Міністерство освіти і науки України
Херсонська державна морська академія
Херсонський національний технічний університет
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Одеський національний морський університет
Національний університет «Одеська морська академія»
Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Інститут газу НАН України
Національний транспортний університет
Український державний університет залізничного транспорту
Білоруський національний технічний університет
Білоруський державний економічний університет
University of Warmia and Mazury in Olsztyn (Польща)
Rzeszow University of Technology (Польща)
Kazimierz Pulaski University of Technology and Humanities in Radom (Польща)
Kabul Polytechnic University (Афганістан)
Науково-виробнича компанія «Modern Multi Power Systems» s.r.o. (Чехія)
Крюінгова компанія «Marlow Navigation» (Кіпр)

МАТЕРІАЛИ

8-ї Міжнародної науково-практичної конференції

СУЧАСНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ НА ТРАНСПОРТІ, ТЕХНОЛОГІЇ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЇХ ОБСЛУГОВУВАННЯ

Херсон – 2017

Програмний комітет:

Белоцерківський М.А. – д.т.н., проф. Об'єднаного інституту машинобудування НАН Білорусі;
Білоусов Є.В. – к.т.н., доц. ХДМА;
Варбанець Р.А. – д.т.н., проф. ОНМУ;
Волков В.П. – д.т.н., проф. ХНАДУ;
Горбов В.М. – к.т.н., проф. НУК;
Грицук І.В. – д.т.н., проф. ХДМА;
Гутаревич Ю.Ф. – д.т.н., проф. НТУ;
Железко Б.О. – к.т.н., доц. Білоруського державного економічного університету;
Жук Г.В. – д.т.н., с.н.с. ІГНАНУ;
Івановський В.Г. – д.т.н., проф. ОНМУ;
Іщенко І.М. – к.т.н., проф. ХДМА;
Каграманян А.О. – к.т.н., доц. УДУЗТ;
Колегаєв М.О. – к.т.н., проф. НУОМА;
Кравченко О.П. - д.т.н., проф. ЖДТУ;
Ляшенко Б.А. – д.т.н., проф. ІПМ;
Малигін Б.В. – д.т.н., проф. ХДМА;
Матейчик В.П. – д.т.н., проф. НТУ;
Мнацаканов Р.Г. – д.т.н., проф. НАУ;
Наглюк І.С. – д.т.н., проф. ХНАДУ;
Подригало М.А. – д.т.н., проф. ХНАДУ;
Подригало Н.М. – д.т.н., доц. ХНАДУ;
Посвятенко Е.К. – д.т.н., проф. НТУ;
Рева О.М. – д.т.н., проф. НАУ;
Рожков С.О. – д.т.н., проф. ХДМА;
Селіванов С.Є. – д.т.н., проф. ХДМА;
Тамаргазін О.А. – д.т.н., проф. НАУ;
Тимошевський Б.Г. – д.т.н., проф. НУК;
Ткач М.Р. – д.т.н., проф. НУК;
Тулученко Г.Я. – д.т.н., проф. ХНТУ;
Шарко О.В. – д.т.н., проф. ХДМА;
Шостак В.П.– к.т.н., проф. НУК
Lejda Kazimierz – д.хаб., проф. Rzeszow University of Technology (Польща);
Podprygora Olena – директор науково-виробничої компанії «Modern Multi Power Systems» s.r.o. (Чехія);
Said Usof – Kabul Polytechnic University (Афганістан);
Smieszek Miroslaw – д.хаб., проф. Rzeszow University of Technology (Польща);
Wróblewski Aleksander – д.т.н., проф. University of Warmia and Mazury in Olsztyn (Польща);
Zbigniew Lukasik – д.т.н., проф. Kazimierz Pulaski University of Technology and Humanities in Radom (Польща)

Організаційний комітет:

Голова – Ходаковський Володимир Федорович, професор, ректор ХДМА
Заступники голови – Бень Андрій Павлович, к.т.н., доц., проректор з НПР ХДМА
Білоусов Євген Вікторович, к.т.н., доц., декан ФСЕ ХДМА
Савчук Володимир Петрович, к.т.н., доц., завідувач кафедри ЕСЕУ ХДМА
Вчений секретар конференції – Блах Ігор Володимирович, нач. відділу технічної інформації ХДМА
Технічний секретар – Бабій Михайло Володимирович, к.т.н., доц. каф. ЕСЕУ ХДМА

Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування. 8-а Міжнародна науково-практична конференція, 28-29 вересня 2017 р. – Херсон: Херсонська державна морська академія.

У програмі 8-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування» представлені доповіді, які присвячені проблемам експлуатації, виробництва та проектування енергетичних установок та устаткування на транспорті, а також підготовці спеціалістів у сфері транспортної енергетики й устаткування.

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА…….**.....** 13

ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ТРАНСПОРТІ

Авраменко Н.Н., Растегина Г.И. ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ВАЛОГЕНЕРАТОРА В ДВИГАТЕЛЬНОМ РЕЖИМЕ…….. 15

Аппазов Е.С., Русанов С.А., Клюєв О.І. ПРОГНОЗУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ТЕПЛОАКУМУЛЯТОРУ ДЛЯ ПЕРЕДПУСКОВОЇ ПІДГОТОВКИ ДВЗ КОЖУХОТРУБЧАСТОГО ТИПУ…….... 20

Безвесильна Е.Н., Ильченко А.В. РАСХОДОМЕР БИОТОПЛИВ ТЕРМОАНЕМОМЕТРИЧЕСКОГО ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ АВТОТРАНСПОРТА…… 23

Бойків М.В., Марій Р.А., Кручиніна К.І. ЗМІНА ФУНКЦІОНАЛЬНОГО СТАНУ ПАСАЖИРА ЗАЛЕЖНО ВІД УМОВ УМОВ РУХУ НА ТРАМВАЙНОМУ МАРШРУТІ 26

Булгаков М.П., Губін В.С., Ташниченко І.В. МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ДВИГУНА ПО ВАКУУМНИМ ДІАГРАМАМ…… 29

Буцький О.В. ОЦІНКА ВЛАСТИВОСТЕЙ СИНТЕТИЧНИХ ФІЛЬТРІВ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ МОТОРНОЇ ОЛИВИ…… 31

Варбанец Р.А., Жолтиков Е.И., Хлевной К.И. СИНХРОНИЗАЦИЯ ДАННЫХ В ЗАДАЧЕ МОНИТРОИНГА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ… 32

Варбанец Р.А., Кырнац В.И., Александровская Н.И., Булгаков Н.П. ДИАГНОСТИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ В РЕЖИМЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ…… 33

Волков В.П., Грицук І.В., Грицук Ю.В., Волков Ю.В. ОБГРУНТУВАННЯ ІНФОРМАЦІЙНОЇ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ОЦІНЮВАННЯ НАДІЙНОСТІ ТА БЕЗПЕКИ І ПРОГНОЗУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ…… 34

Головань А.И., Варбанец Р.А. ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА…… 40

Горобченко О.М., Черняк Ю.В., Антонович А.О. ОГЛЯД СУЧАСНИХ ЗАСОБІВ КОНТРОЛЮ ПОЇЗНОЇ СИТУАЦІЇ ДЛЯ ЛОКОМОТИВНИХ БРИГАД……. 41

Gritsuk Igor. THE DEVELOPMENT OF PRE-START AND AFTER-START HEATING PROCESSES OF VEHICULAR ENGINE……. 44

Грицук І.В., Грицук А.І., Вербовська В.В. СТРУКТУРА І ВЗАЄМОЗВ'ЗОК ФУНКЦІОНАЛЬНИХ МОЖЛИВОСТЕЙ БОРТОВОГО ІНФОРМАЦІЙНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ІНФОРМАЦІЙНОГО ОБМІНУ МІЖ ЕЛЕМЕНТАМИ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ…….. 47

Грицук Ю.В., Грицук В.Ю., Краснокутська З.І., Покшевницька Т.В. ФОРМУВАННЯ ПРОГНОЗНИХ МОДЕЛЕЙ З ВИКОРИСТАННЯМ MS EXCEL ПІД ЧАС МОНІТОРИНГУ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ……. 52

Gritsuk Igor, Mateichyk Vasyl, Simonenko Roman, Volkov Yurii, Sadovnik Ivan. THE FORMATION OF INFORMATION SYSTEM TO STUDY THE VEHICULAR HEATING WITH THE HEATING SYSTEM AND THERMAL ACCUMULATOR IN PRE-START AND AFTER-START HEATING PROCESSES……... 57

62

Дощенко Г.Г., Наговський Д.А. СУДНОВА СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ ДВИГУНОМ ФІРМИ MAN-B&W……...
Егоров О.И. Усовершенствование процедуры определения типа грузовых вагонов….. 65
Залож В.И., Тарасенко Т.В. ЭКСПЛУАТАЦИЯ И НАСТРОЙКА РЕГУЛЯТОРА ОБОРОТОВ ДГ WOODWARD…… 66
Захарчук В.І, Близнюк О.М., Слупко Ю.О. ПОКАЗНИКИ ДИЗЕЛЯ ЗА РІЗНИХ СПОСОБІВ РЕГУЛЮВАННЯ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ……. 74
Зенкин Е.Ю. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПРЕСС ДИАГНОСТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ С ГИДРОАКУУМУЛЯТОРОМ…… 77
Зиновченко А. Н., Гаркуша Г.Г., Сагиров И.В. ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ НЕСИММЕТРИИ ТРЁХФАЗНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ……... 83
Каграманян А.О., Онищенко А.В. ВПРОВАДЖЕННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ МЕТОДІВ ПРОГРІВУ ТЕПЛОВОЗІВ, ЯКІ ЗНАХОДЯТЬСЯ В «ГАРЯЧОМУ» РЕЗЕРВІ…….. 88
Кирилаш О.І., Костюк В.Є., Варбанець Р.А. ЧИСЛОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КАНАЛУ ІНДИКАТОРНОГО КРАНА НА РЕЗУЛЬТАТИ ІНДИЦІЮВАННЯ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ…… 92
Коваленко С.И. ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ УМЕНЬШЕНИЯ ПОГРЕШНОСТИ ДАТЧИКОВ ДАВЛЕНИЯ СЭУ……... 95
Колебанов О.К., Чаусовский Г.О. НЕДОЛІКИ АВАРІЙНОЇ СИСТЕМИ ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ ПАСАЖИРСЬКОГО СУДНА…… 100
Колесник Д.В. СУДОВАЯ ПРОПУЛЬСИВНАЯ УСТАНОВКА С ВИНТОРУЛЕВОЙ КОЛОНКОЙ…… 105
Кривошапов С.И. УПРОЩЕННАЯ МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ БАЗОВОЙ НОРМЫ РАСХОДА ТОПЛИВА ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН…….. 106
Кучеренко Ю.Н., Варбанец Р.А., Ивановский В.Г. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СУДОВОЙ ДИЗЕЛЬНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ……..... 108
Mateichyk Vasyl, Smieszek Miroslaw, Tsiuman Mykola, Gritsuk Igor. GENERAL RESEARCH METHODOLOGY TO STUDY VEHICLE PERFORMANCE IN MOTION USING THE HEATING SYSTEM…… 109
Мисюра М.І. ПОЛІПШЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА В ЗИМОВИХ УМОВАХ…….. 111
Михайленко В.С. РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ИДЕНТИФИКАЦИИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СУДОВОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ……... 114
Музалевська Ю.Ю. ПОШУК ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ АВТОБУСНОЇ МАРШРУТНОЇ МЕРЕЖІ М. ХЕРСОН…… 119
Наглюк И.С., Левченко А.В., Наглюк М.И. НАДЁЖНОСТЬ КОНДИЦИОНЕРОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТРАНСПОРТА……... 123
Наговський Д.А., Дощенко Г.Г. СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ ПРОПУЛЬСИВНИМ КОМПЛЕКСОМ СУДНА – КАБЕЛЕУКЛАДАЧА……... 125
Рабинович Э.Х., Зуев В.А. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ПО ПАРАМЕТРАМ РАЗГОНА И ВЫБЕГА МАШИНЫ……. 130
Рева О.М., БорсукС.П., Селезньов Г.М., Насіров Ш.Ш. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ СИСТЕМНО-ІНФОРМАЦІЙНОЇ КВАЛІМЕТРІЇ ЛЮДСЬКОГО ЧИННИКА В АЕРОНАВІГАЦІЙНИХ СИСТЕМАХ…… 134
Рябушенко О.В., Наглюк І.С. ПЕРЕДУМОВИ ТА НАСЛІДКИ ЗНИЖЕННЯ ВСТАНОВЛЕНИХ ОБМЕЖЕНЬ ШВИДКОСТІ РУХУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В УКРАЇНІ……..... 140
Самарін О.Є. ПОЛЕГШЕННЯ ЗАПУСКУ ДВИГУНА З МАХОВИКОМ…… 145
Самохвалов В.С., Смоляной Є.С. ПНЕВМОІМПУЛЬСНЕ ОЧИЩЕННЯ КОРПУСУ СУДНА……... 148

Соболь О.В. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК В СИСТЕМЕ $H_2O - Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$ …….. 149
Тамаргазин А.А., Линник И.И. ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГАЗОТУРБИННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ПО РЕГИСТРИРУЕМЫМ ПАРАМЕТРАМ……. 153
Тимофеєв К.В., Поливода В.В., Тернова Т.І. ЦИФРОВІ РЕГУЛЯТОРИ В СИСТЕМАХ ОХОЛОДЖЕННЯ ГОЛОВНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ…… 159
Тищенко А.Ю. СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ КОТЛОМ НА БАЗЕ ПРОГРАММИРУЕМЫХ ЛОГИЧЕСКИХ КОНТРОЛЛЕРОВ И СЕНСОРНОЙ ПАНЕЛИ…… 163
Худяков И.В., Рудакова А.В. АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА РАБОТУ ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСА В ХОДОВЫХ РЕЖИМАХ…….. 165
Яковенко А.Ю. РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТРОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ НА БАЗЕ КОМБИНИРОВАННОГО ДАТЧИКА ДАВЛЕНИЯ ТОПЛИВА……... 167

ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, НАДІЙНОСТІ ТА БЕЗПЕКИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ТРАНСПОРТІ, НЕТРАДИЦІЙНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ

Gritsuk Igor, Volkov Vladimir, Gutarevych Yurii, Mateichyk Vasyl, Verbovskiy Valeriy. THE PECULIARITIES OF THE COMBINED HEATING SYSTEM BASED ON PHASE-TRANSITIONAL THERMAL ACCUMULATORS……... 174
Oleksandr Shefer. SCIENTIFICALLY-TECHNICAL SOLUTIONS THAT ARE CONNECTED WITH THE INCREASE OF SATELLITE TELECOMMUNICATIONS SIGNALS' NOISE IMMUNITY DURING SC'S SEA START…… 177
Yesmagambetov B.B.S., Kyrychenko I.H., Nikonov O.J., Klets D.M. INTEGRATED MOBILE INSTALLATIONS FOR WATER AND ELECTRICITY GENERATION USING SOLAR ENERGY……... 179
Агєєв М.С., Сімагін А.Ф., Манжелей В.С, Ковальчук Д.В. ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ КОМБІНОВАНИХ МЕТОДІВ НАНЕСЕННЯ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПОКРИТТІВ ДЛЯ ВІДНОВЛЕННЯ ТА ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ СУДНОВИХ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ…… 183
Адров Д.С., Вербовський В.С., Краснокутська З.І., Грицук І.В. ОСОБЛИВОСТІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ,ОСНАЩЕНОГО СИСТЕМОЮ КОМБІНОВАНОГО ПРОГРІВУ, ЗА ЦИКЛОМ ПЕРЕДПУСКОВОГО ПРОГРІВУ І ПУСКУ……... 188
Богатчук І.М., Прунько І.Б. ВІДНОВЛЕННЯ ОСІ КОЛОДОК ЗАДНЬОГО ГАЛЬМА АВТОМОБІЛЯ ЗИЛ-130 ЗА ДОПОМОГОЮ ЕЛЕКТРОІСКРОВОГО НАРОЩУВАННЯ……. 194
Ворона Т.В., Ивченко Т.И., Николайчук В.Я. ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ СТАЛЬНЫХ ГАЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ ЭЛЕКТРОКОНТАКТНОЙ ОБРАБОТКОЙ…… 197
Воронін С.В., Каграманян А.О, Онопрейчук Д.В., Горбачов М.В. ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПАЛИВНИХ СИСТЕМ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ШЛЯХОМ ПОКРАЩЕННЯ ПРОТИЗНОШУВАЛЬНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПАЛИВА……. 199

Гаєва Л.І., Дикун Т.В. ДО ПИТАННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ РОБОТИ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ НА БІОГАЗІ З ВІДХОДІВ ТВАРИННИЦТВА…… 201
Гнатов А.В., Аргун Щ.В., Дзюбенко О.А. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ НАВАНТАЖЕННЯ ДЛЯ МОНОКРИСТАЛІЧНИХ ТА ПОЛІКРИСТАЛІЧНИХ СОНЯЧНИХ БАТАРЕЙ…… 203
Горбов В.М., Соломонюк Д.М. ПОРІВНЯННЯ МАСОВИХ ПОКАЗНИКІВ ГТУ З РЕГЕНЕРАЦІЄЮ ТЕПЛОТИ ТА З ПОВІТРЯНИМ УТИЛІЗАЦІЙНИМ КОНТУРОМ… 206
Горячкін А.В., Колбасенко О.В. ВПЛИВ ОКСИДІВ АЗОТУ НА НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНІ КОРОЗІЙНІ ПРОЦЕСИ……. 209
Горячкин А.В., Колбасенко О.В. ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ВОДЫ ВОДОТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ НА ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ И ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ…….. 210
Грич А.В. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧОЇ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ…….. 212
Данилян А.Г. ВНЕДРЕНИЕ КАТАЛИЗАТОРА ТОПЛИВА ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ……... 214
Довгаль А.Г. РОЗРОБКА КОМПОЗИЦІЙНОГО МАТЕРІАЛУ ДЛЯ СІДЕЛ КЛАПАНІВ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ АВІАЦІЙНОЇ НАЗЕМНОЇ ТЕХНІКИ…… 219
Зінченко Д.О. ВПЛИВ СИНТЕТИЧНИХ ДИСКРЕТНИХ ВОЛОКОН НА ТРИБОЗВАЄМОДІЮ В МЕТАЛОПОЛІМЕРНИХ СИСТЕМАХ…… 225
Зинченко Д.А. НОВЫЕ ПОЛИМЕРНЫЕ КОМПОЗИТЫ В УЗЛАХ ТРЕНИЯ МОРСКОГО ТРАНСПОРТА…… 227
Ивашко В.С., Лопата В.Н., Соловых Е.К. ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГАЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ ИЗ БОРОСОДЕРЖАЩИХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ УПРОЧНЕНИЯ И ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ СУДОВЫХ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ……... 230
Кайдалов Р.О., Подригало М.А., Черняк Р.Є., Дунь С.В. ОЦІНКА ЕКОНОМІЇ ЕНЕРГІЇ ГІБРИДНОГО АВТОМОБІЛЯ ПРИ СТАЛОМУ РУСІ……. 233
Кравченко О.П. ЕКСПЛУАТАЦІЙНА НАДІЙНІСТЬ ДВЗ АВТОМОБІЛІВ-ТЯГАЧІВ 238
Курлыков Д.А., Кубич В.И. УРАВНЕНИЕ РЕГРЕССИИ КРИТЕРИЯ РЕЙНОЛЬДСА ДЛЯ СОПРЯЖЕНИЙ СКОЛЬЖЕНИЯ ДВС…….. 243
Кухтов В.Г., Said Usof, Савчук В.П. АНАЛИЗ ПРИЧИН ИЗНОСА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ТРАНСМИССИЙ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН……. 248
Кухтов В.Г., Щербак О.В. ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕНОСТИ НЕСУЩИХ СИСТЕМ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ С УЧЕТОМ ИХ ДИНАМИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ……. 253
Кушнєрова Н.І. ПІДВИЩЕННЯ РІВНЯ НАДІЙНОСТІ ТА ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СТІЙКОСТІ СИСТЕМ ШЛЯХОМ ВИЯВЛЕННЯ ПЛАВАЮЧИХ ВІДМОВ І ЗБОЇВ…. 259
Литвин С.Н. СНИЖЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА ПРИ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ ПО ГОРОДСКОМУ ЦИКЛУ ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ АККУМУЛЯТОРОВ……. 262
Литвин С.Н. СВЯЗЬ ДЕТОНАЦИОННОГО ГОРЕНИЯ С НАДЕЖНОСТЬЮ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ РАБОТАЮЩЕГО НА ГАЗООБРАЗНОМ ТОПЛИВЕ… 264
Малыгин Б.В., Короленко Е.А., Короленко А.В., Погорлецкий Д.С. ВЛИЯНИЕ МАГНИТНО-ИМПУЛЬСНОЙ ОБРАБОТКИ НА КОРРОЗИЮ И КАВИТАЦИЮ В СИСТЕМЕ РАЗРУШЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ГРЕБНОГО ВИНТА И ПОТЕРИ СКОРОСТИ СУДНА……. 266

Марченко А.П., Кравченко С.А., Карягин И.Н. ПОВЫШЕНИЕ НАДЁЖНОСТИ И ВЛИЯНИЕ МИКРОДУГОВОГО ОКСИДИРОВАНИЯ НА ПАРУ ТРЕНИЯ КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ-ВКЛАДЫШ ДВИГАТЕЛЕЙ ТИПА Д100 И Д80…… 271
Мельник В.М. ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ, ЩО ЗАБЕЗПЕЧУЮТЬ ЕКОНОМІЮ ПАЛИВА…… 274
Настасенко В.А. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СУДОВЫХ НЕТРАДИЦИОННЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ…….. 279
Погорлецький Д.С., Малигін Б.В. АНАЛІЗ ТА СТАН ДОСЛІДЖЕНЬ МАГНІТНОЇ ОБРОБКИ ВУГЛЕВОДНЕВИХ ПАЛИВ…… 282
Приймак Л.Б. ЗНОСОСТІЙКІСТЬ КОМПОЗИЦІЙНОГО МАТЕРІАЛУ ДЛЯ СІДЕЛ КЛАПАНІВ НА ОСНОВІ КАРБОНІТРИДУ ТИТАНУ…… 286
Пурпуров А.В. ОБЕПЕЧЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ РАБОТНИКА ТРАНСПОРТА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТЕРМОРЕГУЛЯЦИОННОГО КОСТЮМА «КОВЧЕГ М42»…….. 291
Рябенький В.М., Короленко О.В., ВороненкоС.В. ВЗАЄМОЗВ'ЯЗОК ГОЛОВНОГО ДВИГУНА З СУДНОВОЮ ГЕНЕРАТОРНОЮ СИСТЕМОЮ, ЯК ЕЛЕМЕНТІВ КОГЕНЕРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ…… 295
Савчук В.П., Симагин А.Ф. МЕТОД ИЗМЕРЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ СМАЗОЧНОГО СЛОЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ, РАБОТАЮЩИХ В ГИДРОДИНАМИЧЕСКОМ РЕЖИМЕ СМАЗКИ…….. 298
Саенко Ю.Л., Молчан А.В. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТУРБУЛЕНТНОГО ВЕТРОПОТОКА ПРИ АНАЛИЗЕ ВЛИЯНИЯ ВЕТРОГЕНЕРАТОРОВ НА КАЧЕСТВО ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ……. 303
Самарін О.Є. ПІДВИЩЕННЯ СТРОКУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЦПГ ТРОНКОВОГО ДВИГУНА…….. 308
Самарін О.Є. ЗБІЛЬШЕННЯ СТРОКУ СЛУЖБИ РЕМІННОГО ПРИВОДУ ГРМ ДВИГУНА…….. 311
Соловьев А.А., Житаренко В.М. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ ПРОДУВКИ СУДОВЫХ ПАРОВЫХ КОТЛОВ В ОПРЕСНИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ…… 314
Тартаковский Е.Д., Каграманян А.О., Аулін Д.О., Басов О.В. РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ ОЧИСТКИ СИСТЕМ ДИЗЕЛЯ ТА ТЕПЛОВОЗА……. 319
Ткач М.Р., Тімошевський Б.Г., Доценко С.М., Галинкін Ю.М. ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ ЗАБОРТНОЇ ВОДИ НА ПОКАЗНИКИ УТИЛІЗАЦІЙНИХ МЕТАЛОГІДРИДНИХ УСТАНОВОК МАЛООБЕРТОВИХ ДВИГУНІВ…….. 323
Фалендиш А.П., Володарець М.В., Клецька О.В. ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОЄМНОСТІ НАКОПИЧУВАЧА ЕНЕРГІЇ ТА ПОТУЖНОСТІ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА ГІБРИДНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ……. 325
Халил Селим Т.М., Горпинич А.В., Саравас В.Е., Захаренко Н.С. ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА ОТ ВНЕДРЕНИЯ МЕРОПРИЯТИЙ ПО РЕКОНФИГУРАЦИИ РЕАЛЬНОЙ РАЗВЕТВЛЁННОЙ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ СЕТИ С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ ПОТЕРЬ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ…….. 327
Шаманский С. И., Бойченко С. В. КУЛЬТИВИРОВАНИЕ МИКРОВОДОРОСЛЕЙ В СТОЧНЫХ ВОДАХ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА МОТОРНОГО БИОТОПЛИВА…….. 333
Яковлєва А.В., Бойченко С.В., Шкільнюк І.О., Черняк Л.М., Вовк О.А., Lejda K. ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ АВІАЦІЙНИХ БІОПАЛИВ ДЛЯ ПОКРАЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОВІТРЯНИХ СУДЕН……. 335

РОБОЧІ ПРОЦЕСИ, ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ ТРАНСПОРТНОГО І ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Белоусов Е.В., Савчук В.П., Грицук И.В., Белоусова Т.П. ОРГАНИЗАЦИЯ ВНУТРЕННЕГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ НА УЧАСТКЕ СЖАТИЯ В СУДОВЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ…….. 341

Білоусова Т.П., Шульженко М.А., Титаренко Ю.В., Тулученко Г.Я. ЗАСТОСУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЇ БЛОЧНИХ МАТРИЦЬ У ЗАДАЧАХ ІНТЕРПОЛЯЦІЇ…….. 344

Веретенник А.М., Аболешкин С.Е., Кардашев Д.Л., Григорьева Е.С. АКСЕЛЕРОМЕТРИЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДИЗЕЛЯ…….. 346

Джуринская А.А., Смоляной Е.С. ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКОЛОГИЧЕСКОГО УВЛАЖНЕНИЯ ТЕРМОПРЕССОРОМ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА СУДОВОГО ДВС……... 350

Коновалов Д.В. Кобалава Г.А, Майбродский П.А. ПРИМЕНЕНИЕ АЭРОТЕРМОПРЕССОРА ДЛЯ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК……. 351

Коробко В.В. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ІМПУЛЬСНОЇ ДВОНАПРАВЛЕНОЇ ТУРБІНИ В СКЛАДІ ТЕРМОАКУСТИЧНОЇ ТЕПЛОВОЇ МАШИНИ……... 352

Маулевич В.О. МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ В СРЕДЕ AVL BOOST……... 356

Пелевін Л.Є., Горбатюк Є.В., Міщук Д.О. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ РОЗПУШУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ ПРИ СТАТИЧНОМУ РОЗПУШУВАННІ ГРУНТУ……. 357

Поляков В.А., Хачапуридзе Н.М. ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ АСПЕКТ ДИНАМИКИ МАГНИТОЛЕВИТИРУЮЩЕГО ПОЕЗДА…… 363

Половинка Э.М., Слободянюк Н.В. ПРОЦЕСС ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА В СУДОВОМ СРЕДНЕОБОРОТНОМ ДИЗЕЛЕ НА ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ…….. 369

Рыбалко Р.И., Гущин О.В. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ АЭРОСМЕСИ НА НАЧАЛЬНОМ УЧАСТКЕ ТРАНСПОРТНОГО ТРУБОПРОВОДА… 374

Свистун Ю.А. РОБОТА ГАЗОВОГО ДВИГУНА НА ПРИВІД ЕЛЕКТРОГЕНЕРАТОРА ЗА РІЗНОГО СКЛАДУ ГАЗО-ПОВІТРЯНОЇ СУМІШІ…… 377

Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р., Шалапко Д.О., Гапонов Е.В. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЛНОВОГО ЭФФЕКТА ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ С МАЛЫМИ ДОБАВКАМИ ВОДОРОДА……... 381

Ткач М.Р., Тимошевський Б.Г., Познанський А.С., Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю. ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ СИНТЕЗ-ГАЗУ В ДВЗ З ПРИМУСОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ……..... 383

Троханяк В.І., Горобець В.Г., Богдан Ю.О., Антипов Є.О. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ……... 386

ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ ТА ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ І ВИРОБНИЦТВА ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ, ЙОГО ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

Ананьева О.М., Давиденко М.Г., Бабаев М.М. СИНТЕЗ БАЗОВЫХ УЗЛОВ УСТРОЙСТВА ОПТИМАЛЬНОГО ПРИЁМА СИГНАЛА НА ФОНЕ ДВУХКОМПОНЕНТНОЙ МАРКОВСКОЙ ПОМЕХИ……. 390
Антипов Є.О., Горобець В.Г., Троханяк В.І., Богдан Ю.О., Насєка Ю.М. ОПТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ПАРАМЕТРІВ СТРУКТУРНО-ФАЗОВИХ ПЕРЕТВОРЕНЬ ПАРАФІНІВ ТА ЇХ СУМІШЕЙ З НАНОЧАСТИНКАМИ ВУГЛЕЦЮ ТА МЕТАЛІВ……... 394
Бабій М.В., Скрипка Г.Л. АНАЛІЗ ПРОГРЕСИВНИХ СПОСОБІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ СУДНОВИХ КОТЛІВ…… 398
Бобошко В. О., Бобылев И.А., Ключник В.С. ПРОГРАММА ДЛЯ ВИЗУАЛИЗАЦИИ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО КРУГОВОГО ПРОТЯГИВАНИЯ……. 401
Білай А.В. ДО ПИТАННЯ ПРО ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ У СИСТЕМАХ ЖИВЛЕННЯ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ…… 403
Вербовский В.С. ОПЫТ ИНСТИТУТА ГАЗА НАН УКРАИНЫ ПО ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ГАЗОВЫХ МОТОРНЫХ ТОПЛИВ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ…….. 407
Володарец Н.В. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ И НАКОПИТЕЛЯ ЭНЕРГИИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С ГИБРИДНЫМ ПРИВОДОМ…… 408
Врублевский А., Лангер А. ОТРАБОТКА МЕТОДИКИ И РЕЗУЛЬТАТЫ ДОБАВЛЕНИЯ ВОДЫ В ПРОЦЕССЕ НАПОЛНЕНИЯ СТАЦИОНАРНОГО ДИЗЕЛЯ МОЩНОСТЬЮ 3 КВТ…….. 410
Врублевский Р.Е. РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЯ В УПРАВЛЕНИИ ПРОЦЕССОМ МИО В СУДОСТРОЕНИИ И ПРИ СУДОРЕМОНТЕ……. 412
Дінжос Р.В., Фіалко Н.М., Махровський В.М., Навродська Р.О. ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ СТРУКТУРНОЇ РЕЛАКСАЦІЇ В ОБЛАСТІ СКЛУВАННЯ ПОЛІМЕРНИХ НАНОКОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ……. 415
Динжос Р.В., Фиалко Н.М., Росица П. Николова. ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПОЛИМЕРНЫХ МИКРО- И НАНОКОМПОЗИТОВ НА ОСНОВЕ ПОЛИКАРБОНАТА…….. 416
Зуев В. А. БЕСТОРМОЗНОЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТА ИНЕРЦИИ ДВИГАТЕЛЯ НА РОЛИКОВОМ СТЕНДЕ…… 417
Калініченко І.В., Печерських К.М. ПРОБЛЕМИ ПЕРЕХОДУ НА ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНІ ХЛАДОНИ СУДНОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК, ЩО БУЛИ У ВИКОРИСТАННІ……... 424
Каштальян П.В., Ткач В.А., Рожков С.А. ФОРМИРОВАНИЕ АДАПТИВНОГО ИММЕРСИВНОГО ИНТЕРФЕЙСА В ПРОФЕССИОНАЛЬНЫХ СРЕДАХ……. 425
Коваленко Д. М., Багрій Д.Б. МОЖЛИВІСТЬ ПЕРЕВЕДЕННЯ ЛОКОМОТИВІВ ІСНУЮЧОГО ПАРКУ НА ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ…… 430
Король Ю.М., Корнелюк О.Н., Тендитная Н.В., Ковалёв А.Н. МНОГОВАРИАНТНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАК ОСНОВА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ…… 432
Кривий П.Д., Дзюра В.О., Тимошенко Н.М., Сеник А.А. ДО ПИТАННЯ ТОЧНОСТІ ФОРМ ЗГОРТНИХ ВТУЛОК ЗА ПАРАМЕТРОМ ВІДХИЛЕННЯ ВІД КРУГЛОСТІ….. 434
Крижановская И.П., Бугаева С.В. РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ И МОДЕЛЕЙ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЕКТАМИ В ГИДРОТЕХНИЧЕСКОМ СТРОИТЕЛЬСТВЕ С ПРИМЕНЕНИЕМ ИННОВАЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ……... 436

Лебедь О.М, Безбах О.М, Лебедь Н.І. ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСУ ЖИТТЯ НЕРІВНОВАЖНИХ НОСІЇВ ЗАРЯДУ В НАПІВПРОВІДНИКОВИХ ДІОДАХ……... 438
Литвин С.Н. К ВОПРОСУ РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ РЕГИОНОВ ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ПАРОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА МЕСТНЫХ ТОПЛИВАХ……... 440
Литвин С.Н. УМЕНЬШЕНИЕ ОБЪЕМОВ ПРОИЗВОДСТВА В МАШИНОСТРОЕНИИ КАК РЕЗУЛЬТАТ ДОПУЩЕННЫХ, ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ПРИВАТИЗАЦИИ НА УКРАИНЕ, ОШИБОК……... 442
Литвин С.Н. ПРОБЛЕМЫ, ВОЗНИКАЮЩИЕ В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ, ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ГАЗООБРАЗНЫХ ТОПЛИВ…… 444
Литвин С.Н., Малютин П.В. МОДЕРНИЗАЦИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ 6ЧН23/30 В ХИМИЧЕСКИЙ РЕАКТОР СЖАТИЯ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ СИНТЕЗ–ГАЗА 446
Луняка К.В., Клюєв О.І., Русанов С.А. ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДУ МАТЕМАТИЧОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРИ ВИВЧЕННІ ГІДРОДИНАМІКИ РУХУ РІДИНИ В ТРУБАХ КОЖУХОТРУБЧАСТОГО ТЕПЛООБМІННИКА……. 448
Луців І.В., Буховець В.М ., Кушик В.Г., Білий В. В., Литвин А.В. СТАБІЛІЗАЦІЯ ЗАТИСКУ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДЕТАЛЕЙ НА ТОКАРНИХ ВЕРСТАТАХ-АВТОМАТАХ……... 450
Ляшенко Б.А., Агеев М.С., Михайлюта С.С., Маркович С.И. ОЦЕНКА УДЕЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ПОРШНЯМИ, ОБРАБОТАННЫМИ ИМПУЛЬСНЫМ АЗОТИРОВАНИЕМ…….. 451
Матвеев В.В. МОДЕРНИЗАЦИЯ ОТДЕЛЬНЫХ ЧАСТЕЙ КАК НОВЫЙ ПОДХОД УЛУЧШЕНИЯ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ТУРБОНАГНЕТАТЕЛЯ…….. 455
Пирисунько М. А., Павленко Д.С., Філєнков В.І., Трохимчук М.В. ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВЗ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ОЗОНУВАННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ…… 458
Рокицький М.О., Шут М.І., Рокицька Г.В., Сопронюк С.С. ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ ПОЛІМЕРНИХ НАНОКОМПОЗИТІВ СИСТЕМИ ПЕНТАПЛАСТ – ВУГЛЕЦЕВІ НАНОТРУБКИ…….. 459
Русінова Н.О. СПОСОБИ ПІДВИЩЕННЯ МІЦНОСТІ ПОЛІКРИСТАЛІЧНИХ МАТЕРІАЛІВ НА ОСНОВІ АЛМАЗУ…… 460
Самарін О.Є. ПІДВИЩЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ДВОТАКТНОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА…….. 463
Скалыга Н.Н., Рудинец Н.В., Бодак В.И., Вербовский В.С., Белоусов Е.В., Грицук И.В. К ВОПРОСУ УЛУЧШЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПРИМЕНЕНИЕМ ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПРИВОДА ВЕДУЩИХ СТОЕК……. 467
Тульженкова О.С., Рокицький М.О., Шут А.М. ТЕПЛОЄМНІСТЬ ПОЛІМЕРНИХ НАНОКОМПОЗИТІВ СИСТЕМИ ПОЛІХЛОРТРИФТОРЕТИЛЕН - ДІОКСИД ОЛОВА 469
Шевченко В.В., Філіпщук О.М., Горячкін В.Ю. ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРОДІАЛІЗНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ДЛЯ ПОПОВНЕННЯ ЗАПАСІВ ПРІСНОЇ ВОДИ ПРИ СПАЛЮВАННІ ВОДОПАЛИВНИХ ЕМУЛЬСИЙ…….. 470
Шульженко А. А., Jaworska L., Соколов А. Н., Гаргин В. Г., Закора А. П., Романко Л. А., Белявина Н.Н., Шевченко А.Д. АЛМАЗНЫЙ ПОЛИКРИСТАЛЛИЧЕСКМЙ КОМПОЗИЦИОННЫЙ МАТЕРИАЛ, ПОЛУЧЕННЫЙ В СИСТЕМЕ АЛМАЗ–ГРАФЕН–КРЕМНИЙ…… 472
Ярема І.Т., Зеленський К.В., Сімора С.М. ЗАЛЕЖНІСТЬ МОДУЛЯ ПРУЖНОСТІ ПОЛІАМІДНИХ ЗРАЗКІВ РІЗНОЇ ТОВЩИНИ ВІД ВОДОПОГЛИНАННЯ……. 478
Ярема І.Т, Кашуба Н.П., БуховецьВ.М., Чорний А.В. ПОЛІМЕРКОМПОЗИТНА КОНСТРУКЦІЇ УЩІЛЬНЕННЯ ПОРШНЯ КЛАПАНУ КОМПРЕСОРА ГПА-25 І…….. 479

ПРОБЛЕМИ ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ ДЛЯ ТРАНСПОРТНОЇ ГАЛУЗІ

Богдан Ю.А., Манжелей В.С. ТРЕНАЖЕР МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ НА ПУТИ СТАНОВЛЕНИЯ КОМПЕТЕНТНОГО СУДОВОГО МЕХАНИКА……. 481
Горяинов А.Н. ДОРОЖНАЯ КАРТА УЧЕБНОГО КУРСА КАК ИНСТРУМЕНТ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОДГОТОВКИ СПЕЦИАЛИСТОВ……. 484
Зайцева Т.В. ІНТЕРАКТИВНІ МЕТОДИ НАВЧАННЯ ЯК СКЛАДОВА КОМПЕТЕНТНІСНОГО ПІДХОДУ В ОСВІТІ…….. 490
Землянський А.В., Сурков К.Ю., Авдеев В.С. ІНДИВІДУАЛЬНІ СТРАТЕГІЇ ДІЯЛЬНОСТІ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ВИРІШЕННЯ ПОТЕНЦІЙНО-КОНФЛІКТНОЇ СИТУАЦІЇ В СИСТЕМІ ТРЕНАЖЕРНОЇ ПІДГОТОВКИ……. 493
Знайдюк В.Г., Ляшенко С.О., Ляшенко О.С. ОРГАНІЗАЦІЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАВЧАЛЬНОЇ РОБОТИ В СИСТЕМІ ДИСТАНЦІЙНОГО НАВЧАННЯ ЗА ДОПОМОГОЮ MOODLE……. 497
Кравцова Л.В., Каминская Н.Г. МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЗАЩИЩЁННОСТИ ТЕСТОВЫХ ОБУЧАЮЩИХ СИСТЕМ……... 499
Краснокутська З.І., Покшевницька Т.В., Грицук І.В. ТРАНСФЕР ТЕХНОЛОГІЙ У ВИЩИХ НАВЧАЛЬНИХ ЗАКЛАДАХ…… 501
Погорлецький Д.С., Курносенко Д.В. КОМПЕТЕНТНІСНИЙ ПІДХІД В СИСТЕМІ МОРСЬКОЇ ОСВІТИ…….. 503
Савчук В.П., Манжелей В.С., Ковальчук Д.В. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ 3D МОДЕЛЕЙ ПРИ ИЗУЧЕНИИ СТРОЕНИЯ СУДОВЫХ МЕХАНИЗМОВ И СИСТЕМ…….. 505
Терещенкова О.В., Стрелковская Л.А., Пуляева А.В. ФОРМИРОВАНИЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНЫХ КОМПЕТЕНЦИЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИКОВ ПРИ ИЗУЧЕНИИ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ……... 508
Черненко В.В. ФОРМУВАННЯ ІНФОРМАЦІЙНОЇ КОМПЕТЕНТНОСТІ КЕРІВНОГО СКЛАДУ ВИЩИХ НАВЧАЛЬНИХ ЗАКЛАДІВ. ФОРМИ І МЕТОДИ ДІЯЛЬНОСТІ ННВ ВНЗ ПО ФОРМУВАННЮ ІНФОРМАЦІЙНОЇ КОМПЕТЕНТНОСТІ…… 510
Шапар Л.А. ПОКРАЩЕННЯ ПРИНЦИПІВ ОРГАНІЗАЦІЇ КЕРІВНИЦТВА ПЛАВАЛЬНОЮ ПРАКТИКОЮ……... 512

ПЕРЕДМОВА

Стрімке зростання світового товарообігу потребує інтенсифікації транспортних перевезень, а також реалізації технологічних процесів їх регулювання у різних галузях сучасної промисловості. При цьому безперервно зростають робочі швидкості, потужність та енергооснащеність транспортних і технологічних машин. Вказані фактори значно впливають на експлуатацію, проектування та виробництво енергетичних установок як основного елементу будь-якої машини. Проблеми енергозбереження та нетрадиційна енергетика, нові технології проектування та виробництва, вдосконалення існуючих та створення нових конструкційних, паливо-мастильних та ізоляційних матеріалів, новітні досягнення зумовлені досвідом експлуатації енергоустановок, засобами підвищення надійності їх елементів, екологічними проблемами тощо.

Досягнення сучасної науки найбільш швидко впливають на експлуатацію енергетичних установок. Так створення нових конструкційних матеріалів дозволяє підвищити експлуатаційні навантаження та потужність, розробити нові високоефективні технології ремонту та відновлення деталей енергоустановок, нові мастильні матеріали, скоротити витрати енергії на тертя та підвищити зносостійкість устаткування. У свою чергу створення нових технологій та оснащення для ремонту дозволяють скоротити час простоїв та підвищити конкурентоспроможність засобів транспорту, а створення та впровадження альтернативних палив та новітніх відновлюваних джерел енергії – підвищити їх економічність та екологічність.

Велике значення для ефективної та безвідмовної роботи енергетичних установок має автоматизація їх роботи, контролю та обслуговування. Це потребує розробки нових математичних та фізичних моделей, що описують реальні теплові, механічні, гідравлічні та комплексні процеси в енергетичних установках при їх роботі у типових чи екстремальних умовах. Автоматизація процесів проектування дозволяє скоротити час підготовки та переналагодження виробництва, а створення нових прикладних програм для потреб проектувальників та виробників дозволяє значно спростити час підготовки, а також переналагодження виробництва.

Особливе місце займають питання екологічної безпеки енергетичних установок. У зв’язку із стрімким зростанням пасажиро- та вантажоперевезень зростають і об’єми викидів шкідливих компонентів із відпрацьованими газами енергетичних установок транспортних засобів. Для відповідності сучасним вимогам нормативних документів, що обмежують викиди шкідливих речовин в навколишнє середовище, необхідно створення нових підходів при конструюванні енергетичних установок та транспортних засобів вцілому.

Нові досягнення науки та промисловості зі створення нових і удосконалення існуючих енергетичних установок на транспорті потребують змін та підвищення якості підготовки фахівців для транспортної галузі. Слід зазначити, що вимоги до якості підготовки на морському транспорті встановлені Кодексом ПДНВ, що, у свою чергу, зумовлює запровадження нових освітніх технологій.

Необхідність комплексного висвітлення досягнень фахівців з експлуатації, проектування та виробництва енергетичних установок, обміну думками, проведення наукових дискусій стала причиною проведення щорічної Всеукраїнської конференції СЕУТТОО та видання представленого до Вашої уваги збірника її праць.

У програму конференції були включені роботи як відомих фахівців, так і доповіді молодих вчених, які тільки починають свій шлях у науку. Тому слід зазначити, що за положення, викладені в доповідях, несуть відповідальність автори.

Організатори конференції висловлюють щиру подяку всім авторам доповідей за порозуміння та співпрацю і сподіваються, що сама конференція, дискусії та обговорення, проведені в її рамках, а також матеріали конференції будуть корисними всім її учасникам, іншим фахівцям, аспірантам і студентам.

Секція 1

ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ТРАНСПОРТІ

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ВАЛОГЕНЕРАТОРА В ДВИГАТЕЛЬНОМ РЕЖИМЕ

Авраменко Н.Н., Растегина Г.И.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Введение. Современные морские суда весьма разнообразны по своему назначению, водоизмещению, пропульсивным установкам, но все они характеризуются высокой степенью автоматизации, насыщенностью электрооборудованием различного назначения, надежность работы которого зависит от правильного технического использования, технического обслуживания и ремонта.

В связи с этим значительно возрастают требования к знаниям и навыкам в области судового электрооборудования не только судовых электромехаников, но и судовых механиков как на уровне функции эксплуатации (вахтенные механики), так и на уровне функции управления (старшие механики) [1].

Стандарты компетентности, которым должны соответствовать моряки, определены в части А Международной конвенции о подготовке и дипломировании моряков и несении вахты 1978 г. (МК ПДМНВ-78) с поправками 2010 года [2].

Актуальность исследований. Из-за недостаточной компетентности обслуживающего персонала в электронной технике возникла необходимость в отработке действий по переводу валогенераторной установки (ВГУ) в двигательный режим на судах с ВГУ с синхронным генератором, преобразователем частоты и звеном постоянного тока. Исследование на тренажере валогенератора при его переводе в двигательный режим позволит обслуживающему персоналу изучить принцип работы и оптимального технического использования ВГУ.

Цель работы. Показать последовательность выполнения операций при переводе валогенератора в двигательный режим, дать анализ явлений, происходящих при этом в системе электроснабжения судна.

Изложение основного материала. Исследования проводились с помощью программы MC90-V (MD111), которая является симулятором работы механизмов машинного отделения судна.

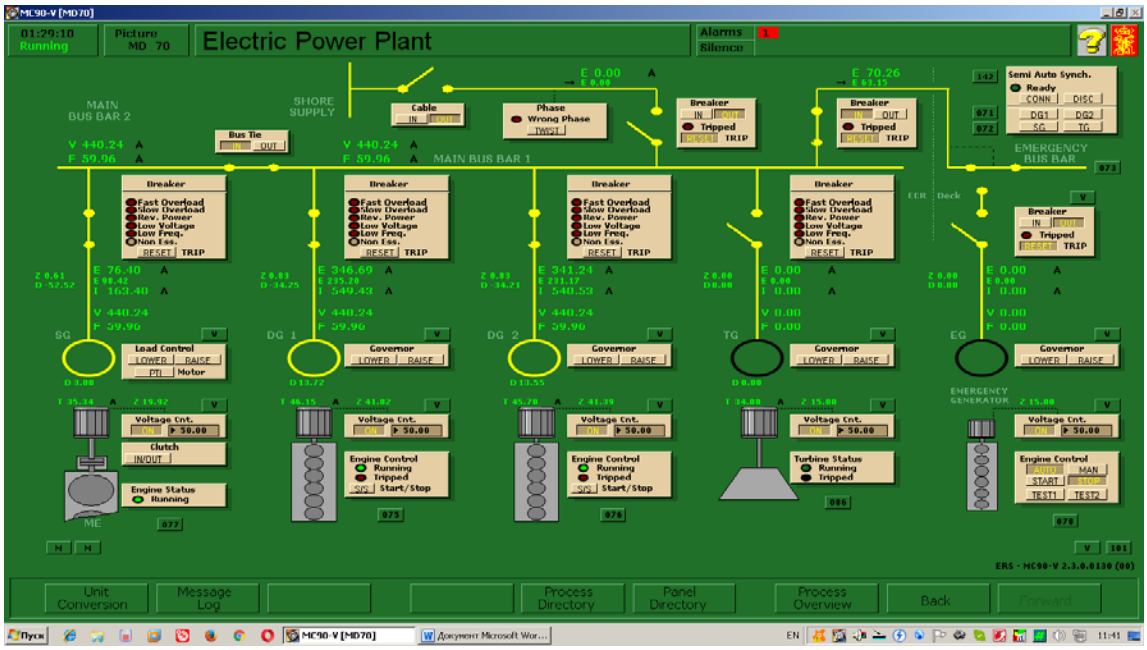


Рисунок 1. Структурная схема СЭЭС

Структурная схема судовой электроэнергетической системы симулятора представлена на рис 1. Источниками электроэнергии служат два дизельгенератора, турбогенератор и валогенератор.

Валогенераторная установка симулятора выполнена на базе синхронного генератора и полупроводникового преобразователя. Такие установки нашли широкое применение на современных судах. В установках данного типа частота вращения валогенератора изменяется в широких пределах пропорционально частоте вращения главного двигателя, в результате чего меняется и частота вырабатываемой электроэнергии. Для поддержания постоянства частоты в судовой сети применяется полупроводниковый преобразователь, выполненный на базе ведомого инвертора [3].

Принципиальная схема ВГУ с синхронным генератором и полупроводниковым преобразователем частоты со звеном постоянного тока представлена на рис. 2а. Она состоит из синхронного валогенератора (ВГ), синхронного компенсатора (СК), полупроводникового преобразователя (ПП), состоящего из управляемого выпрямителя (УВ) и ведомого инвертора (ВИ). Для возбуждения ВГ используется отдельный управляемый выпрямитель (В). Сглаживающий дроссель (СД) повышает качество вырабатываемой электроэнергии. Дроссель (Д), установленный в звене постоянного тока полупроводникового преобразователя, необходим для обеспечения устойчивой коммутации тиристоров ведомого инвертора. Муфта пневматическая (МП) служит для соединения валов ВГ и ГД.

а) б)

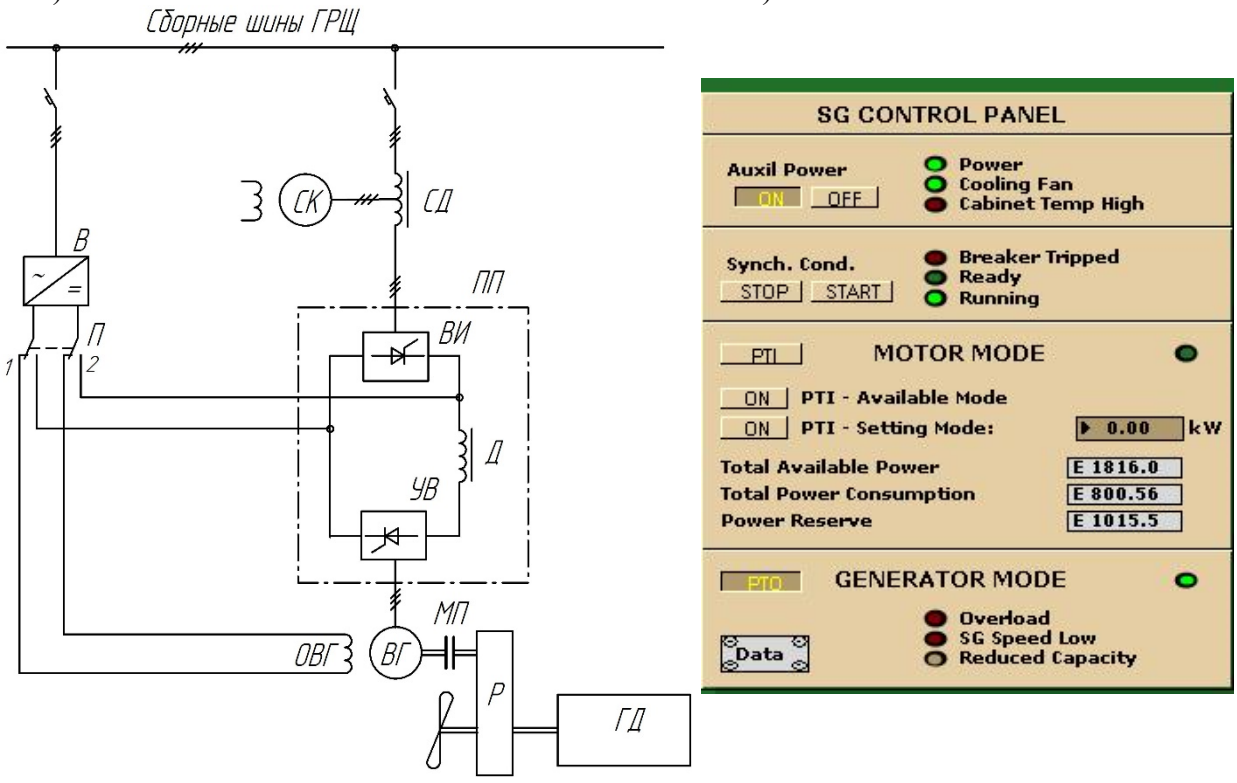


Рисунок 2. Валогенераторная установка: а) схема силовой части; б) панель управления

Синхронный компенсатор - это синхронный электродвигатель, который работает без нагрузки на валу в режиме перевозбуждения, служит для коммутации тиристоров и поддержания постоянства напряжения судовой сети, а также является источником реактивного тока. Таким образом, СК повышает коэффициент мощности в судовой сети, разгружая ДГ по реактивному току.

Основными режимами работы ВГУ являются следующие режимы:

- автономной работы;

- параллельной работы;
- двигательный.

В ходовом режиме работы судна ВГУ, как правило, работает автономно, полностью обеспечивая электроэнергией судно. В режиме параллельной работы ВГУ работает параллельно с дизель- или турбогенератором. В двигательном режиме работы ВГ может работать в качестве гребного синхронного электродвигателя автономно или совместно с главным двигателем. В первом случае ВГ может обеспечивать аварийный ход судна. Совместная работа с главным двигателем на винт применяется для увеличения скорости судна [3].

Автономно работающий в двигательном режиме ВГ может обеспечивать скорость судна до 30% от номинальной скорости. При совместной работе ВГ и ГД на винт скорость судна может быть увеличена на (3 ... 5) %. При совместной работе с ГД, в случае обесточивания судна, ВГ автоматически переводится в генераторный режим работы [3], что позволяет при неработающих ДГ сохранить электроэнергию на судне.

Управление валогенераторной установкой осуществляется с панели управления, внешний вид которой представлен на рис. 2б. Панель разделена на четыре поля, каждое из которых предназначено для управления и мониторинга определенными компонентами ВГУ. С первого поля управляют электропитанием щита автоматики, со второго поля осуществляют включение синхронного компенсатора, третье поле служит для перевода ВГ в двигательный режим, четвертое поле служит для перевода ВГ в генераторный режим.

Чтобы включить валогенератор в двигательном режиме необходимо, чтобы ГД вращался. Включить пневматическую муфту, что обеспечивает соединение валов ВГ с ГД, затем запустить синхронный компенсатор, возбудить валогенератор и синхронизировать с сетью. Генератор автоматически переходит в генераторный режим с минимальной нагрузкой. В дальнейшем необходимо выбрать режим работы ВГ (двигательный). В этом режиме возможна работа ВГ с потреблением из судовой сети доступной или стабильной мощности. В двигательном режиме ВГ может работать совместно с ГД на винт или автономно.

В двигательном режиме работы ВГ ведомый инвертор ВИ переходит в режим управляемого выпрямителя, а управляемый выпрямитель УВ в режим автономного инвертора, синхронный компенсатор продолжает работать, отдавая в сеть реактивную энергию и повышая коэффициент мощности работающих генераторов, позволяя при этом получить экономию топлива

Проводим экспериментальное исследование процесса перевода валогенератора в двигательный режим. Выбираем режим работы судовой электростанции, который обеспечивается двумя параллельно работающими дизельгенераторами. После запуска главного двигателя (ГД) и вывода его на обороты, составляющие 50% номинальных оборотов необходимо соединить ВГ с ГД. Для этого существует пневматическая муфта, для управления которой предусматривается местное (Local) или дистанционное (Remo) управление. Выбираем режим местного управления, открываем клапан подачи воздуха на муфту и нажимаем кнопку включения (Conn), при этом засвечивается зеленый светодиод, сигнализирующий, что муфта включена (Clutch in).

Дальнейший запуск валогенератора выполняем с панели управления валогенератора. При нажатии кнопки On питание подается на шкаф управления синхронным компенсатором и одновременно засвечиваются светодиоды, сигнализируя о наличии напряжения (Power) и о включении вентилятора охлаждения (Cooling Fan). На панели управления синхронным компенсатором появляется сигнал готовности к пуску (Ready).

Для дальнейшей работы валогенератора необходимо запустить синхронный компенсатор путем нажатия кнопки «Старт» (Start). При этом переключатель П (см. рис. 2а) автоматически переключается в положение 2, обеспечивая запуск СК от управляемого выпрямителя В в режиме вентильного двигателя. При выходе синхронного компенсатора

на обороты 450 об/мин переключатель П возвращается в положение 1, обеспечивая возбуждение валогенератора. Дальнейший разгон СК осуществляется от валогенератора через полупроводниковый преобразователь ПП. При достижении номинальных оборотов на панели управления засвечивается сигнал работы СК (Running).

Теперь ВГ работает в генераторном режиме на холостом ходу, не подключенным к сборным шинам ГРЩ. Дальнейшее управление производим с валогенераторной секции на ГРЩ (см. рис 3) – синхронизируем ВГУ с сетью. Проверяем выполнение двух условий – равенство ЭДС подключаемой ВГУ и напряжения сети, равенство частоты ВГУ и частоты сети. Выполнение этих условий обеспечивается автоматически. Проверку условий производим по показаниям вольтметра и частотомера с двойной шкалой. Включаем электронный синхроноскоп и с небольшим опережением относительно момента совпадения фаз включаем генераторный автомат ВГУ.

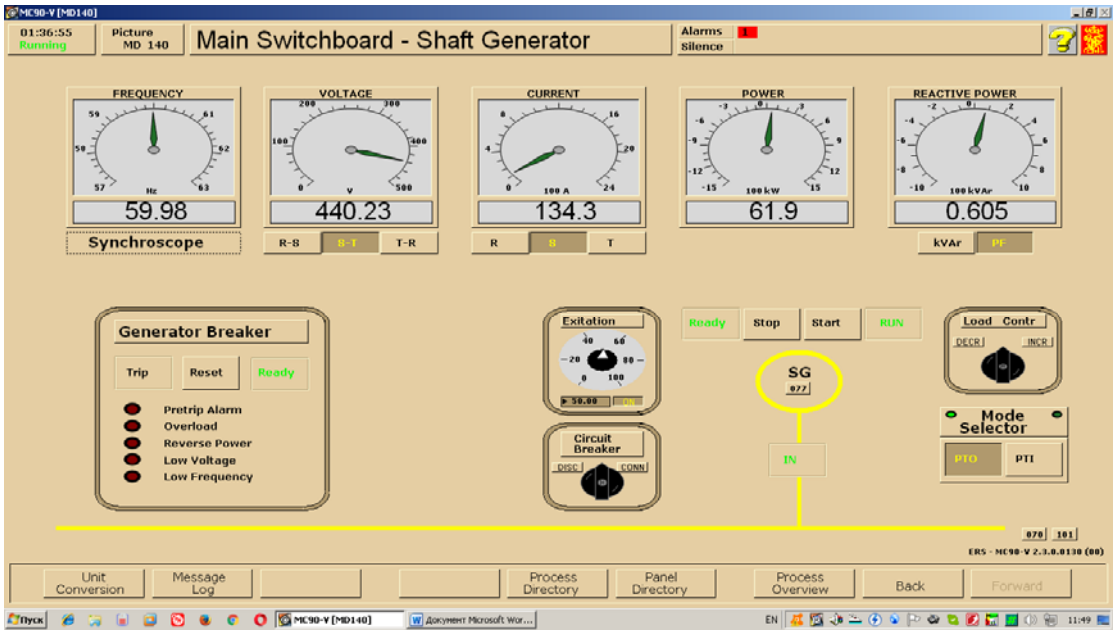


Рисунок 3. Валогенераторная секция ГРЩ

После включения генераторного автомата на панели управления ВГУ засвечивается сигнал ВКЛ и желтый сигнал ограничения нагрузи. При этом СК потребляет из сети активную мощность холостого хода и отдает в сеть реактивную мощность, разгружая работающие генераторы по реактивной нагрузке.

Для перевода ВГ в двигательный режим необходимо нажать кнопку PTI. При этом ВГ плавно переходит в двигательный режим и работает в режиме доступной мощности (Available Mode), потребляя из сети приблизительно 11 кВт.

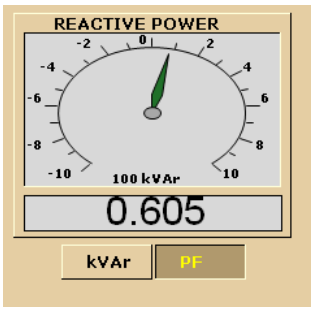
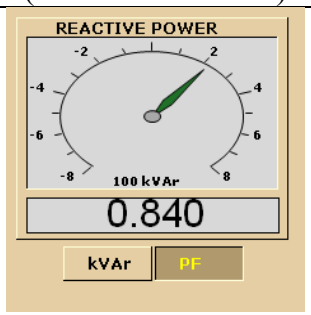
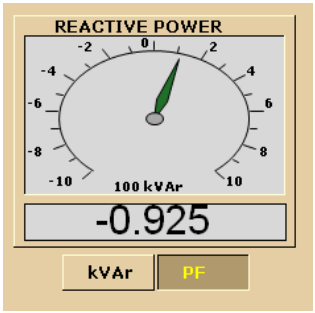
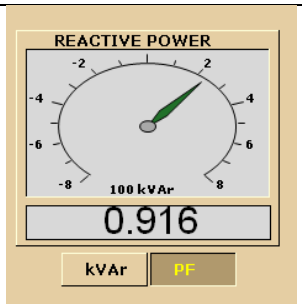
Если необходимо задать режим стабильной мощности (Setting Mode), необходимо задать на панели управления ВГУ величину этой мощности, допустим, 500 кВт. Генератор, работающий в режиме электродвигателя, постепенно увеличивает мощность и соответственно момент, подкручивая гребной винт. Так происходит до тех пор, пока ВГУ ни выйдет на заданную мощность, после чего начинается статический режим работы, в котором ВГУ потребляет из сети постоянную активную мощность и отдает в сеть реактивную мощность.

Сравним показания киловарметров и приборов измерения коэффициента мощности ВГУ и дизельгенератора в генераторном и двигательном режимах ВГУ (см. табл. 1).

В двигательном режиме работы ВГУ коэффициент мощности работающего дизельгенератора увеличился, а валогенератора стал отрицательным, т.е. ВГУ потребляет

из сети активную энергию, вырабатываемую дизельгенераторами, и одновременно отдает в сеть реактивную энергию, снижая токовую нагрузку на дизельгенераторы.

Таблица 1 – Таблица сравнения показаний приборов на секциях валогенератора и дизельгенератора ГРЩ

Режим работы ВГУ	Показания приборов на ГРЩ	
	Секция валогенератора (Shaft Generator)	Секция дизельгенератора 1 (Diesel Generator 1)
Генераторный		
Двигательный		

Выводы:

1. В результате эксперимента отработана инструкция по переводу ВГУ в двигательный режим.
2. Проверена способность ВГУ выполнять функции главной силовой установки для обеспечения хода судна при нулевой подаче топлива в главный двигатель.
3. Двигательный режим работы ВГУ обеспечивает более высокую безопасность мореплавания, что важно в аварийных ситуациях.
4. Включение ВГУ в двигательном режиме приводит к значительному повышению коэффициента мощности работающих генераторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Техническая эксплуатация судового электрооборудования: учебно-справочное пособие / под ред. С.Е. Кузнецова. – Москва: Проспект, 2010. – 512 с.
2. Международная конвенция о подготовке и дипломировании моряков и несении вахты, – Лондон: ИМО. «Эшфорд Пресс», 2011. – 450 с.
3. Григорьев А.В. Современные и перспективные судовые валогенераторные установки: монография/ А.В. Григорьев, В.А. Петухов. – СПб. Из-во ГМА им. Адм. Макарова, 2009. – 176 с.

ПРОГНОЗУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ТЕПЛОАКУМУЛЯТОРУ ДЛЯ ПЕРЕДПУСКОВОЇ ПІДГОТОВКИ ДВЗ КОЖУХОТРУБЧАСТОГО ТИПУ

[1]Аппазов Е.С., [2]Русанов С.А., [2]Клюєв О.І.
[1]Херсонська державна морська академія (Україна)
[2]Херсонський національний технічний університет (Україна)

Вступ. Проблема холодного пуску двигуна внутрішнього згоряння та негативний вплив на експлуатацію двигуна холодного пуску давно відома й широко розглянута [1,2]. При холодному пуску знижується ефективність двигуна як теплової машини, його економічність і екологічність, оскільки умови сумішоутворення при низьких температурах погіршуються, а температура блоку циліндрів і його голівки значно нижче номінальних значень. Експлуатація автомобіля в холодну пору року сполучена зі зниженням комфорту водія й пасажирів на початку руху внаслідок того, що опалювальна система автомобіля не може повноцінно виконувати свої функції.

Постановка завдання. Робота теплового акумулятора заснована на властивості теплоакумулюючої речовини виділяти теплову енергію при фазовому переході з рідкого стану у тверде. Таким чином, розплавлена речовина при кристалізації здатна тривалий час підтримувати високу температуру, що дозволяє зберегти деякий обсяг гарячої охолоджуючої рідини, необхідний для нагрівання голівки блоку циліндрів і самого блоку циліндрів. Перед запуском двигуна гаряча рідина з ємності теплового акумулятора за допомогою помпи надходить і циркулює по малому колу системи охолодження, прогріваючи двигун. Таким чином, після пуску скорочується час прогріву, токсичність вихлопних газів і кількість палива, що споживається для прогріву до робочої температури.

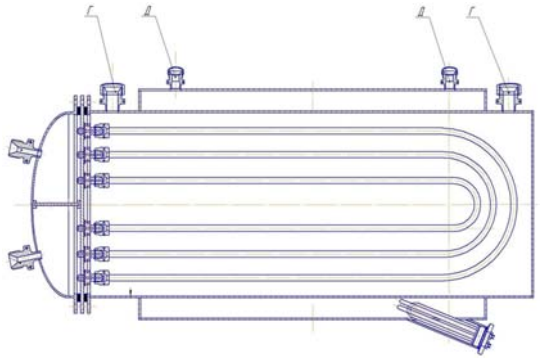
В роботах [3-6] детально розглядалася капсульна конструкція теплоакумулятора фазового переходу. Далі ми розглянемо можливість використання та компоновки теплоакумулятора у вигляді кожухотрубчастого теплообмінника.

Виклад основного матеріалу. Для моделювання було використано типову конструкцію теплоакумулятора у вигляді кожухотрубчастого теплообмінника з U-подібними трубками, що був доповнений електронагрівальними елементами для примусової дозарядки після довготривалих простоїв (рис.1.) Для моделювання робочого процесу стадії акумулювання тепла, стадії простою та розрядки, використовується тепловий баланс системи циркуляції. Система рівнянь теплового стану для кожної ділянки має вигляд в матричній формі:

$$[C]\cdot\dot{\mathbf{T}}+[\Lambda]\cdot\mathbf{T}=\mathbf{P}, \qquad (1)$$

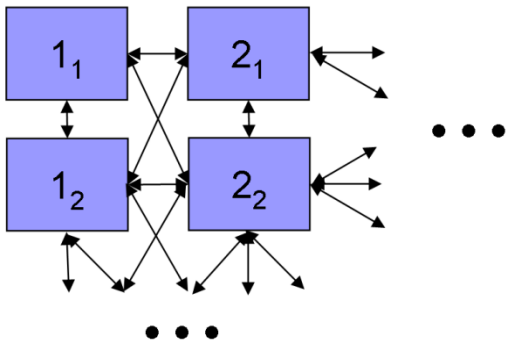
де $[C]$ – матриця теплоємностей (діагональна), $\mathbf{T}$ – стовпець температур вузлів, $T_{нс}$ – температура навколишнього середовища, $[\Lambda]$ – матриця теплових провідностей, $\mathbf{P}$ – вектор потужностей теплових джерел. Теплоємність, що відповідає теплоакумулюючій речовині, задається кусковою функцією у відповідності з методом ефективної теплоємності [6]. Надання балансових рівнянь теплообміну системи в блочно-матричній формі дозволяє враховувати можливі перехресні впливи використовуючи при цьому порівняно просту чисельну схему реалізації алгоритмів (рис.2).

Результати чисельних розрахунків розігріву двигуна за допомогою розрядки теплового акумулятора за методом ефективної теплоємності з дельтаподібною апроксимацією фазового переходу вказані на рис. 3 (а-в). Горизонтальні ділянки вказують на наявність та достатню тривалість вказаного фазового переходу.



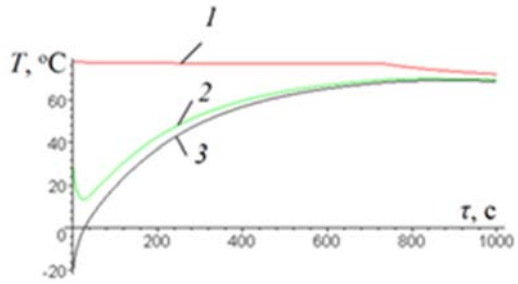
а)

Рисунок 1. Конструктивне виконання теплоакумулюючого пристрою як кожухотрубчастого теплообмінника з U-подібними трубками

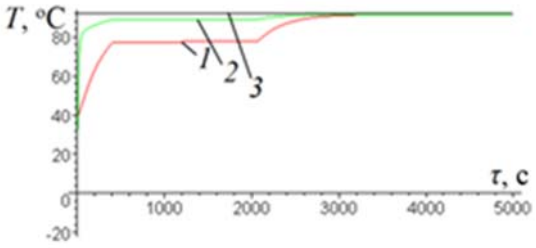


б)

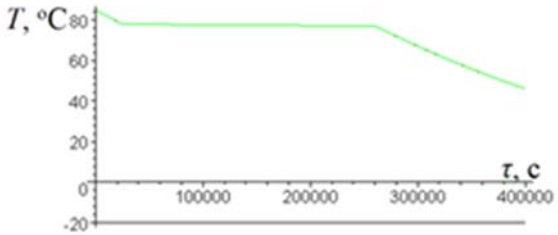
Рисунок 2. Блочна форма залежностей для балансових рівнянь теплообміну системи



а)



б)



в)

Рисунок 3. Результати чисельних розрахунків етапів теплової підготовки ДВЗ з тепло акумулятором у вигляді кожухотрубчастого теплообмінника з U-подібними трубками: а) – розрядка теплового акумулятора при стандартному режимі роботи; б) – зарядка від прогрітого двигуна; в) – простій зарядженого акумулятора. 1 –теплоакумулююча речовина; 2 –охолоджуюча рідина, 3 – розігрів двигуна.

Висновки. У порівнянні з розрахунками за капсульним варіантом виконання (див. [3-6]) система за розглянутим варіантом може буди більш прийнятна для ефективного прогріву за задовільний проміжок часу (порядку 600 с, зарядка від прогрітого двигуна становить близько 2000 с), особливо якщо прийняти до уваги більш просту стосовно до виконання та монтажу конструкцію. Компоновка забезпечує зберігання прийнятних для зарядження умов в теплоакумуляторі при правильно підібраній теплоізоляції впродовж 4 діб (рис. 3, в), що в два рази більше, ніж за капсульним варіантом виконання теплоакумулятору.

ЛІТЕРАТУРА

1. Левенберг В.Д. Аккумулирование тепла / Левенберг В.Д., Ткач М.Р, Гольстрем В.А. - К.: «Техника», 1991. – 112 с.
2. Аппазов Э.С. Применение предпусковой тепловой подготовки для повышения эффективности работы двигателей внутреннего сгорания // Вісник Херсонського національного технічного університету, № 1(48), 2014, С. 30-33.
3. Аппазов Е.С. Моделювання гідродинамічних та теплових процесів при передпусковій підготовці автомобільних двигунів / Е.С. Аппазов, О.І. Клюєв, С.А. Русанов // Науковий вісник Херсонської державної морської академії: науковий журнал. - Херсон: Вид-во ХДМА, 2014 - №1(10). – С. 131-136.
4. Дмитрієв Д.О., Аппазов Е.С., Русанов С.А., Клюєв О.І. Моделювання процесу розігріву двигуна з тепловим акумулятором при передпусковій підготовці // Вісник Хмельницького національного університету, № 5, 2015, С. 54-58.
5. Аппазов Э.С. Решения по использованию теплоаккумуляторов на основе фазового перехода твердое тело – жидкость для предпусковой подготовки автомобильных двигателей / Э.С. Аппазов, О.И. Клюев, С.А. Русанов, К.В. Луняка // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування / Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції. – Херсон: ВНЗ «ХДМІ», 2014. – С.52-54.
6. Аппазов Э.С. Этапы проектирования теплового аккумулятора для предпускового разогрева двигателя / Э.С. Аппазов, О.И. Клюев, С.А. Русанов, К.В. Луняка // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування / Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції. – Херсон: ВНЗ «ХДМІ», 2016. – С.107-109.

РАСХОДОМЕР БИОТОПЛИВ ТЕРМОАНЕМОМЕТРИЧЕСКОГО ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ АВТОТРАНСПОРТА

Безвесильна Е.Н., Ильченко А.В.
Житомирский государственный технологический университет (Украина)

Актуальность проблемы, анализ существующих исследований и публикаций. Для измерения расходов топлив на автотранспорте, особенно при использовании биотоплив, перспективными считаются тепловые расходомеры. Они имеют целый ряд преимуществ по сравнению, например, с роторными, поршневими, мембранными, ультразвуковыми и проч [1-3].

При использовании расходомеров для автотранспорта (двигателей внутреннего сгорания) существено увеличивается диапазон измеряемых мгновенных расходов (от 0,6 л/час на холостом ходу до 26 л/с на режимах ускорения, например, легкового автомобиля). Это приводит к непостоянству погрешностей измерения. Поскольку диапазон измерения расходов широк, в конструкции расходомера необходимо предусматривать и закладывать требуемую точность как при малых, так и при больших расходах.

Проблема потери желаемой точности измерения малых мгновенных расходов может быть решена использованием большего числа чувствительных элементов расходомера.

В тепловых расходомерах в большинстве случав в качестве нагревательного элемента используют нихромовую спираль, что при малых мгновенных расходах это может привести к перегреву и воспламенению топлива, расход которого измеряется, - это есть их серьезным недостатком. При больших расходах может иметь место выравнивание температур чувствительных элементов теплового расходомера и потеря желаемой точности измерений.

Наибольший интерес для применения на автотранспорте представляют термоанемометрические расходомеры (ТАР), как наиболее подходящие по условиям работы автомобиля. На них не влияют тряски, вибрации, динамические нагрузки [4-5].

Цель данного исследования – разработать, настроить аппаратную часть программно-аппаратного комплекса, в состав которого входит ТАР для измерения расходов биотоплив; провести градуирование измерительных мостов и получить зависимости выходного наряжения измерительных мостов от температуры чувствительных элементов. Проверить работу предлагаемого программно-аппаратного комплекса в реальных условиях эксплуатации автомобиля.

Основные результаты исследования. Аппаратная часть ТАР состоит из двух трубок, устанавливаемых на прямой и обратной магистралях системи питания двигателя автомобиля, через которые проходит топливо, двух аналогово-цифровых преобразователей, блока получения и обработки информации. В трубках размещаются нагревательные элементы шарообразной формы, состоящие из резистора, установленного внутри свинцового шарика. В качестве термопреобразователей использовано 13 термисторов марки NTC 2K2 50 мВт, расположенных от нагревательных элементов вдоль оси трубки с шагом 1 см. Такое количество термисторов и их взаимное расположение обусловлено обеспечением необходимой точности измерения расходов топлив (биотоплив) в полном жиапазоне возможных расходов.

Экспериментальная установка для тарировки и настройки ТАР включает в себя блоки питания нагревательных элементов и измерительных мостов, бак з жидкостью, насос, мерный цилиндр, аналогово-цифровой преобразователь и персональный компьютер. От измерительных мостов сигнал передается на аналогово-цифровой преобразователь L-Card E14-440 и далее на внешний аналоговый порт DRB-37M персонального компьютера. Это дает возможность одновременно получать сигналы с 16-ти отдельных каналов. Дискретизация напряжения, измеряемого аналогово-цифровым преобразователем, составляет $0,1*10^{-3}$ В.

Первичное тарирование, получение зависимостей «температура-напряжение», а также для обеспечения безопасности проведения исследований, распределение температур в зависимости от расхода и расстояния до нагревательного элемента вначале было получено для воды. Окончательное тарирование проводилось для дизельного топлива и для биодизеля. Поскольку чувствительные элементы в данной конструкции ТАР предлагается располагать по оси через каждые 1 см, расстояние от нагревательного элемента до каждого чувствительного элемента соответствует его порядковому номеру (рис. 1.).

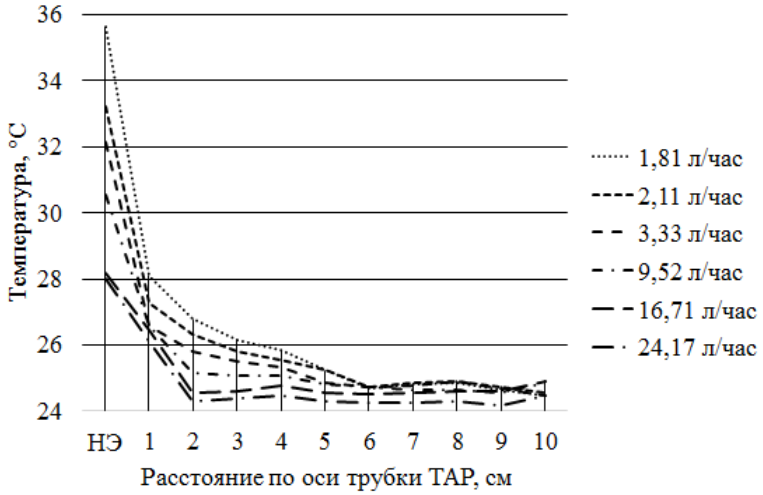


Рисунок 1. Зависимости температур от расстояния до нагревательных элементов, полученные во время тарирования ТАР

Электрические платы с измерительными мостами смонтированы в трубках, выводы термисторов загерметизированы.

Обработка информации выполнялась с помощью программных комплексов LGraph2 и PowerGraph [6], что дает возможность записать массив данных «напряжение-время» и после представить его в виде зависимости «температура-время», сохранить полученые данные и представить их в удобном для анализа виде (табличном, графическом, в виде диаграмм и проч.)

Для оценки и сравнения экспериментальных показателей работы ТАР была исследована его компьютерная модель средствами CFD-комплекса COSMOSFloWorks [7]. Сравнение результатов показывает, что несовпадение экпериментальных данных и данных компьютерного моделирования возможно вследствие разных коэффициентов теплопроводности биотоплива и его свойств, задаваемых в компьютерной модели.

Кроме программного обеспечения LGraph2 и PowerGraph программная часть расходомера также предполагает использование программного обеспечения Registrator Viewer (рис. 2.) для получения данных о координатах, направлении движения, скорости автомобиля, ускорения и пройденного расстояния. На основе указанных даних можна получить информацию о расходе топлива (биотоплива) на разных режимах движения автомобиля.

Настройка и проверка работоспособности ТАР проводилась на автомобиле Sitroen Berlingo (двигатель DW8, 1868 см^3, кузов VF GCWJYB94223246, год выпуска 2006, пробег с начала эксплуатации 184600 км), которому предварительно было проведено техническое обслуживание № 2. Для удобства проведения измерений прямая и обратная магистрали системы питания двигателя были выведены в салон.

Расход топлива измерялся при движении на маршруте протяженностью 2,2 км с постоянной скоростью на прямой передаче и регистрировался с помощью ТАР и объемным способом. Скоростной режим контролировался водителем по штатному спидометру и составлял 50, 60 и 70 км/час. Было проведено по 10 заездов на каждом скоростном режиме

в две стороны. Относительная погрешность расходов, определенных с помощью ТАР и объемным способом, не превышала 0,5 %.

Рисунок 2. Работа программного обеспечения Registrator Viewer

Выводы.

1. Создан экспериментальный образец термоанемометрического расходомера моторных топлив (биотоплив) для автотранспорта (двигателей внутреннего сгорания), проведена его настройка, тарирование и проверена работоспособность в реальных условиях эксплуатации автомобиля Sitroen Berlingo.

2. Получены зависимости «наряжение-температура» для чувствительных элементов разработанного термоанемометрического расходомера в диапазоне мгновенных расходов 1,81-24,17 л/час, на основе которых можно измерять расход топлива (биотоплива) с относительной погрешностью до 0,5 % от объемного способа измерений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Солдатов А. И. Ультразвуковой расходомер с волноводным акустическим трактом / Солдатов А. И., Цехановский С. А. // Известия ЮФУ. Технические науки. - 2008. - С. 163.

2. Мащенко Т.Г. Методы контроля расхода движущихся жидкостей / Мащенко Т.Г., Акоев Р.И. // Вісник НТУ «ХПІ». - 2014. №15. - С. 97.

3. Korobiichuk I. A Mathematical Model of the Thermo-Anemometric Flowmeter / Korobiichuk I., Bezvesilna O., Ilchenko A., Shadura V., Nowicki M., Szewczyk R. // Sensors, 2015. - Режим доступа: http://www.mdpi.com/search?q=A+Mathematical+Model+of+the+Thermo-Anemometric+Flowmeter&authors=&article_type=&journal=sensors&section=&special_issue=&search=Search

4. Румянцев А.В. Высокотемпературный расходомер газа / Румянцев А.В., Шевченко П.Р., Гуськов К.В. // Вестник РГУ им. И. Канта. Вып. 4. Физико-математические науки. - 2006. - С. 70.

5. Ільченко А.В. Урахування властивостей двокомпонентних палив у процесі вимірювання їх витрати термоанемометричним витратоміром / Ільченко А.В., Романова А.О. // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту. - 2007, № 1(4). - С.104.

ЗМІНА ФУНКЦІОНАЛЬНОГО СТАНУ ПАСАЖИРА ЗАЛЕЖНО ВІД УМОВ РУХУ НА ТРАМВАЙНОМУ МАРШРУТІ

Бойків М.В., Марій Р.А., Кручиніна К.І.
Національний університет «Львівська політехніка» (Україна)

Електротранспорт є один з видів пасажирського транспорту, який не забруднює повітря продуктами згоряння, забезпечує велику провізну здатність та характеризується довготривалим терміном експлуатації. Тема розвитку електротранспорту на сьогоднішній день набула великої популярності, оскільки це екологічний вид транспорту, надійний та безпечний. Розвиток екологічного транспорту дозволить зменшити забруднення навколишнього середовища. Проте потрібний не тільки розвиток електротранспорту, але і його удосконалення, покращення рівня обслуговування.

Пошук найбільш прийнятного організаційного рішення щодо підвищення ефективності функціонування міського електричного транспорту дозволить скоротити витрати часу пасажирів на пересування. Відомо, що такі показники, як коефіцієнт заповнення салону ТЗ, витрати часу пасажирів на пересування об'єктивно впливають на функціональний стан пасажира, що призводить до зниження якості послуг [1].

Оцінюючи ступінь втомлюваності пасажира при різних умовах поїздки, можна оцінити вплив транспортного перевезення на працездатність людини. Втомлюваність- це суб'єктивне відчуття втоми, що характеризується функціональним станом (ФС) людини [2]. Від втомлюваності в свою чергу залежить працездатність та продуктивність праці (рис. 1).

Рисунок 1. Схема залежності працездатності від втомлюваності пасажира

Оцінкою транспортної стомлюваності пасажирів можна оцінити якість транспортних послуг, що надаються пасажиру. За різних умов та режимів руху, кращим є той метод організації перевезень, що забезпечує мінімальне транспортне стомлення пасажирів. Підвищення якості пасажирських перевезень у галузі міського пасажирського транспорту являється одним із найважливіших напрямків щодо розвитку міського пасажирського транспорту. На сьогоднішній день оцінку транспортних послуг прирівнюють до рівня транспортного обслуговування пасажирів [3]. Відповідно до правил надання послуг з перевезень міським електротранспортом термін транспорті послуги - це перевезення пасажирів та їх багажу, а також надання інших послуг під час перебування пасажирів у трамвайних вагонах та проміжних зупинках і в кінцевих зупинкових пунктах маршруту. Нині не має чіткої і конкретної характеристики поняття транспортного обслуговування. Транспортне обслуговування (послуга) - це результат діяльності виконавця транспортної послуги із задоволенням потреб пасажира у перевезеннях відповідно до встановлених норм та вимог.

Велике значення при організації перевезень на маршрутах міського електротранспорту має вибір режимів руху рухомого складу та комфортабельність поїздки, що в кінцевому випадку найбільш впливають на якість транспортного обслуговування населення [4].

Якість обслуговування пасажирів є пріоритетним напрямком при організації їх транспортного обслуговування. Покращення якості транспортного обслуговування вимагає дослідження втомлюваності пасажирів для виявлення проблемних місць та вжиття заходів щодо їх усунення.

З метою визначення комфортабельності перевезень були проведено дослідження ФС пасажира на маршрутах міського електротранспорту м. Львова. Для дослідження пасажира обрано три трамвайних маршрути, які характеризуються однаковими умовами руху, тривалістю поїздки та рухомим складом. Оцінка ФС пасажира під час поїздки характеризувалась індексом напруженості (ІН) регуляторних систем [5]. Цей показник визначається геометричним методом, або, ще, як його називають, методом варіаційної пульсометрії, який полягає у вивченні розподілу кардіоінтервалів як випадкових величин. Реєстрація ФС пасажира виконувалась за допомогою системи холтерівського моніторингу КардіоСенс на основі аналізу електрокардіограми. Результати зміни функціонального стану пасажира залежно умов руху на трамвайних маршрутах наведено на рис.2.

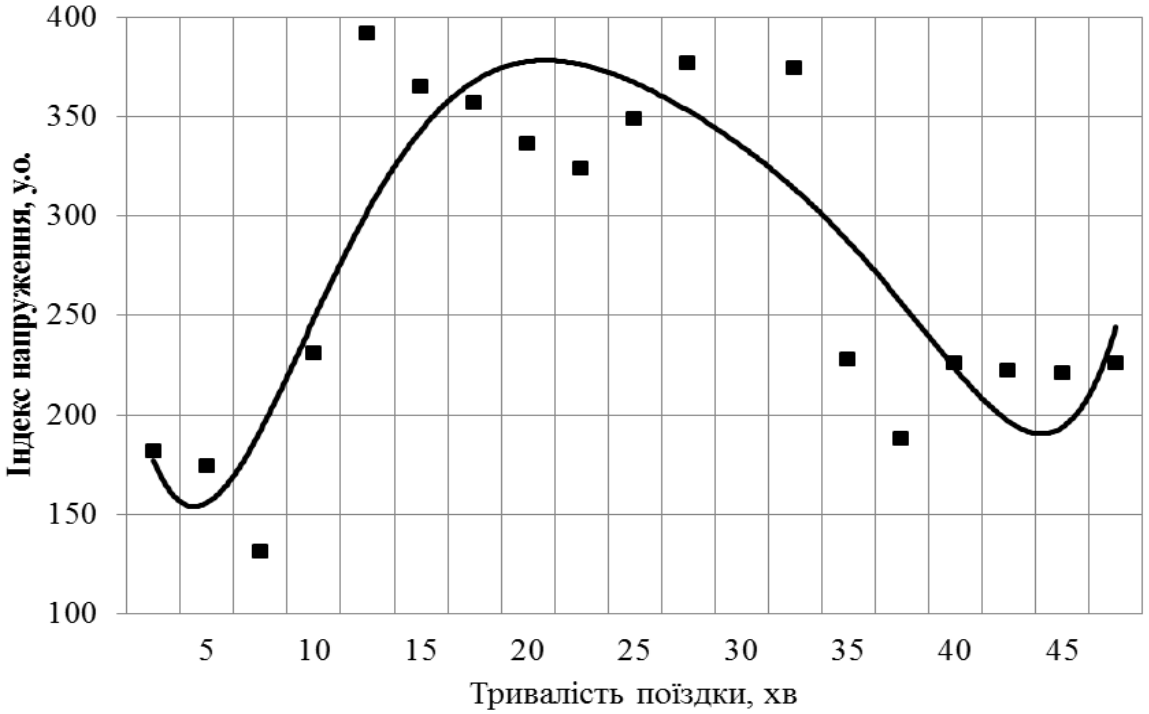


Рисунок 2. Зміна ІН у пасажира під час поїздки на трамвайних маршрутах № 1,3 та 5

Умови руху пасажирського транспорту та його рухомий склад є чинниками безпосереднього впливу на функціональний стан пасажира під час поїздки. Зміна ІН на досліджуваних маршрутах згідно рис. 1 коливається від 150 до 380 у.о.. На початку руху зі однорчасним завантаження салону трамвайних вагонів збільшувалась напруженість поїздки пасажирів. Таке підвищення показника ІН були спровоковані незадовільним станом колії на перегоні між зупинками, коефіцієнтом наповнення салону та тривалістю поїздки.

Відповідно до проведених досліджень функціонального стану пасажира можна стверджувати, що його ФС змінюється рівномірно зі збільшенням коефіцієнту наповнення салону рухомого складу і також така тенденція зміни ФС пасажирів спостерігається залежно від тривалості поїздки. Що вказує на те, що дані показники рівноцінно впливають на зміну ФС пасажира.

За допомогою отриманих даних побудовано загальний графік (рис.3) зміни ІН на трамвайних маршрутах в залежності від коефіцієнту наповнення салону та тривалості поїздки, що дозволяє краще оцінити вплив даних чинників на стан пасажира.

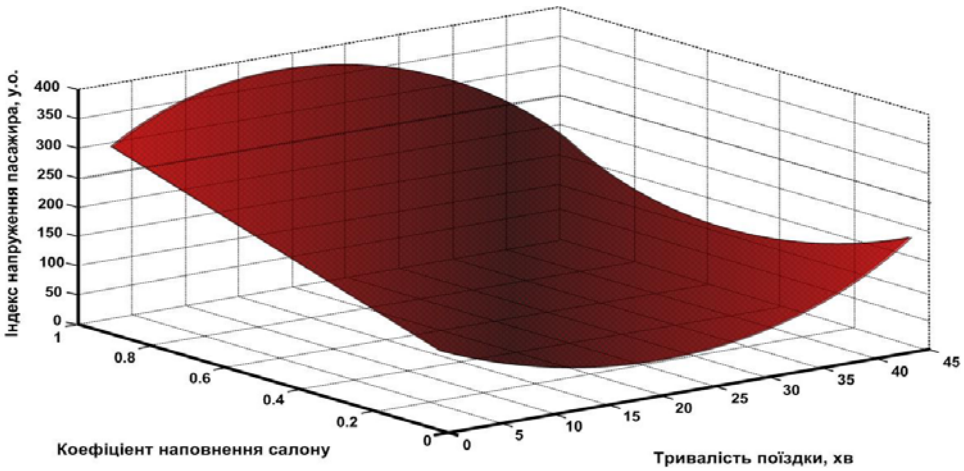


Рисунок 3 Зміна функціонального стану пасажира під час поїздки трамвайними маршрутами залежно від коефіцієнта заповнення салону

Під час поїздки пасажирів ІН змінювався в межах від 50 до 400 у.о. З початком руху наповненість салону трамвайних вагонів збільшувалась, що помітно позначалось на їх функціональному стані. Після 15 хв поїздки коефіцієнт наповнення салону становив більше 0,6, в цей момент показники функціонального стану пасажирів ІН – 180-200 у.о., що є більше норми і свідчить про помірну їх напруженість. У подальшій поїздці коефіцієнт наповнення салону зростав до 0,8-1, що призводило до погіршення функціонального стану, ІН – 350-400 у.о. і вказує на надмірну напруженість пасажирів під час поїздки. У кінці поїздки ІН пасажира знижувався, що пояснюється деякою пристосованістю пасажирів до поїздки та зменшенням коефіцієнта наповнення салону. На всій протяжності маршрутів існували ділянки доріг, де трамвайні вагони рухаються окремо та у транспортному потоці. Під час дослідження функціонального стану пасажирів на маршрутах, де спостерігались затримки у русі та відставання від графіку руху, як правило така ситуація була під час руху трамвайних вагонів в загальному потоці, стан пасажирів погіршувався, що було причиною збільшення ІН напруження. Отримані результати вказують на те, що найбільший вплив на ФС пасажира, особливо в час-пік, здійснює коефіцієнт динамічного заповнення салону ТЗ.

Висновки. З урахуванням особливостей міських маршрутів електротранспорту, можна стверджувати, що головна проблема функціонування маршрутів полягає у раціональному розподілі засобів транспорту у «час-пік», коли попит на перевезення перевищує пропозицію. У зв'язку з цим пред'являються особливі вимоги до рухомого складу, зростає потреба в підвищенні регулярності руху транспорту. Час затрачений на поїздку, є одним із критеріїв оцінки якості транспортного обслуговування. Отримані результати дають поштовх для прийняття організаційного рішення щодо підвищення ефективності функціонування міського електротранспорту, що дозволить скоротити витрати часу пасажирів на пересування, а також знизити транспортну стомлюваність за рахунок підвищення комфортабельності поїздки.

ЛІТЕРАТУРА

1. Доля В.К. Пасажирські перевезення : підручник. / В. К. Доля//. – Харків.: Видавництво «Форт», 2011. – 504 с.

2. Гюлев Н.У. Эксперементальное определение транспортного утомления пассажиров при поездке на работу/ Н.У. Гюлев, В.К. Доля, О.В. Доля // Деп. в УкрНИИНТИ 18.06.90 р., №1136 – Ук90: К., 1990р

3. Гюлев Н.У. О влиянии транспортной утомляемости на выбор пути следования/ Н.У. Гюлев// Научно-технический сборник №88, 2009р. С-272-275.

4. Бойків М.В. Втомлюваність пасажирів електротранспорту як критерій оцінки якості транспортного обслуговування/ М.В. Бойків, О.М. Кушпета // Всеукраїнської науково-теоретичної конференції «Проблеми з транспортними потоками і напрями їх розв'язання», 26-28 березня 2015 року: збірник наукових праць. – Львів: видавництво Львівської політехніки, 2015. (144) – С. -142-143.

5. Система холтеровского мониторирования КардиоСенс : методические рекомендации / Национальный аэрокосмический университет «ХАИ». – Х., 2006. – 113 с.

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ДВИГУНА ПО ВАКУУМНИМ ДІАГРАМАМ

[1]Булгаков М.П., [2]Губін В.С., [2]Ташниченко І. В.
[1]Херсонська державна морська академія (Україна)
[2]Одеський національний морський університет (Україна)

Вступ. Основною причиною погіршення ефективної роботи автомобіля або його агрегатів і механізмів є зміна структурних параметрів, вимірювання яких не завжди можливо без розбирання. Тому про зміну технічного стану автомобіля судять по величині діагностичних параметрів, що дозволяють визначити технічний стан об'єкта без розбирання. Діагностичні параметри зв'язані певними залежностями як зі структурними параметрами, так і з експлуатаційними якостями автомобіля. Знання залежностей між структурними й діагностичними параметрами, розуміння характеру їх зміни в процесі експлуатації дозволяє визначати дійсний стан агрегатів без їхнього розбирання, прогнозувати залишковий ресурс і обґрунтовано призначати вид ремонту або обсяг технічного обслуговування автомобіля.

Основні несправності двигуна: зношування деталей циліндропоршневої групи, несправності в системі живлення, нагар у камері згоряння, відкладання в системах живлення -і охолодження, порушення роботи газорозподільного механізму, ушкодження прокладки головки блоку циліндрів та ін. суттєво знижують потужність двигуна.

Актуальність досліджень. Прагнення піддати двигун ремонту раніше необхідності від часті пояснюється силою застарілих традицій про довговічність механізмів. При цьому упускається з виду, що конструкції й технологія виготовлення двигунів безупинно удосконалюються. Крім того, незнання методів діагностики двигунів, а порою й недосконаліть їх, є причиною того, що автомобілі і їх агрегати зазнають ремонту на підставі суб'єктивних висновків обслуговуючого персоналу, а не по фактичній потребі. У той же час відомо, що будь-яке розбирання механізму негативно впливає на його подальшу працездатність, З якою би старанністю не було зроблено розбирання й збирання, режим затягування кріпильних з'єднань завжди відрізняється від первісного. Внаслідок деформації матеріалу деталей змінюється їхня геометрична форма, порушується співвісність і т. д. Це приводить до того, що при подальшій роботі механізму знову відбувається приробітка деталей, так зване вторинне приробляння, яке, як відомо, супроводжується підвищеною швидкістю зношування деталей. За деяким даними, на вторинне приробляння затрачається до 30% ресурсу безвідмовної роботи механізмів, що різко знижує строк їх служби. Тому розробка методів діагностування циліндро-поршневої групи без розбирання є перспективним напрямом дослідження.

Постановка задачі. Необхідно розробити точний та достовірний метод діагностування циліндро-поршневої групи двигуна без його розбирання.

Результати досліджень. Сутність пропонованого методу заснована на тому, що за допомогою спеціальних датчиків при використанні багатоканального цифрового осцилографа на базі ПК ми маємо можливість аналізувати різні величини: розрідження у впускному колекторі, тиск у циліндрах, пульсації тиску газів, що відробили, у вихлопній трубі, пульсації тиску картерних газів, пульсації тиску масла в масляній магістралі, пульсації струму стартера. При цьому ми можемо синхронізувати сигнал від індуктивного датчика, установленого на високовольтне проведення свічі першого циліндра бензинового двигуна або від п’єзодатчика, встановленого на паливопроводі форсунки першого циліндра дизельного двигуна. Таким чином, можна зробити висновок про приналежність певної аномалії конкретному циліндру.

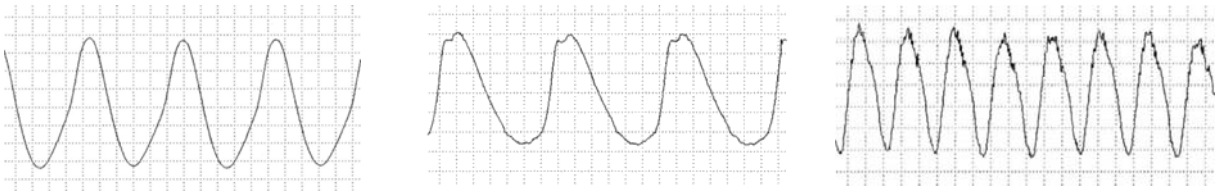
Наприклад, розглянемо перевірку пульсацій розрідження у впускному колекторі. Цей тест проводиться в режимі прокручування стартером. Для блокування пуску двигуна потрібно відключити систему запалювання й/або систему подачі палива.

Якщо двигун справний, осцилограма розрідження у впускному колекторі має форму близьку до синусоїди (рис. 1, а).

Осцилограма здобуває пилкоподібну форму (рис. 1, б) у випадку, якщо ремінь (ланцюг) установлений неправильно.

Така осцилограма розрідження (рис 1, в) у впускному колекторі вказує на те, що впускні клапана закоксовані настільки, що нагар на тарілці клапанів перешкоджає ефективному наповненню циліндрів паливоповітряною сумішшю.

По цим осцилограмам можна визначити велику кількість несправностей, нижче приведені тільки деякі.

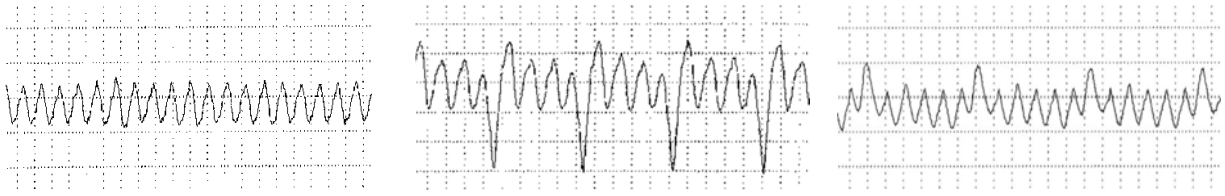


а) б) в)

Рисунок 1. Застосування вакуумних діаграм для діагностування ЦПГ

Багато діагностів, використовуючи осцилограф з відповідними датчиками, можуть вивести на екран такі осцилограми та, проаналізувавши їх форму, поставити відповідний діагноз щодо систем ЦПГ. Але існує декілька проблем з якими можна зіткнутися при запису таких сигнлів. По-перше, це частота дискретизації осцилографа, яка має бути достатньою для запису достовірного сигналу. По-друге, це зовнішні перешкоди, які можуть накладуватися на корисний сигнал. Крім цього, у деяких випадках при виникненні двох або більше несправностей аналіз цих осцилограм може бути досить складний.

Той же самий метод можна використати для перевірки пульсацій картерних газів. Для цього треба під'єднати датчик тиску до вихлопної труби. Отримані осцилограми будуть показувати рівномірність роботи двигуна (рис. 2). Але визначити номер несправного циліндру при такому способі діагностування буде важко.



а) б) в)

Рисунок 2. Осцилограма пульсацій тиску у випускній трубі: а)еталонна діаграма пульсацій; б) один з циліндрів не працює; в)збільшення рівню пульсацій в одному з циліндрів

Висновки. Використовуючи метод визначення стану циліндро-поршневої групи по вакуумним діаграмам можна з великою точністю визначити несправність не витрачаючи час на розбирання двигуна. Даний метод має перспективу розвитку для визначення несправностей по коливанням тиску у магістралі відпрацьованих газів та магістралі системи змащення.

ЛІТЕРАТУРА

1. Фрайден. Дж. Современные датчики. Справочник / Фрайден. Дж. – М.: Техносфера, 2005. – 592 с.

2. Гаврилов В.В. Диагностирование ДВС. / Гаврилов В.В. - М. : Техносфера, 2006. – 300 с.

3. Мигаль В. Д. Техническая диагностика автомобильных двигателей: учебное пособие в 3-х томах. Т. 2. Неисправности, параметры и средства диагностики / В. Д. Мигаль. - Харьков: Майдан, 2014. - 403 с.

ОЦІНКА ВЛАСТИВОСТЕЙ СИНТЕТИЧНИХ ФІЛЬТРІВ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ МОТОРНОЇ ОЛИВИ

Буцький О.В.,
Український державний університет залізничного транспорту
(м. Харків, Україна)

Одною з основних причин передчасної відмови деталей і вузлів дизелів тепловозів є їхнє абразивне зношування частками забруднень, які неминуче попадають у його масляну систему [1]. Комбінована система фільтрації моторної оливи дозволяє досить ефективно затримувати грязьові частки й, тим самим, продовжує термін служби тертьових пар і самого дизеля [3]. У той же час виникає питання як цей процес буде здійснюватися за допомогою не паперових (існуючих), а синтетичних об'ємних фільтрів.

Численними дослідженнями встановлено [2,4,5], що фільтрація через канали мікронних розмірів у паперових фільтрах здійснюється за допомогою облітерації поверхневих щілин за рахунок молекулярної адсорбції твердих тіл на її поверхні. В той же час із точки зору цих теорій досить складно пояснити вплив кількості та структури забруднюючих речовин на процес їх виділення у об'ємних синтетичних фільтрах.

Виходячи з цього для синтетичних об'ємних фільтрів розроблена математична модель, яка базується на відомих схемах з утворенням осаду у фільтруючих порах забруднюючими частками (за стандартним та проміжним законами фільтрації). Для цього експериментально визначені основні властивості синтетичних об'ємних фільтруючих елементів та встановлено, що процес фільтрації за їх допомогою протягом основного періоду їх роботи протікає за проміжним законом. Це дало підставу формалізувати сам процес та запропонувати математичну модель роботи об'ємного синтетичного фільтру, яка дозволяє аналітично встановлювати характер і швидкість зростання його забруднення. В основу цієї моделі покладено інтегральну функцію аналітичної залежності зміни діаметрів об'ємних пор фільтру від розмірів часток бруду. Подальшими розрахунками визначено, що отримана функція проявляє явно виражений максимум. Причому величина цього максимуму може зміщатися вбік менших діаметрів часток при збільшенні параметру закону розподілу (може змінювати своє значення у кілька разів) та змінюватися в широкому діапазоні. На основі цього встановлено, що термін служби об'ємного синтетичного фільтру зворотно пропорційний зміні величині забрудненості моторної оливи.

ЛІТЕРАТУРА

1. Григорьев, М.А. Очистка масла в двигателях внутреннего сгорания / М.А.Григорьев. – М.: Машиностроение, 1983. – 136 с.

2. Жужиков, В.А. Фильтрование. Теория и практика разделения сузпенсий/ В.А.Жужиков. – М.: Химия, 1980. – 400 с.

3. Кича, Г.П. Эффективная очистка моторного масла – основа экономичной ресурсосохраняющей эксплуатации судовых ДВС/ Г.П.Кича // Двигателестроение. – 1985. - №7. – С.7-10.

4. Лаптев, В.А. Фильтрация масла в системах смазки транспортных ДВС/ В.А.Лаптев, А.Е.Шутков // Вестник ВНИИЖТ. – 1999. - №1. – С.20-25.

5. Морозов, Г.А. Очистка масла в дизелях/ Г.А.Морозов, О.М.Арциомов. – Л.: Машиностроение, 1971. – 187 с.

6. Тартаковский Э.Д. Работы кафедры ЭРПС УкрГАЖТ по внедрению ресурсосберегающих технологий в локомотивном хозяйстве/ Э.Д. Тартаковский, Д.А. Аулин, А.В. Артеменко / СНУ ім.. В. Даля, Вісник східноукраїнського національного університету ім. В.Даля №4 (193), 2013.

СИНХРОНИЗАЦИЯ ДАННЫХ В ЗАДАЧЕ МОНИТРОИНГА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Варбанец Р.А., Жолтиков Е.И., Хлевной К.И.
Одесский национальный морской университет (Украина)

Синхронизацией данных рабочего процесса называется их перевод из функций времени в функции от угла поворота коленчатого вала (ПКВ). Такой перевод необходимо осуществлять потому, что все последующие расчеты параметров рабочего процесса ведутся относительно углов поворота коленчатого вала (ПКВ). Базирующаяся на этих расчетах настройка и диагностика основных узлов (цилиндропоршневой группы ЦПГ, топливной аппаратуры высокого давления ТА и механизма газораспределения МГР), также производится относительно фаз ПКВ. Известно, что расчетное значение среднего индикаторного давления и индикаторной мощности цилиндра может иметь до 9% искажений при ошибке синхронизации всего на 1° ПКВ. Таким образом, решение этой задачи является первым базовым шагом, от точности которого зависит весь последующий расчет и корректность диагностических выводов.

Метод алгоритмической синхронизации рабочего процесса базируется на том факте, что при отсутствии сгорания в цилиндре скорость изменения давления в верхней мертвой точке ВМТ равна нулю, за вычетом термодинамического смещения, связанного с передачей тепла в стенки цилиндра.

Использование алгоритмического метода синхронизации решает следующие задачи:

1) процесс диагностики становится оперативным и доступным для любого дизеля, находящегося под нагрузкой, без предварительной подготовки, что актуально для условий СРЗ;

2) автоматически учитываются погрешности синхронизации связанные с крутильными колебаниями и выборками люфтов в кривошипно-шатунном механизме;

3) автоматически учитываются погрешности синхронизации связанные со скручиванием коленчатого вала под нагрузкой, которое актуально для дальних от маховика цилиндров.

4) автоматически учитывается влияние конечной скорости прохождения волны давления в канале индикаторного крана (от камеры сгорания до мембраны датчика давления), которая приводит к фазовому смещению до 6-10° ПКВ на высокооборотных дизелях.

Корректное решение задачи алгоритмической синхронизации повышает точность расчета параметров рабочего процесса и, как следствие, информативность диагностических данных. При этом решается главная задача - оперативность, что позволяет широко внедрять параметрическую диагностику в практику эксплуатации морских судоремонтных заводов и железнодорожных ремонтных предприятий.

ДИАГНОСТИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ В РЕЖИМЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

[1]Варбанец Р.А., [1]Кырнац В.И., [1]Александровская Н.И., [2]Булгаков Н.П.
[1]Одесский национальный морской университет (Украина)
[2]Херсонская морская государственная академия (Украина)

Эксплуатация транспортных средне- и высокооборотных дизелей (СОД, ВОД) связана с частыми изменениями нагрузки и длительной работой на долевых режимах. Это приводит к интенсивному износу цилиндропоршневой группы (ЦПГ),топливной аппаратуры высокого давления (ТА),механизма газораспределения (МГР) и системы газотурбонаддува (ГТН). При этом известно, что мощность и удельный расход топлива среднеоборотных дизелей в значительной степени зависит от технического состояния ТА высокого давления, МГР и ГТН, которые необходимо диагностировать в процессе эксплуатации для поддержания паспортных характеристик и предотвращения аварийных ситуаций. Мониторинг рабочего процесса и определение индикаторных параметров СОД позволяет производить эффективную диагностику ТА, МГР и ЦПГ в случае анализа данных относительно углов поворота коленчатого вала;

Для решения общей задачи диагностического контроля рабочего процесса транспортных дизелей в условиях эксплуатации актуальными являются следующие задачи:

- развитие и совершенствования методов комплексной диагностики рабочего процесса транспортных дизелей, включая неразрушающий контроль ТА, МГР и ГТН.
- модификация аналитического метода синхронизации, применительно к условиям эксплуатации транспортных дизелей средне- и высокооборотных;
- совершенствования доступных и удобных в эксплуатации СОД и ВОД методов экспресс-диагностики ТА, МГР и ГТН с помощью спектрального анализа виброакустических сигналов.

ОБГРУНТУВАННЯ ІНФОРМАЦІЙНОЇ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ОЦІНЮВАННЯ НАДІЙНОСТІ ТА БЕЗПЕКИ І ПРОГНОЗУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

[1]Волков В.П., [2]Грицук І.В., [3]Грицук Ю.В., [1]Волков Ю.В.
[1] Харківський національний автомобільно-дорожній університет (Україна)
[2]Херсонська державна морська академія (Україна)
[3]Донбаська національна академія будівництва і архітектури (Україна)

Вступ. Використання транспортного засобу (ТЗ) в нестаціонарних умовах експлуатації вимагає постійного контролю фактичного його стану, проведення необхідних технічних дій з обслуговування для забезпечення належного працездатного стану. Подібна інтерпретація умов використання ТЗ можлива лише за рахунок моніторингу технічного стану, які ґрунтуються на обробці апріорної інформації, безперервній діагностиці та прогнозуванні параметрів їх технічного стану. У зв’язку з цим перед науковцями, що займаються питаннями експлуатації ТЗ, стоїть проблема забезпечення повноцінного зв’язку між процесами експлуатації ТЗ і параметрами умов експлуатації [1, 2], й узагальнення та удосконалення методів прогнозування технічного стану ТЗ [3]. Урахуванню та контролю параметрів технічного стану ТЗ в умовах експлуатації приділяється багато уваги, тому питання побудови систем моніторингу в різних сферах діяльності ТЗ не втрачають своєї актуальності [4].

Актуальність досліджень. Ефективність функціонування ТЗ, як складної технічної системи залежить від його технічного стану [3]. У зв’язку з цим випливає проблема керування технічним станом ТЗ в експлуатації на основі даних, отриманих в процесах моніторингу технічного стану та при прогнозуванні основних параметрів стану. Розв'язанню цієї проблеми присвячені численні роботи Барзиловича Є.Ю., Міхліна В.М., Полянського А.С, Бажинова А.В., Волкова В.П., Кравченка О.П., Сухарева Є.А., Ауліна В.В., Грицука І.В., Матейчика В.П., Гутаревича Ю.Ф. тощо.

Постановка задачі. Задача визначення особливостей розробки математичних моделей оцінювання поточного і прогнозування параметрів технічного стану автомобіля може бути вирішена використанням бортового інформаційного програмно-діагностичного комплексу і інфраструктури автомобільних доріг (автотранспорту), для чого необхідно обґрунтувати особливості, функції і зв’язки основних його елементів для здійснення інформаційного обміну при виконанні моніторингу та визначити інформаційні складові загального процесу.

Результати досліджень. Процеси моніторингу параметрів стану трактують як систему заходів спостереження та контролювання, що проводяться для оцінювання стану об’єкту дослідження, аналізу процесів, що відбуваються, та своєчасного виявлення тенденцій його зміни [4]. Основним принципом організації системи моніторингу є безперервність пооб’єктного контролю та облік інформації для забезпечення ефективного контролю та прийняття рішень щодо першочерговості впровадження заходів реагування, вирішення завдань транспортного менеджменту. Моніторинг є одним з елементів системи управління ТЗ в умовах експлуатації, особливості якої (цілі, завдання, об'єкти) зумовлюють додаткові вимоги до способу виконання моніторингу та системи оцінюючих показників. Створення інформаційного простору моніторингу ефективності експлуатації ТЗ з урахуванням ієрархічності та багатооб’єктності умов експлуатації є важливим завданням. [4 - 7]

Моніторинг ТЗ - одна з функцій менеджменту стану і умов експлуатації ТЗ, заснована на зборі інформації про об’єкт дослідження та спрямована на дотримання режимів функціонування, встановлених значень показників використання та виконання

запланованих заходів. Це комплекс заходів для реалізації основних функцій: спостереження, оцінювання технічного стану об’єкту, прогнозування та контролювання, конкретизованих специфікою об’єкту дослідження та поставленими задачами. Це певним чином організований інструмент інформаційного забезпечення управління експлуатації ТЗ для контролювання, оцінювання, аналізування і прогнозування технічного стану об'єкта управління на основі безперервного процесу збору, обробки, відображення інформації про параметри технічного стану об’єкту дослідження та його показники використання [4].

Моніторинг параметрів технічного стану транспортних засобів автомобільного транспорту - це постійне і синхронізоване спостереження за їх технічним станом за множиною фіксованих технічних параметрів. Сучасні бортові системи моніторингу параметрів технічного стану в умовах ITS дозволяють здійснювати ідентифікацію ТЗ, безперервне автоматичне вимірювання параметрів, що характеризують технічний стан ТЗ, діагностування, а саме контроль справності ТЗ і його складових елементів, розпізнавання і запобігання розвитку відмов у його роботі і в кінцевому рахунку – забезпечення функціонування системи ТО і ремонту ТЗ за технічним станом [8 - 11].

Процеси технічної експлуатації сучасних ТЗ доцільно розглядати як складну динамічну систему, функціонування якої відбувається при дії різних випадкових факторів як зі сторони внутрішніх процесів в їх агрегатах та системах так і при дії процесів (умов) зовнішнього середовища [2- 3].

Дослідниками виявлено [3, 12], що зовнішнє середовище може вносити невизначеність та випадковість вихідних даних і ситуацій, та випадковим чином змінювати характер взаємодії між складовими частинами агрегатів та систем ТЗ. В таких динамічних системах можуть виникнути випадкові збурення, що являють собою помилки вимірювання діагностичних параметрів та похибки при перетворені інформації, дії різного роду перешкод, внаслідок появи неврахованих, але об’єктивно діючих причин [3].

Суттєва просторова протяжність, складність і розподіленість умов експлуатації ТЗ та транспортної інфраструктури зі своїми особливостями і різноманіттям можуть вважатися об’єктом автоматизації сучасних інформаційних систем в умовах інтелектуальних транспортних систем (ITS).

Однією із складових дослідження можливості дистанційного отримання інформації про умови експлуатації ТЗ в умовах ITS є формування і дослідження методики застосування класифікації умов експлуатації ТЗ. Розглянемо основні питання створення методики застосування класифікації умов експлуатації в інформаційних умовах ITS на прикладі руху окремого ТЗ при взаємодії з інфраструктурою автомобільних доріг в реальних умовах експлуатації.

Система моніторингу умов експлуатації в частині дорожніх і транспортних умов повинна відстежувати кожну несправність шляху з прив'язкою до місця розташування і в її розвитку, включаючи аналіз всіх можливих причин її виникнення, періодичність виникнення, повторюваність тощо, а також особливості розташування об’єктів інфраструктури автомобільних доріг.

Моніторинг і аналіз умов експлуатації ТЗ неможливо повноцінно забезпечити без формування системної взаємодії із інфраструктурою автомобільних доріг. Функціонування системи моніторингу умов експлуатації ТЗ неможливо без використання існуючих і розробки спеціального програмного забезпечення сучасних інформаційно-програмних комплексів. Для вирішення поставленої задачі потрібно забезпечення системного поєднання: інформаційної структури моніторингу технічного стану ТЗ, дослідження умов експлуатації ТЗ і розробка предметної області інформаційної системи оцінювання параметрів технічного стану і умов експлуатації ТЗ в процесах дистанційного моніторингу в умовах ITS. Означені системи являють собою складний комплекс бортових і стаціонарних технічних та програмних засобів. Створена система моніторингу з використанням інформаційних технологій дозволяє здійснювати дистанційний збір, обробку та надання оперативної інформації в реальному часі, відображати стан шляху на карті,

використовувати статистичні дані всіх проїздів, автоматично виявляти і відзначати критичні місця, що дозволяє швидко приймати рішення і оперативно реагувати на нештатні ситуації тощо.

Інформаційна система моніторингу (ІСМ) стану і умов експлуатації ТЗ включає в себе сукупність стаціонарних і мобільних (бортових щодо ТЗ) систем збору і передачі інформації.

Система збору є телекомунікаційною мережею обміну даними, яка може використовувати всі способи передачі даних. Стаціонарні пости виконують комунікаційні функції і найпростіші функції контролю. Ці функції забезпечують отримання контрольно-вимірювальної і технологічної інформації від бортових систем, контроль часу руху ТЗ в заданих пунктах, збір інформації про комунікації і споруди, передачу даних в інформаційний програмний комплекс (ІПК) [13].

До складу інформаційного забезпечення системи входять наступні складові:

• система збору, накопичення і розповсюдження інформації про технічний стан ТЗ в умовах експлуатації;

• автоматизовані інструментальні засоби діагностики технічного стану ТЗ і автомобільних доріг;

• база географічних даних про стан дороги та об'єкти інфраструктури автомобільних доріг;

• система збору та передачі даних;

• комплекс завдань контролю стану і планування умов експлуатації ТЗ;

• засоби візуалізації результатів моніторингу шляху і зв’язку з водієм і іншими учасниками руху.

Загальна задача формування методики застосування класифікації умов експлуатації транспортних засобів в інформаційних умовах ITS, як складної системи, базується на отриманні інформації про фактичний технічний стан, методи і засоби її реалізації при вирішенні конкретних науково-технічних задач, оцінки, перевірки відповідності встановленим обмеженням, засобам для його забезпечення, критеріям оцінювання отриманих показників та визначення взаємозв’язку між ними.

Задачу забезпечення формування методики застосування класифікації умов експлуатації транспортних засобів в інформаційних умовах ITS на основі інформації про фактичні параметри їх технічного стану можливо виразити як побудову функції:

а) в процесах моніторингу і діагностування технічного стану

$$\begin{cases} F_{ts}\left(\overline{H}_t, t, \Delta t, \overline{X}_i(t), \overline{X}_i(t-\Delta t), \dots, \overline{X}_i(t-n\Delta t), DTC_{s_i}K_{t_i}\right) \Rightarrow S_{\text{у.е.ТЗ}} \\ \Omega_l^{m_\text{і}}\left(e_{\text{у.е.ТЗ}}, r\right)^J = \Omega_l^{m_\text{і}}\left(\begin{Bmatrix} e_{\text{у.е.ТЗ,тр}} \\ e_{\text{у.е.ТЗ,дор}} \\ e_{\text{у.е.ТЗ,а.к}} \\ e_{\text{у.е.ТЗ,ке}} \end{Bmatrix}, r\right)^J = S_{\text{у.е.ТЗ}} \end{cases} \quad (1)$$

б) в процесах прогнозування технічного стану

$$\begin{cases} F_{(t+k\Delta t)}\left(\begin{matrix}\overline{H}_{(t+k\Delta t)}, t, \Delta t, k, \overline{X}_i(t+k\Delta t), \overline{X}_i(t+(k-1)\Delta t), \dots, \\ \overline{X}_i(t+(k-n)\Delta t), DTC_{s_i}K_{t_{i(t+k\Delta t)}}\end{matrix}\right) \\ \qquad \Rightarrow S_{\text{у.е.ТЗ}}(t+k\Delta t) \\ \Omega_l^{m_\text{і}}\left(e_{\text{у.е.ТЗ}(t+k\Delta t)}, r\right)^J = \Omega_l^{m_\text{і}}\left(\begin{Bmatrix} e_{\text{у.е.ТЗ,тр}(t+k\Delta t)} \\ e_{\text{у.е.ТЗ,дор}(t+k\Delta t)} \\ e_{\text{у.е.ТЗ,а.к}(t+k\Delta t)} \\ e_{\text{у.е.ТЗ,ке}(t+k\Delta t)} \end{Bmatrix}, r\right)^J = S_{\text{у.е.ТЗ}}(t+k\Delta t) \end{cases} \quad (2)$$

де F_{ts} – інформація про параметри технічного стану ТЗ у відповідних умовах експлуатації у відповідний момент часу; $\overline{H}_t$ – вектор органа(ів) керування енергетичної

установки ТЗ (координата задатчика(ів) органа керування) в часі t; t – поточний час процесу моніторингу; Δt - інтервал часу між вимірюваннями в процесах моніторингу; $\overline{X}_i(t)$ при i = *1,..., m* – характеристики технічного стану ТЗ в умовах експлуатації, що виміряні і входять в перелік ретроспективних впливових факторів (основні параметри технічного стану ТЗ в умовах експлуатації); n – кількість інтервалів (число вимірювань) у минулі періоди моніторингу; m – кількість вимірюваних характеристик (параметрів) технічного стану ТЗ; $DTC_{s_i}K_{t_i}$ – результати моніторингу кодів (DTCs (діагностичних кодів) несправностей ТЗ; Ω - оператор відображення; $S_{\text{у.е.ТЗ}}$ – система визначення (забезпечення) умов експлуатації ТЗ (в представленому випадку система $S_{\text{у.е.ТЗ}}$ являє собою відображення властивостей підоб'єктів визначення (забезпечення) умов експлуатації $e_{\text{у.е.ТЗ}}$ ТЗ та їх відношень r для mi по J в l); $m_{\text{і}}$ – кількість засобів отримання інформації (засобів спостереження) в (для) ТЗ; l – зв'язки між засобами спостереження і підоб'єктами визначення (забезпечення) умов експлуатації ТЗ; $e_{\text{у.е.ТЗ}}$ - множина підоб'єктів визначення (забезпечення) умов експлуатації ТЗ ($e_{\text{у.е.ТЗ,тр}}$ – транспортні; $e_{\text{у.е.ТЗ,дор}}$ – дорожні; $e_{\text{у.е.ТЗ,а.к}}$ – атмосферно-кліматичні; $e_{\text{у.е.ТЗ,ке}}$ – культура експлуатації); r - множина відношень між основними умовами експлуатації ТЗ; J – завдання визначення (забезпечення) умов експлуатації ТЗ; $F_{(t+k\Delta t)}$ – прогнозована інформація про параметри технічного стану ТЗ у відповідний момент часу в процесі виконання своїх функцій (в процесі роботи ТЗ за призначенням) в майбутньому на інтервалі упередження довжиною (t + kΔt) в залежності від відомих значень у минулому, в заданому інтервалі прогнозування δ с заданою довірчою ймовірністю p; k – кількість (число) інтервалів прогнозованих значень параметрів технічного стану у майбутньому, визначає тип прогнозу – короткотерміновий, середьотерміновий тощо при прогнозованих умовах експлуатації відповідно ($e_{\text{у.е.ТЗ}(t+k\Delta t)}$).

Для визначення предметної області інформаційної системи оцінювання параметрів технічного стану ТЗ в умовах експлуатації при проведенні його моніторингу будемо використовувати діаграми потоків даних (DFD - Data Flow Diagramm) [14 - 17]. Розроблена діаграма (рис. 1) потоків даних (DFD) являє собою самий верхній описовий рівень системи моніторингу ТЗ. Подальше уточнення моделі потоків даних проводимо шляхом декомпозиції об'єктів, які складають її.

Джерелами первинної інформації про технічний стан ТЗ в системі моніторингу технічного стану (рис. 1) виступають «Учасники процесу моніторингу ТЗ (користувачі), засоби моніторингу», «Процес експлуатації ТЗ в умовах експлуатації», «Умови експлуатації ТЗ в процесах моніторингу» тощо, що вважаємо «зовнішніми сутностями» [18 - 19]. До функціональних завдань інформаційної системи моніторингу ТЗ відносимо ідентифікацію, моніторинг параметрів і діагностування технічного стану ТЗ та оцінка умов експлуатації ТЗ засобами ITS.

Потоками даних в системі моніторингу ТЗ, що розглядається, будуть дані, які одержуються від учасників процесу моніторингу ТЗ, від відповідних засобів моніторингу, від учасників експлуатації ТЗ про умови експлуатації ТЗ і процеси експлуатації ТЗ під час моніторингу, які в подальшому обробляються, передаються і зберігаються, а також команди і запити, що циркулюють між комунікаційним обладнанням учасників процесу моніторингу. У загальному випадку згідно нотації «Йордона - Де Марко» [20] схема функціонування інформаційної системи моніторингу ТЗ представлена на рис. 1. Згідно вимог і завдань до інформаційної системи в частині програмного забезпечення (ПЗ), вона реалізує вирішення наступних задач моніторингу ТЗ: збирання даних з ТЗ; зберігання даних; ідентифікація ТЗ у просторі і в системі моніторингу; побудова функціональних залежностей у часі; моніторинг параметрів технічного стану ТЗ з можливостями їх прогнозування; ідентифікація умов експлуатації; діагностування стану ТЗ і перевірка відповідності стану ТЗ отриманим параметрам моніторингу за визначеними параметрами.

Висновки. Обґрунтований і запропонований варіант розробки інформаційної математичної моделі оцінювання поточного і прогнозування технічного стану транспортного засобу в умовах експлуатації

з використання засобів ITS при роботі в умовах експлуатації з використанням засобів ITS при роботі в межах віртуального підприємства з експлуатації автомобільного транспорту і запропоновані формальні залежності для реалізації інформаційного формування методики застосування класифікації умов експлуатації транспортних засобів в інформаційних умовах ITS на основі дистанційно отриманої інформації про фактичні параметри їх технічного стану.

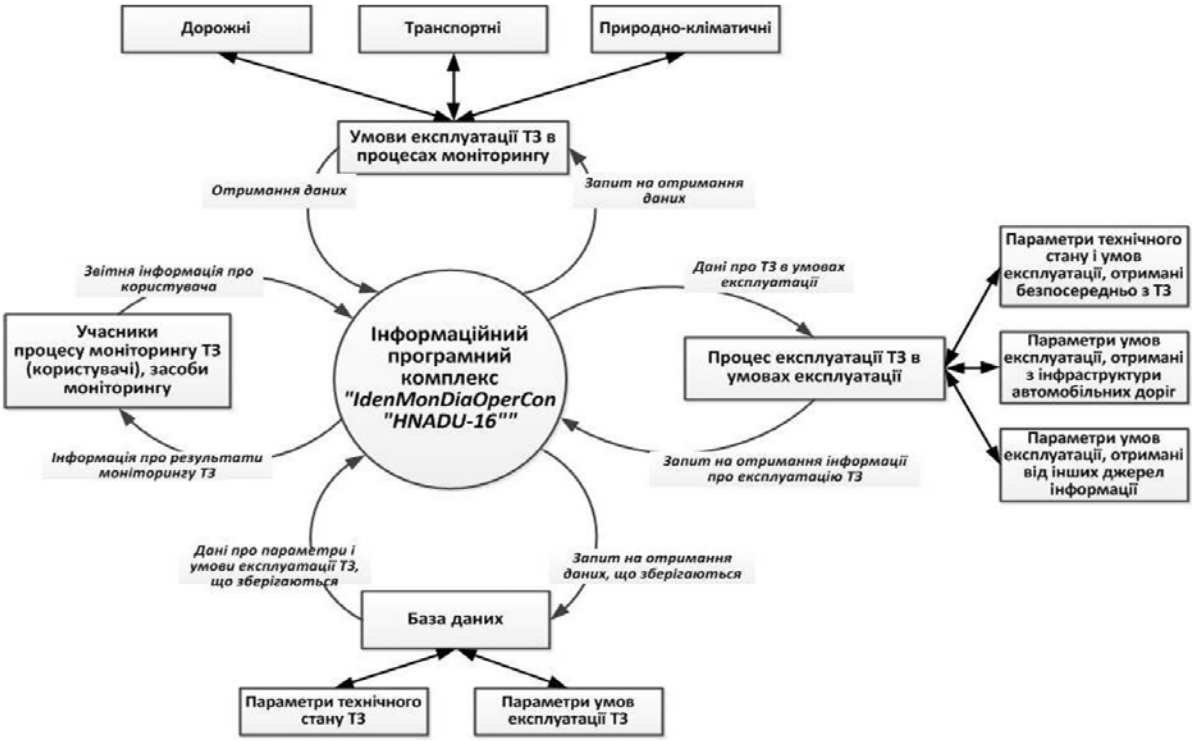


Рисунок 1. DFD-діаграма функціонування інформаційної системи моніторингу ТЗ

ЛІТЕРАТУРА

1. Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобильного транспорта (расчетные методы исследований): монографія / Н.Я.Говорущенко. Харьков: ХНАДУ, 2011. – 292 с.

2. Говорущенко Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей / [Н.Я.Говорущенко]. - Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1984. – 312 с.

3. Гриньків А.В. Використання методів прогнозування в керуванні технічним станом агрегатів та систем транспортних засобів / А.В. Гриньків //Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація, вип. 29, 2016, С. 25 - 32

4. Давиденко Л.В. Побудова інформаційного простору моніторингу ефективності енергоспоживання в системах комунального водопостачання /Л.В. Давиденко, В.А. Давиденко // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація, вип. 29, 2016, С. 178 – 184

5. Троицкий-Марков Т.Е., Сенновский Д.В. Принципы построения системы мониторинга энергоэффективности / Т.Е. Троицкий-Марков, Д.В. Сенновский // Мониторинг. Наука и безопасность. - 2011. - № 4. - С. 34-39.

6. Давиденко Л.В. Функції енергетичного моніторингу складних виробничих систем та їх завдання для підвищення рівня енергоефективності / Л.В. Давиденко, В.А. Давиденко, Н.В. Коменда, Н.В. Ярмольська // Вісник ХНТУСЕ. Технічні науки. Випуск 153 „Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України”. - Харків: ХНТУСЕ, 2014. - С.125-127.

7. Розен В.П. Формування інформаційного поля для оцінювання рівня енергоефективності систем комунального водопостачання / В.П.Розен, Л.В. Давиденко, В.А. Давиденко // Вісник КДПУ ім. М. Остроградського. - Кременчук: КДПУ. -2010. - Вип. №4 (63). - С. 50-53..

8. Волков В.П. Особливості моніторингу і визначення статусу несправностей транспортного засобу у складі бортового інформаційно-діагностичного комплексу / В.П. Волков, І.В. Грицук, А.П. Комов, Ю.В. Волков // Вісник Національного транспортного університету. – 2014. – Вип. 30. – С. 51–62.

9. Ахмедов Т.Н. Основы системы контроля состояния транспортного средства в процессе выполнения перевозок / Т.Н. Ахмедов, С.В. Жанказиев, А.Е.Финкель / Научные аспекты развития транспортно-телематических систем - М.: МАДИ, 2010 - с. 138 – 164.

10. Ахмедов Т.Н. Принципы определения статусов неисправностей в телематической системе контроля технического состояния автомобиля в реальном времени / Т.Н. Ахмедов / Научные аспекты развития транспортно-телематических систем - М.: МАДИ, 2010 - С. 165 – 180.

11. Волков В.П. Організація технічної експлуатації автомобілів в умовах формування інтелектуальних транспортних систем / В.П. Волков, В.П. Матейчик, П.Б. Комов, О.Б. Комов, І.В. Грицук // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2013. – № 29 (1002). с.138-144.

12. Аулін В.В.Проблеми підвищення експлуатаційної надійності та можливості удосконалення стратегії технічного обслуговування мобільної сільськогосподарської техніки / В.В. Аулін, А.В. Ериньків // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету: Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування. - 2015. - № 28. - С. 126-132.

13. Алексеев В.В. ГИС мониторинга транспортных сетей / В.В. Алексеев, Н.И. Куракина, Н.В. Орлова, А.А. Минина // Data+. Геоинформационные системы для бизнеса и общества. №2 (69). 2014 [Електронний ресурс] // Режим доступу: https://www.dataplus.ru/news/arcreview/detail.php?ID=17802&SECTION_ID=1058.

14. Гайдамакин Н.А. Автоматизированные информационные системы, базы и банки данных. Вводный курс: Учеб. Пособие. / Н.А. Гайдамакин – М.: Гелиос АРВ, 2002. - 368 с.

15. Мауэргауз Ю.Е. Информационные системы промышленного менеджмента. / Ю.Е. Мауэргауз – М.: Филинъ, 1999.

16. Кулешов А.П. Информационная модель как основа проектирования корпоративных автоматизированных информационных систем / А.П. Кулешов // Информационные технологии.- 2006. - № 3. - С. 26-30.

17. Атрощенко В.А. К вопросу выбора алгоритмов решения задачи синтеза оптимальных структур распределенных баз данных на предприятиях хлебопекарной промышленности / В.А. Атрощенко, Д.В. Тишковский // Пищевые технологии КубГТУ. 2009. - №4.

18. Атрощенко В.А. Технические возможности повышения ресурса автономных электростанций энергетических систем. Монография. / В.А. Атрощенко, Ю.Д. Шевцов, П.В. Яцынин, Р.А. Дьяченко, М.Н. Педько. – Краснодар: Изд. Дом - Юг, 2010. - 192 с.

19. Махаммад М.Д. Разработка информационной системы для дизельных электростанций с возможностями прогноза их технического состояния: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.13.01 / Махаммад Мааз Джасем Махаммад; ГОУ ВПО «Кубанский государственный технологический университет». – Краснодар, 2009. – 23 с.

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА

Головань А.И., Варбанец Р.А.
Одесский национальный морской университет (Украина)

Проблема дистанционного контроля параметров работы судовой дизельной установки (СДУ) актуальна по ряду причин. Во-первых, − вследствие высокой стоимости топлива. Менее чем за последние десять лет стоимость основных видов морских топлив (MDO, IFO180, IFO380) не стабильна и в настоящий момент составляет более 500$ за тонну MDO (http://www.bunkerindex.com/prices/indices.php). Во-вторых, действующие в настоящий момент требования МАРПОЛ 73/78 П.VI ограничивают процент выбросов NOx и SOx в выпускных газах СДУ. Превышение этих норм, возникающее по причине отсутствия детальной объективной информации о состоянии СДУ, влечет за собой очень большие штрафы судовладельцев. Кроме этого, регулярный контроль эксплуатационных параметров повышает уровень технической эксплуатации СДУ и способствует не только детальному учету эксплуатационных затрат и планированию ремонтов, но и эффективному управлению сложной многосистемной современной СДУ.

От технического состояния СЭУ зависит способность судна выполнять свою главную задачу – перевозить грузы, при этом обеспечивая безопас-ность мореплавания и жизнь экипажа. Кроме главных дизелей, непосредственными потребителями топлива в составе СЭУ являются вспомогательные дизель-генераторы и котел. Текущие расходы на эксплуатацию этих объектов в виде расходов на топливо, масло и ремонт также стоят на первом месте. Поэтому актуальными для СЭУ являются следующие задачи: контроль мощности на всех эксплуатационных режимах, учет потребления топлива и масла, а также точный учет моторесурса в зависимости от степени нагруженности механизмов.

В связи с изложенным, разработка моделей и методов дистанционного контроля параметров работы СДУ является актуальной научной задачей. В связи с преимущественным распространением дизельных энергетических установок на флоте, она является одной из важнейших задач повышения конкурентоспособности в сфере морского и речного транспорта.

Таким образом, учитывая специфику эксплуатации морских судов, актуальной является задача дистанционного контроля полученных во время эксплуатации на борту судна параметров СДУ. Дистанционный контроль параметров СЭУ является одним из условий экономически эффективной, безаварийной и экологически безопасной эксплуатации современного транспортного судна.

ОГЛЯД СУЧАСНИХ ЗАСОБІВ КОНТРОЛЮ ПОЇЗНОЇ СИТУАЦІЇ ДЛЯ ЛОКОМОТИВНИХ БРИГАД

[1]Горобченко О. М., [2]Черняк Ю. В., [2]Антонович А. О.
[1]Державний університет інфраструктури та технологій,
[2]Український державний університет залізничного транспорту

Вступ. Забезпечення безпеки на транспорті є одним з пріоритетних завдань держави [1]. Упродовж 2016 року на залізницях України сталося 550 транспортних подій [2], з них – 1 аварія та 449 інцидентів, з яких 16 серйозних. За 2015 рік допущено 602 інциденти, з яких 27 серйозних. Загальна кількість транспортних подій зменшено на 52 випадки, зменшена кількість серйозних інцидентів на 11 випадків. Зменшено кількість транспортних подій в усіх регіональних філіях. Допущено аварію в Одеській регіональній філії, у 2015 році не було.

При цьому, наведений обсяг перевезень зменшився на 3,1%, а питомий показник кількості транспортних подій до обсягів перевезень зменшився з 2,66 до 2,48 подій на 1 млрд наведених тонно-кілометрів.

Актуальність досліджень. Матеріальні збитки від транспортних подій за 2016 рік становлять 24 млн 649 тис. грн, з яких 559 тис. грн або 2,3% відшкодовано. Із загальної кількості транспортних подій 408 випадків або 74,2% пов'язані з впливом «людського» чинника. Збільшено кількість транспортних подій у локомотивному господарстві – з 213 до 220. Переважна більшість з них пов'язана зі шкідливим впливом людського фактору.

Постановка завдання. Таким чином виникає актуальне завдання – дослідити умови роботи локомотивних бригад та визначити шляхи їх покращення з метою зниження випадків порушення безпеки руху.

Результати дослідження. Загальний вигляд кабіни сучасного локомотива в теперішній час наближається до деякої уніфікації. Пульти всіх локомотивів представляють собою загальний об'єм, з площиною, маючою невеликий нахил, де розташовано основні елементи керування, кнопки, рукоятки, тумблери. А також є площина з майже вертикальним нахилом, де розташовані прибори контролю, індикації, монітори і ін. Загальні види пультів деяких локомотивів наведено на наступних рисунках [3].

Рисунок 1. Пульт електровозу змінного струму Е5К

Ступінь автоматизації сучасних локомотивів та електропоїздів достатньо висока. Система майже автономно керує рухом поїзду, враховуючи такі показники, як виконання розкладу, економія енергоресурсів на тягу, контроль сигналів попереду. Людина в цій ситуації перетворюється на спостерігача.

Але коли відбувається ситуація, що не передбачена автоматизованими системами, роль людини стає головною. Саме машиніст приймає рішення по керуванню поїздом в нештатних ситуаціях, коли система не має доступу до низки необхідних параметрів.

Рис. 2 Пульт електропоїзду Інтерсіті.

Рис. 3 Пульт високошвидкісного електропоїзду AGV.

Для ефективного виконання своїх обов'язків машиністу необхідна оперативна інформація, що характеризує поточну поїзну ситуацію. Для цього пульт машиніста містить від одного до трьох моніторів, що відображають стан поїзду та його основних агрегатів і вузлів, поточний режим руху (швидкість, прискорення), стан сигналів попереду, параметри контактної мережі і багато іншого.

Не зважаючи на те, що пульти машиніста в достатній мірі відповідають вимогам ергономіки, охорони та гігієни праці, на отримання якої-небудь інформації машиніст може витратити певний час, що в умовах нештатної ситуації призведе до браку в роботі або аварії. Це пов'язано з тим, що на моніторі можливо відобразити за умовами нормального сприйняття тільки частину інформації. Для виведення іншого інформаційного блоку машиністу потрібно провести деякі дії з переключенням екрану. В більшості випадків машиніст в напружених і нештатних ситуаціях не витрачає час на пошук необхідної інформації а діє згідно свого досвіду та кваліфікації. І тут виникають певні ризики, по'вязані з впливом людського фактору на якість керування поїздом.

Навіть найсучасніші технічні системи і пристрої не в змозі в теперішній час виключити участь локомотивної бригади в забезпеченні безаварійної роботи. Від рівня дисципліни, відповідальності та вимогливості до себе машиніста та його помічника завжди залежить безпека пасажирів та вантажу, безперебійна робота залізничного транспорту.

Найбільш серйозне порушення, що допускають машиністи, проїзд забороннного сигналу і це часто є причиною аварії. Для недопущення цього важливо виробити чіткі та

стійкі навички роботи, особливо коли бригада опиняється в ситуації нестандартній, такій що відрізняється від повсякденних і потребує прийняття швидких рішень. З точки зору психології такі стани називають «складними» [4]. Одним зі станів, що виникає при порушенні режиму праці та відпочинку є стан сонливості. Готовність до дій буде полягати у тому, що суб'єкт перебуває в різних станах не вперше, він вже переживав ці стани і може їх здолати.

Локомотивна бригада стикається з багатьма задачами, які прагне виконати на рівні свідомості [5]. По мірі придбання позитивного досвіду рішення таких завдань, процес рішення відбувається «автоматично» [6,7]. Зі свідомості зникають процеси збирання інформації і встановлення її відповідності задачі, моменти сумнівів, коливань. Замість усвідомленого вибору автоматично виконується ланцюг розумових і рухових операцій. Період коливань і сумнівів виникає не тільки у новачка, а і у досвідченого фахівця, при ускладненні умов виконання завдання під дією зовнішніх подій або стану суб'єкта. У міру формування готовності періоди сумнівів і коливань виникають тільки в абсолютно нових, несподіваних ситуаціях.

Висновки. На підставі вищенаведеного можна зробити висновок, що в теперішній час, не зважаючи на розвиток систем автоматичного керування та контролю ведення поїздів, не вдалося повністю уникнути впливів людського фактору на процес керування поїздом. Дослідження не підтверджують думки про те, що при збільшенні розміру приладу точність зчитування зростає. На сучасних електровозах це враховано, але досі експлуатуються електровози типу ВЛ11, ВЛ60, ВЛ80 та інші, в яких встановлено прилади збільшеного діаметра. Це призводить до невиправданого збільшення поля сприйняття і, як наслідок, до підвищення напруженості при роботі в умовах дефіциту часу. Оформлення шкал приладів, що випускаються промисловістю і встановлюваних на локомотивах, не завжди відповідає специфіці діяльності машиніста. До таких недоліків слід віднести відсутність уніфікованої системи колірного оформлення, ціни ділень, характеру оцифровки і т. п. Таким чином можна зробити висновок, що розташування приборів контролю та керування на більшості локомотивів, що експлуатується Укрзалізницею, не оптимальне з точки зору сучасного уявлення про психофізіологічне навантаження машиніста локомотива. В якості перспектив розвитку систем керування локомотивом необхідно відмітити розвиток інтелектуальних систем підтримки прийняття рішень, що значно знизять інформаційне навантаження на машиніста та підвищать якість керування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Державна цільова програма реформування залізничного транспорту на 2010-2019 роки [Текст]: Постанова Кабінету Міністрів України від 16 грудня 2009 р. – № 1390

2. Аналітичний огляд стану техногенної та природної безпеки в Україні за 2016 рік. [Електронний ресурс] : – Режим доступу: http://www.dsns.gov.ua/ua/Analitichniy-oglyad-stanu-tehnogennoyi-ta-prirodnoyi-bezpeki-v--Ukrayini-za-2015-rik.html, вільний. – Загл. з екрану. – Мова укр. 20.08.2017

3. Кабины локомотивов [Електронний ресурс]: – Режим доступу: http://izotoff.livejournal.com/28300.html, вільний. – Загл. з екрану. – Мова рос. 25.08.2017

4. Генкин, Л. А. Прогнозирование психических состояний [Текст] / Л. А. Генкин, В.И. Медведев – Л.: Эра, 1973. – С. 127–128

5. Ломотько, Д. В. Аналітичне вираження ступеню впливу людського фактору на імовірність транспортної події [Текст] / Д. В. Ломотько, О. М. Горобченко // Збірник наукових праць ДонІЗТ. – Донецьк: ДонІЗТ, 2011. – Вип.26. – С.115 – 119.

6. Емельянов, А. М. Природа ошибок человека-оператора : На примерах управления транспортными системами [Текст] / А. М. Емельянов, М. А. Котик– М.:Транспорт, 1993. – 256 с.

7. Монмоллен М. Системы человек и машина [Текст] / М. Монмоллен – М.:Мир, 1973. – 255 с.

THE DEVELOPMENT OF PRE-START AND AFTER-START HEATING PROCESSES OF VEHICULAR ENGINE

Gritsuk Igor
Kherson State Maritime Academy (Ukraine)

Fig. 1 illustrates a system to control the process of pre-start and after-start heating (PSASH) of the engine and the vehicle during their operation. Under appropriate operating conditions the choice of a particular method of PSASH of the vehicular engine and the vehicle can be defined as the decision-making of the selection and application of the method to improve the engine and the vehicle. It is done during combined heating with the use of modern onboard information diagnostic system (OIDS) within ITS. The corresponding decision about using the method can be made only on the basis of determination of optimal PSASH formation under appropriate operating conditions. The final decision about the PSASH is not decisive because the best option must be determined in each case.

The presented system (Fig. 1) shows two interrelated components of the process during PSASH control – information and energy. The information component includes identification, monitoring, diagnosing and forecasting of engine and vehicle PSASH. The energy component includes engine and vehicle PSASH in operation.

The peculiarity of information interaction of PSASH processes is stated in Fig.1 (stages 1 and 4). The energy process of PSASH is done on the basis of information received from the engine and the vehicle in the process of their identification, monitoring, diagnosing and forecasting of optimal temperature condition of internal combustion engine (ICE) and the vehicle (stage 1). The identification of thermal parameters, technical state of ICEs and vehicles is carried out using OIDS and overall monitoring system within intelligence transport systems (ITS). The above-mentioned processes are accompanied by data gathering during the monitoring process, the assessment of boundary values, time optimization of values of temperature condition parameters of ICE and the vehicle. At the end of stage 1 the compliance of ICE and vehicle PSASH with operating conditions is examined.

In step 4, the information component of the formation process of engine and vehicle PSASH can provide the estimation of boundary values of parameters, the optimization and forecasting of technical condition of ICE and the vehicle, the verification of compliance of the current technical condition with operating conditions and with requirements of the manufacturer or contracting authority (operator) of ICE and vehicle (apart from the above-mentioned possibilities). In addition, it can carry out diagnostics of ICE and vehicle conditions according to received parameters.

Based on the information obtained at stage 1, energy control process is carried out to ensure engine and vehicle PSASH using combined heating system (CHS). It uses environmentally sound technology of transport operation based on the theory of heat accumulation and phase transition processes [2, 3, 4]. In full size CHS is a set of subsystems, elements and means for thermal development and keeping engine and vehicle PSASH based on phase-transitional thermal accumulator (TA) adapted to operating conditions. Among the PSASH processes with the use of CHS the following processes can be distinguished (Fig.1 bottom-left): the formation of heat accumulating material (HAM), the formation of HAM operating modes, the formation of phase-transitional thermal accumulator, and the formation of CHS with phase-transitional thermal accumulator. These processes may involve not only the formation of control algorithms and software to control engine and vehicle TA or CHS, but the formation of elements and their components (Fig.1 bottom-right).

The general process of PSASH during engine and vehicle operation can be split into the following components (stage 2): pre-start and after-start processes of thermal development and industrial (commercial) process of ICE and vehicle operation. The process of pre-start heating of ICE without actual idle operation of the engine can be realized *only* through the use of the developed CHS (the interaction of stage 2 and stage 3) according to the above-mentioned process options.

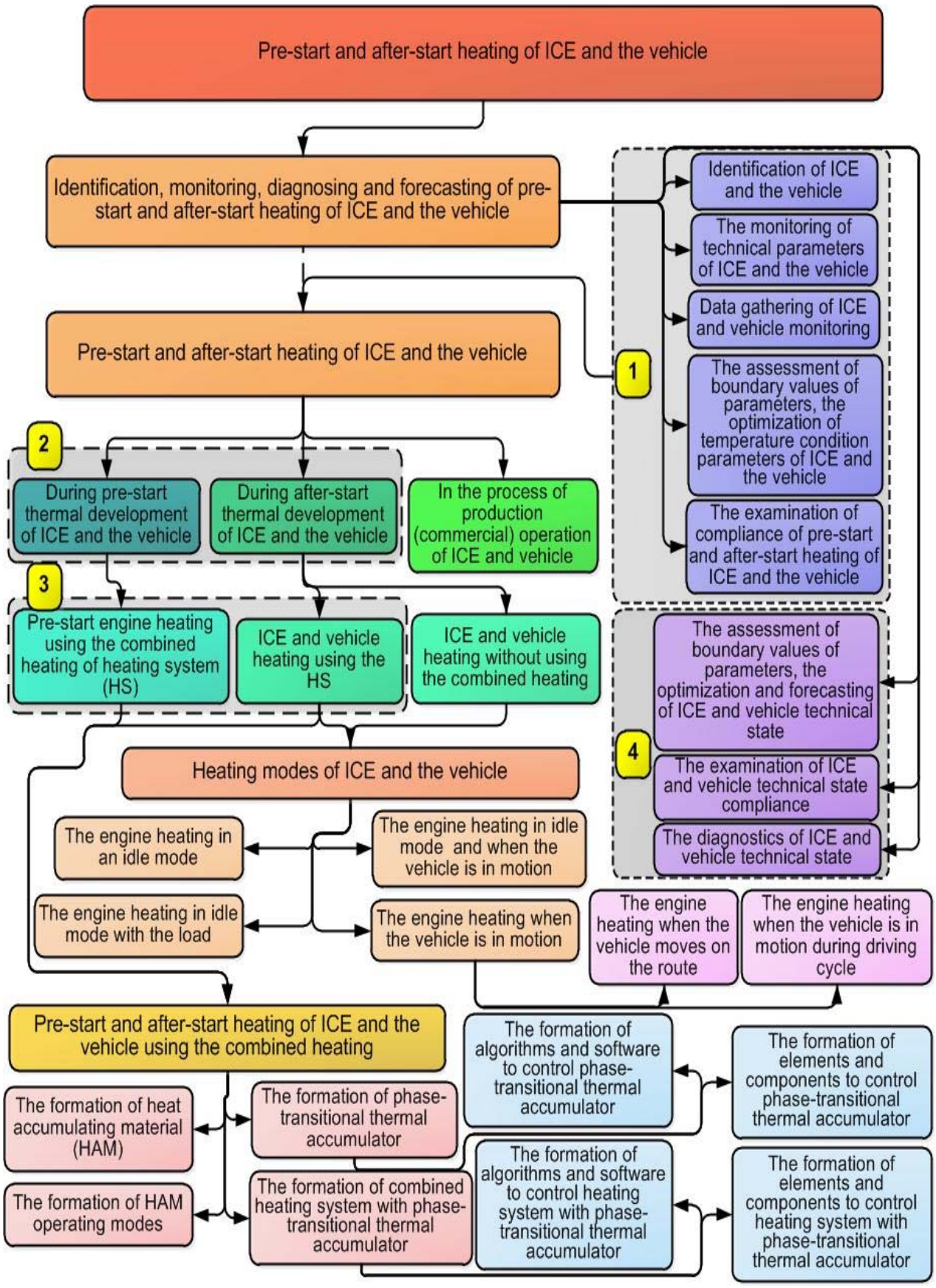


Figure 1. The system of pre-start and after-start heating of the engine and the vehicle in operation

During the process of after-start thermal development of the engine and the vehicle, it is possible to use either standard ICE and vehicle systems or CHS (stage 3). During industrial (commercial) process of ICE and vehicle operation, CHS is used only when it is not possible to maintain engine and vehicle PSASH in a corresponding range under operating conditions.

To ensure thermal development of the engine and the vehicle under operating conditions, the authors suggested to investigate after-start heating of ICE and vehicle in various modes of vehicle operation (both steady and transitional modes of the engine when the vehicle is stopped and when in motion (driving cycle and moving on the route). The basic modes of vehicular engine thermal development, studied by the authors, are the following: the engine heating in an idling mode when the vehicle is stopped; the engine heating in an idling mode with the load when the vehicle is stopped; the engine heating in an idling mode when the vehicle is stopped and then in motion of the vehicle; the engine heating when the vehicle is in motion.

REFERENCES

1. Shulgin V.V. “Vehicular thermal accumulators” - SPb .: Publishing. Polytechnic. University Press, 2005. 268 p.

2. Vashurkin I.O. “Thermal development and start of ICE of mobile vehicles and construction machinery in winter” - SantPeterburg: Nauka Publ., 2002. 145 p.

3. Levenberg V.D. The accumulation of heat. - Moscow .: Nauka, 1991. - 83 p.

4. Beckman G., Gilly P. “Thermal accumulation of energy”– Moscow: World Publ., 1987.- 256 p.

5. Vlasov V.M., Nikolayev A.B., Postolit A.B., Prikhodko V.M. "Information technologies in road transport" - MADI (State. Tehn. Univ). Moscow: Nauka, 2006. 283 p.

6. Prikhodko V.M. "The formation of the functional capabilities of intelligent transport system for road transport", *Journal of Automotive Engineers*, 4(69):23 – 27, 2011.

7. Volkov, V., Mateichyk, V., Nikonov, O., Komov, P., Gritsuk, I., Volkov, Ju., Komov, Je. “The integration of automobile technical operation in the structures and processes of intelligent transport systems: monograph” - Donets'k: Noulidzh Publ., 2013, 400 p.

8. Ivanov A.M., Solntsev A.N. "Prospects for the development of intelligent on-board systems of motor vehicles in the Russian Federation", *Journal of Automotive Engineers*, 6(65): 14 – 19, 2010.

9. Przhibyl P., Svitek M. "Transport telematics" - Moscow: MADI (State. Tehn. Univ) Publ., 2004, 540 p.

10. Ovsyannikov S.I. "The justification of measuring system for drag testing of motor units" // The car and electronics. Modern technology - Electronic scientific specialized edition. 3: 2012.http://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P_SIS/AE12_1c/index.html. Aug. 2014.

11. Gutarevych, Yu. F., Gritsuk, I. V. “The research of combined heating system of a vehicular engine using a phase-transitional thermal accumulator” // *Visnyk NTU "KhPY"-Internal combustion engines*. 1: 67-73, 2014.

12. Gritsuk, I., Gutarevych, Y., Mateichyk, V., and Volkov, V., "Improving the Processes of Preheating and Heating after the Vehicular Engine Start by Using Heating System with Phase-Transitional Thermal Accumulator," SAE Technical Paper 2016-01-0204, 2016, doi:10.4271/2016-01-0204.

СТРУКТУРА І ВЗАЄМОЗВ'ЗОК ФУНКЦІОНАЛЬНИХ МОЖЛИВОСТЕЙ БОРТОВОГО ІНФОРМАЦІЙНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ІНФОРМАЦІЙНОГО ОБМІНУ МІЖ ЕЛЕМЕНТАМИ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

[1]Грицук І.В., [2]Грицук А.І., [3]Вербовська В.В.
[1] Херсонська державна морська академія (Україна)
[2] Донбаська національна академія будівництва і архітектури (Україна)
[3] Київський національний економічний університет імені Вадима Гетьмана (Україна)

Вступ. Суттєва просторова протяжність, складність і розподіленість умов експлуатації транспортних засобів (ТЗ) та транспортної інфраструктури зі своїми особливостями і різноманіттям можуть вважатися об'єктом автоматизації сучасних інформаційних систем в умовах інтелектуальних транспортних систем (ITS).

Актуальність досліджень. Знання основ теорії експлуатації транспортних засобів є фундаментом при розробці прогресивних систем нормування і планування на транспорті за допомогою сучасних інформаційних систем [1].

Більшість завдань в процесі удосконалення методів оперативного управління працездатності автомобіля, які вирішують технічні служби експлуатації ТЗ, мають інформаційну складову оцінювання: дорожніх умов експлуатації ТЗ в частині висоти дороги над рівнем моря, прокольного профілю (рельєфу місцевості), типу і стану дорожнього покриття; ремонту, будівництва і обслуговування об'єктів дорожньої інфраструктури; їх моніторинг; прогнозування можливих аварійних ситуацій, транспортних умов в частині насиченості і інтенсивності руху ТЗ, особливостей вантажу, режиму і швидкості руху; атмосферно-кліматичних умов, культури експлуатації ТЗ тощо [2 – 4]. Перераховані та подібні їм завдання поки в основному вирішуються застарілими методами, які вже не забезпечують необхідної якості і ефективності [2]. Оцінка умов експлуатації, аналіз планів і профілів автомобільних доріг, як правило, складаються вручну в паперовому вигляді, оновлення карт і схем здійснюється вкрай рідко, дані про стан більшості об'єктів не систематизовані і, відповідно, важкодоступні. Така ситуація ускладнює завдання керування класифікацією умов експлуатації ТЗ в інформаційних умовах ITS.

Постановка задачі та результати досліджень. Для дослідження способів і технологічних процесів експлуатації ТЗ, удосконалення організації та розробки методів і технічних засобів автоматизації, комп'ютеризації та інформатизації процесів експлуатації доцільно використовувати нові можливості для отримання технічної інформації про окремі ТЗ шляхом моніторингу її параметрів стану за допомогою сучасних засобів ITS. Реалізація вказаних можливостей забезпечується поєднанням сучасних комп'ютерних технологій та мережею навігаційних супутникових технологій, а саме GPS, a-GPS, ГЛОНАСС, SBAS, GPRS, Internet, локальною мережею тощо [5 - 8]. До бортових засобів ITS на транспорті сьогодні відносять традиційні та опційні об'єкти сучасної автомобільної електроніки, автономні мікропроцесорні системи автоматичного контролю та керування ТЗ тощо.

Для забезпечення формального підходу до процесу моделювання і побудови інформаційної системи моніторингу ТЗ в умовах ITS була розроблена загальна методика побудови і моделювання системи моніторингу параметрів технічного стану ТЗ. Для формування дослідної інформаційної системи для аналізу і взаємодії ТЗ з оточуючим середовищем, у вигляді умов експлуатації, визначені принципи системної взаємодії та запропонована методика моделювання та побудови інформаційної системи моніторингу ТЗ на основі бортового комплексу ITS [5, 9 - 13] (рис.1).

При створенні інформаційної системи моніторингу технічного стану ТЗ в залежності від умов експлуатації в умовах ITS, для формування структури бортового комплексу ITS з урахуванням його функціональних можливостей, були визначені, узагальнені та порівняні наявні відомості про застосування ITS на ТЗ. Крім цього, це було виконано з урахуванням того, що це є продуктивним тільки для таких складових їх проблем і таких варіантів рішень, для яких буде істотною інформатизація ТЗ і АТ в цілому. Для цього і була, з використання системного підходу, вирішена поставлена задача, а саме, виконано обґрунтування перспективи формування системи моніторингу для отримання технічної інформації про окремі ТЗ і умови їх експлуатації.

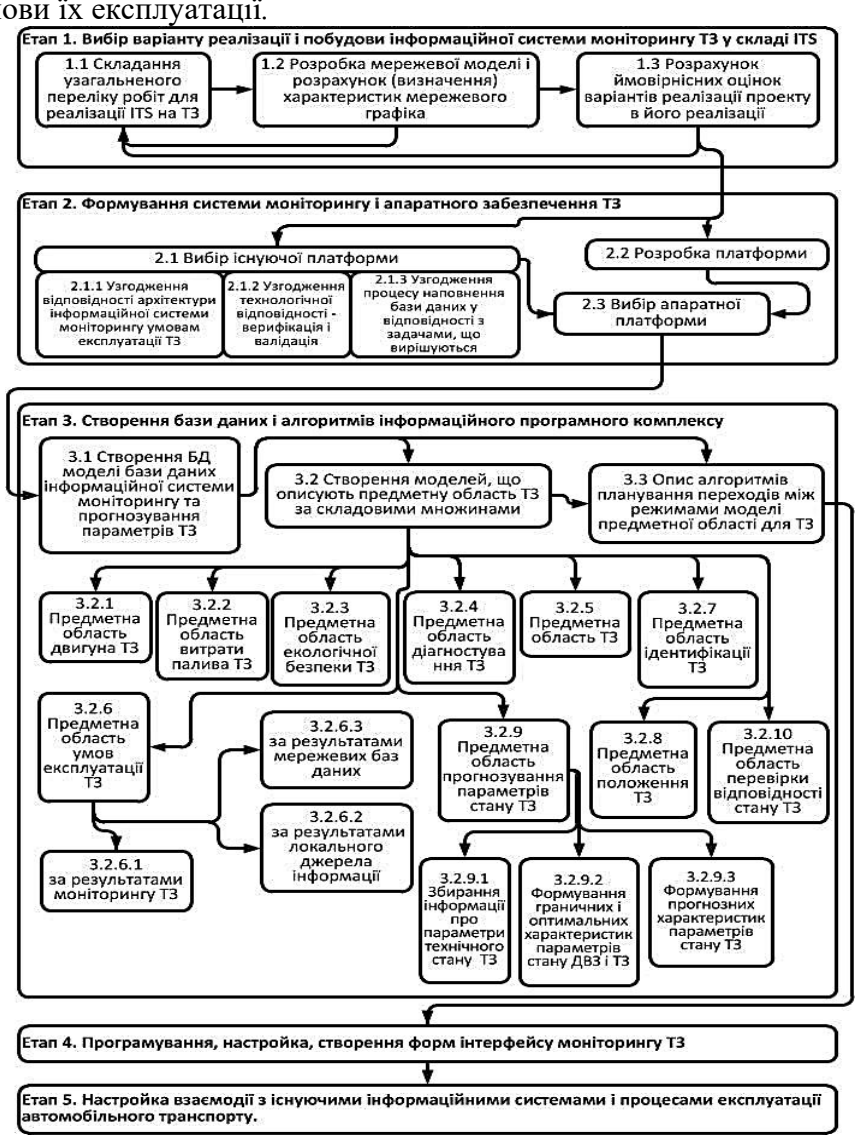


Рисунок 1. Загальна методика моделювання та побудови інформаційної системи моніторингу ТЗ на основі бортового комплексу ITS

Розроблена інформаційна система моніторингу технічного стану ТЗ забезпечує постійний контроль технічний стан ТЗ, дій водія, умови використання ТЗ в залежності від умов експлуатації в умовах ITS. Основні етапи роботи щодо структури системи дистанційного моніторингу ТЗ на основі бортового інформаційного комплексу ITS були виконані і описані авторами попередніх досліджень кафедри ТЕСА ХНАДУ [5, 6, 8 - 10], а саме етапи 1, 2, 4, 5. Для забезпечення взаємодії складових і створення бази даних і алгоритмів інформаційного програмного комплексу був удосконалений етап 3 в частині створення моделей, що описують предметну область ТЗ за складовими множинами.

На рис. 2 показана розроблена схема інформаційного обміну між елементами ITS транспортного засобу для виконання дистанційного дослідження швидкозмінних робочих процесів експлуатації ТЗ в процесі зміни умов експлуатації [5, 9, 14]. Особливості інформаційної взаємодії між елементами ITS транспортного засобу і транспортної

інфраструктури та інфраструктури автомобільних доріг в процесах дистанційного управління його працездатністю описані в [14 - 17]. Для забезпечення дистанційного моніторингу параметрів технічного стану і робочих процесів експлуатації ТЗ в реальному часі в процесі проведеного дослідження була використана структура системи моніторингу ТЗ, описана в [5, 14, 9].

Схема інформаційного обміну між елементами ITS транспортного засобу і транспортної інфраструктури та інфраструктури автомобільних доріг в процесах моніторингу параметрів технічного стану в межах віртуального підприємства з експлуатації автомобільного транспорту в умовах експлуатації [5, 14, 9] показана на рис. 2.

Структура і взаємозв'язок функціональних можливостей бортового інформаційного комплексу для отримання інформації про умови експлуатації ТЗ у межах з віртуальним підприємством з експлуатації автомобільного транспорту (ВПЕАТ) показані на рис. 3. В основу системної взаємодії покладені наступні основні функції бортового інформаційного комплексу, а саме забезпечення визначення положення ТЗ (трекінг положення ТЗ), забезпечення моніторингу параметрів технічного стану ТЗ, вирішення задачі допомоги водієві ТЗ в процесах експлуатації ТЗ, забезпечення транспортної безпеки ТЗ. Функціонування основних функцій БІнК забезпечується виконанням покладених на нього функцій за допомогою системної взаємодії конструктивних особливостей ТЗ і складових елементів ITS, а саме (рис. 3) в частині: роботи з інформацією (при наявності різних протоколів), отриманою від датчиків ТЗ, поєднаними *K, L* або *CAN* лініями; роботи з різними інтерфейсами програмних комплексів; ідентифікації ТЗ в транспортному потоці; передачі і обробці даних при одночасній взаємодії між основними функціями; експлуатації транспортного двигуна і ТЗ з визначенням: параметрів двигуна і ТЗ в роботі, ТО і ремонті та їх зміну, відхилень від нормативів працездатності, термінових (часових) станів експлуатації двигуна і ТЗ, з формуванням геозон щодо параметрів експлуатації ТЗ; транспортної безпеки ТЗ при виконанні функцій спостереження і фіксації (відео-, фото-, аудіо-); навігації при роботі з картами і сервісами; реєстрації стану транспортного двигуна і ТЗ; вхід і вихід на програмні додатки сервера; допомоги водієві: з інформуванням про похибки і несправності в роботі, з усуненням похибок і несправностей в роботі; з передачею інформації про похибки і несправності в роботі в зовнішнє сховище інформації, тощо.

В схемі запропонована системна взаємодія основних складових процесу моніторингу параметрів стану ТЗ для забезпечення і формування класифікації умов експлуатації, а саме СЧ ITS ТЗ – серверна частина ITS ТЗ; ІМ ITS ТЗ – інфраструктура моніторингу ITS ТЗ в транспортній інфраструктурі та інфраструктурі автомобільних доріг; БЧ ITS ТЗ – бортова частина ITS ТЗ у складі бортового інформаційного комплексу (БІнК).

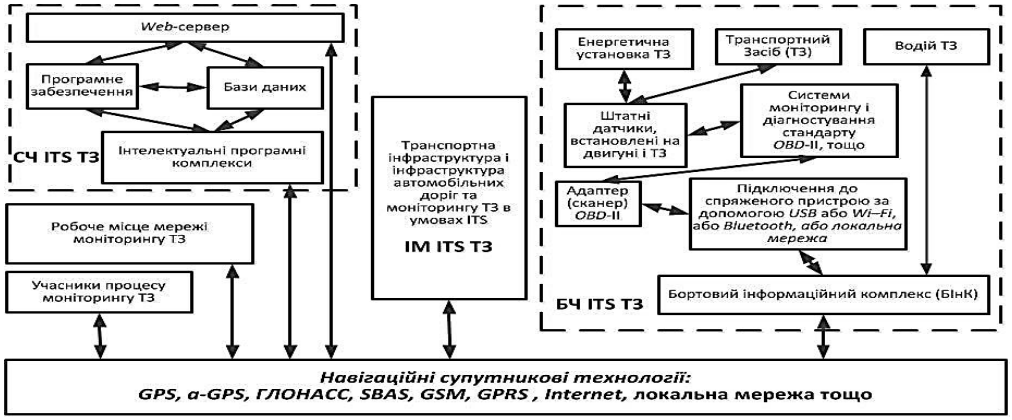


Рисунок 2. Схема інформаційного обміну між елементами ITS транспортного засобу і транспортної інфраструктури та інфраструктури автомобільних доріг в процесах моніторингу параметрів технічного стану в умовах експлуатації (СЧ ITS ТЗ – серверна частина ITS ТЗ; ІМ ITS ТЗ – інфраструктура моніторингу ITS ТЗ в транспортній інфраструктурі та інфраструктурі автомобільних доріг; БЧ ITS ТЗ – бортова частина ITS ТЗ у складі бортового інформаційного комплексу (БІнК))

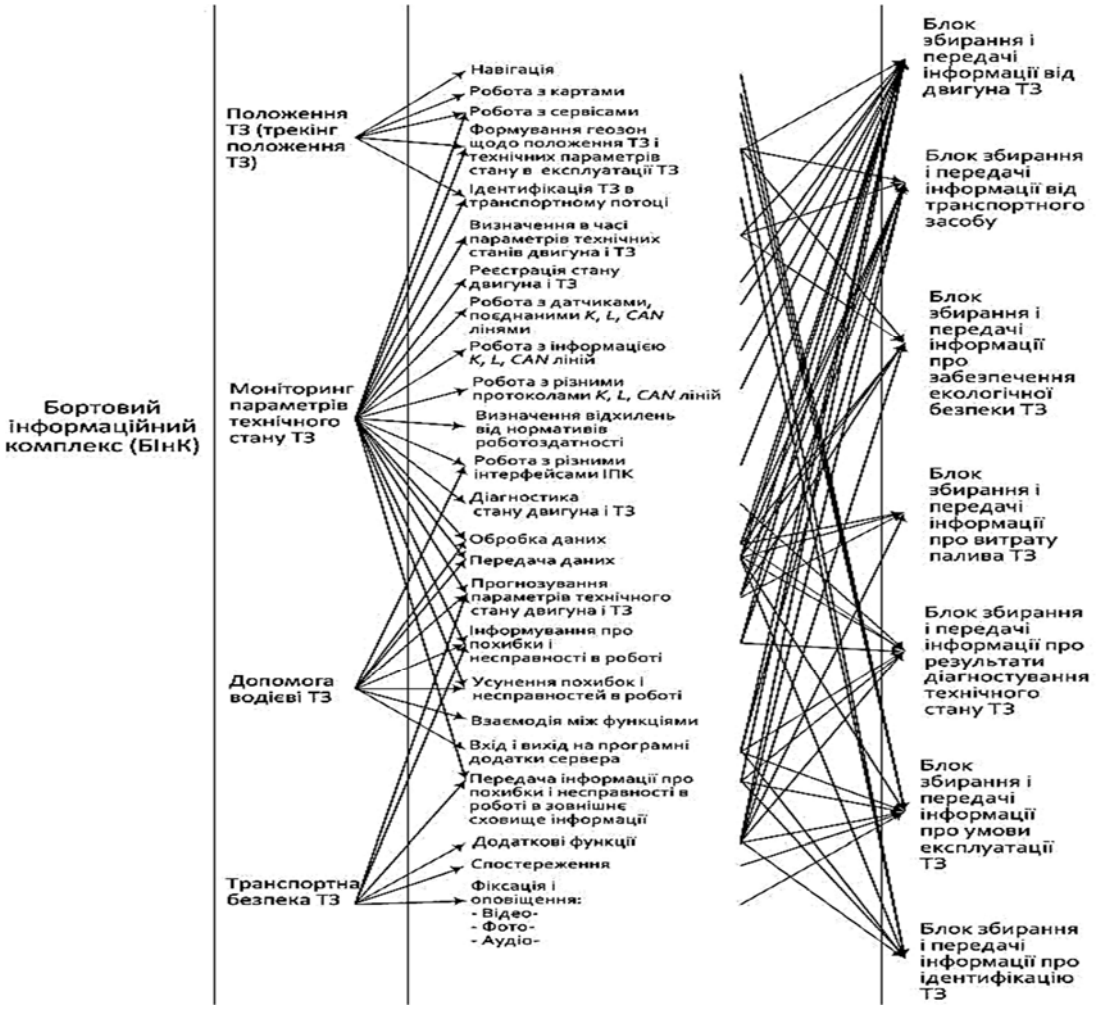


Рисунок 3. Структура і взаємозв’язок функціональних можливостей бортового інформаційного комплексу

В подальшому, для формування бази даних про технічний стан і умови експлуатації ТЗ на основі ITS, отримана інформація системно перерозподіляється між основними інформаційними блоками у складі об’єктів автоматизації транспортного засобу, а саме між: блоком збирання і передачі інформації від двигуна ТЗ, блоком збирання і передачі інформації про витрату палива ТЗ, блоком збирання і передачі інформації про забезпечення екологічної безпеки ТЗ, блоком збирання і передачі інформації про результати діагностування технічного стану ТЗ, блоком збирання і передачі інформації від транспортного засобу, блоком збирання і передачі інформації про умови експлуатації ТЗ і блоком збирання і передачі інформації про ідентифікацію ТЗ.

При цьому, за допомогою сканера-адаптера Scanmaster ELM327 для зчитування інформації про параметри технічного стану через рознімання OBD-II зі штатних датчиків двигуна і ТЗ (БЧ ITS ТЗ) отримана інформація, через підключення до спряженого пристрою, за допомогою мережі зв’язку передається до СЧ ITS, автоматизованого робочого місця мережі моніторингу ТЗ і інших учасників процесу моніторингу ТЗ.

Висновки. Інформаційний обмін між елементами ITS ТЗ, транспортної інфраструктури і інфраструктури автомобільних доріг, в процесах моніторингу параметрів технічного стану в умовах експлуатації, здійснювався в ручному, автоматизованому і автоматичному режимах. Результатом процесів моніторингу робочих процесів ТЗ в умовах експлуатації було визначення фактичних параметрів технічного стану самого ТЗ, корегування умов експлуатації, а також точного визначення місця розташування і точного часу за параметрами, прийнятими від навігаційних супутникових систем, що виконується GPRS приймачем, та обміну цією інформацією з робочим місцем моніторингу ТЗ і іншими учасниками моніторингу робочих процесів ТЗ.

ЛІТЕРАТУРА

1. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.

2. Алексеев В.В. ГИС мониторинга транспортных сетей / В.В. Алексеев, Н.И. Куракина, Н.В. Орлова, А.А. Минина // Data+. Геоинформационные системы для бизнеса и общества. №2 (69). 2014 [Електронний ресурс] // Режим доступу: https://www.dataplus.ru/news/arcreview/detail.php?ID=17802&SECTION_ID=1058.

3. Говорущенко Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей / [Н.Я.Говорущенко]. - Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1984. – 312 с.

4. Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобильного транспорта (расчетные методы исследований): монографія / Н.Я.Говорущенко. Харьков: ХНАДУ, 2011. – 292 с.

5. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуру и процессы интеллектуальных транспортных систем: монографія / [Волков В.П., Матейчик В.П., Никонов О.Я., Комов П.Б., Грицук И.В., Волков Ю.В., Комов Е.А.]. - Донецк: Изд-во «Ноулидж», 2013. – 400с.

6. Приходько В.М. Формирование функциональных возможностей интеллектуальной транспортной системы для автомобильного транспорта / В.М. Приходько, С.М. Мороз, А.Н. Ременцов // Журнал Автомобильных Инженеров. – 2011. – №4 (69). – С. 23–27.

7. Научные подходы к формированию государственной стратеги развития интеллектуальных транспортных систем // Автотранспортное предприятие. – 2010. – № 7(45). – С. 2–10.

8. Власов В.М. Транспортная телематика в дорожной отрасли: учебн. пособие / В.М. Власов, Д.Б. Ефименко, В.Н. Богумил. – М.: МАДИ, 2013. – 80 с.

9. Інтелектуальні системи моніторингу транспорту: монографія / [Волков В.П., Матейчик В.П., Комов П.Б., Грицук І.В., Смешек М., Волкова Т.В., Цюман М.П.]. - Харків: Вид-во НТМТ, 2015. – 246 с.

10. Матейчик В.П. Особливості моніторингу стану транспортних засобів з використанням бортових діагностичних комплексів / В.П. Матейчик, В.П. Волков, П.Б. Комов, І.В. Грицук, А.П. Комов, Ю.В. Волков // Управління проектами, системний аналіз і логістика: науковий журнал. – К.: НТУ, 2014. – Випуск 13. – С. 126–138.

11. Ахмедов Т.Н. Основы системы контроля состояния транспортного средства в процессе выполнения перевозок / Т.Н. Ахмедов, С.В. Жанказиев, А.Е. Финкель // Научные аспекты развития транспортно-телематических систем – М.: МАДИ, 2010. – С. 138–164.

12. Матейчик В.П. Особливості структури систем моніторингу транспортних засобів на основі бортового комплексу ITS / В.П. Матейчик, В.П. Волков, І.В. Грицук, М.П. Цюман, Ю.В. Волков // Інформаційні процеси, технології та системи на транспорті. – 2014. – Вип. 2. – С. 180–188.

13. Autonomous car. Wikipedia. The Free Encyclopedia [Електроний ресурс] / Режим доступу: http://en.wikipedia.org/ wiki / Autonomous_car) – 01.10.2014 г.

14. Волков В.П. Особливості інформаційного обміну в процесі дистанційного управління роботоздатністю транспортних засобів / В.П. Волков, В.П. Матейчик, П.Б. Комов, І.В. Грицук, А.П. Комов // Вісник Національного транспортного університету. – 2014. – Вип. 29. – С. 63–74.

15. Європейська угода, яка доповнює Конвенцію про дорожній рух, відкрита для підписання у Відні 08 листопада 1968 року.

16. Зведена резолюція стосовно конструкції транспортних засобів (СР.3) – (ECE/TRANS/WP.29/78/Rev.2 від 30 червня 2011 року – документ Європейської економічної комісії ООН).

ФОРМУВАННЯ ПРОГНОЗНИХ МОДЕЛЕЙ З ВИКОРИСТАННЯМ MS EXCEL ПІД ЧАС МОНІТОРИНГУ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

[1]Грицук Ю.В., [2]Грицук В.Ю., [3]Краснокутська З.І., [3]Покшевницька Т.В.
[1] Донбаська національна академія будівництва і архітектури (Україна)
[2] Національний технічний університет «ХПІ» (Україна)
[3] Національний транспортний університет (Україна)

Вступ. Системи моніторингу технічного стану в умовах ITS дозволяють здійснювати безперервний автоматичний контроль технічних параметрів транспортного засобу (ТЗ) і його складових елементів, розпізнавати відмовні стани і запобігати їх розвитку, а також здійснювати перехід до організації системи технічного обслуговування і ремонту (ТО і Р) за технічним станом [1 - 3]. Як правило, такі системи являють собою складний комплекс бортових і стаціонарних технічних і програмних засобів. Розробка системи моніторингу технічного стану в автономному виконанні вимагає значних інтелектуальних, часових і матеріальних ресурсів, а оснащення нею кожного окремо взятого ТЗ спричиняє фінансові витрати на установку не тільки бортових діагностичних датчиків, але і пристроїв обробки інформації, зв'язку та сигналізації відмовних станів.

Найбільш ефективною і найменш витратною комбінацією для реалізації інтелектуального моніторингу технічного стану ТЗ є система, що включає в себе поєднання штатного і опційного інформаційно-діагностичного обладнання, яке програмно вбудовано в навігаційно-зв’язковий комплекс і реалізує функції супутникової навігації.

Актуальність досліджень. Аналіз технічних рішень, які присутні сьогодні на ринку, показує, що в більшості з них відсутня можливість повноцінно аналізувати, прогнозувати технічний стан і визначати статус несправностей ТЗ та його складових елементів. Сучасні вимоги до систем управління ТЗ роблять проблему прогнозування технічного стану і визначення статусу несправностей ТЗ актуальною. Для таких систем важливо встановити не тільки те, що ТЗ та його складові елементи справні в даний момент часу (в період контролю), але і те, що вони будуть продовжувати залишатися справними протягом деякого інтервалу часу в майбутньому. З іншого боку, на ринку обладнання присутні системи управління, здатні інсталювати повноцінні операційні системи, але їх використання сьогодні, поки що, проблематично для транспортних двигунів і ТЗ. Зазначені фактори дозволяють створення автоматизованої системи моніторингу, діагностування, прогнозування значень параметрів технічного стану і визначення статусу несправностей ТЗ та його складових елементів в умовах ITS, заснованої на технології баз даних (БД), із застосуванням систем управління базами даних (СУБД). Виробники ТЗ і розробники систем моніторингу, при вирішенні викладених задач технічної експлуатації (ТЕ) ТЗ, реалізують системи комунікацій між транспортним засобом і видаленим комп'ютером [2, 3, 5]. В світі (наприклад, МадГТУ (МАДІ) Російська федерація) розробляються системи визначення статусів несправностей в телематичній системі контролю технічного стану ТЗ в реальному часі [2, 3, 5].

Постановка задачі. Для створення автоматизованої системи моніторингу, діагностування, прогнозування технічного стану і визначення статусу несправностей ТЗ у складі бортових інформаційних програмно-діагностичних комплексів (БІПДК), що працюють в межах віртуального підприємства в умовах ITS, з урахуванням дорожніх і експлуатаційних умов в оперативному режимі доцільно вирішити завдання, пов'язані з інформаційними і апаратно-програмними можливостями конкретної системи управління ТЗ та його складових елементів**.** А для визначення статусу несправностей ТЗ у складі бортового інформаційно-діагностичного комплексу в оперативному режимі доцільно створити механізм, що використовує інформаційний обмін в процесі дистанційного моніторингу і визначення статусу несправностей ТЗ, які працюють в умовах ITS, а саме:

безпосередньо на борту ТЗ з використанням БІПДК без взаємодії з підприємством з експлуатації автомобільного транспорту (АТ); в напівавтоматичному режимі на борту ТЗ з використанням БІПДК із взаємодією з підприємством з експлуатації АТ; в автоматичному режимі з використанням БІПДК із взаємодією з підприємством з експлуатації АТ.

Результати досліджень. В інформаційній системі моніторингу, діагностування, прогнозування технічного стану і визначення статусу несправностей ТЗ в умовах ITS формування та передача інформації відбувається на основі роботи мікроконтролерів системи керування транспортного засобу, оснащеного широким арсеналом комунікаційних розширень, що дозволяють збирати дані датчиків ДВЗ і ТЗ, частково обробляти результати вимірювань, видавати діагностичні повідомлення і передавати інформацію через порти OBD-II [6 - 9].

Для створення автоматизованої системи моніторингу, діагностування, прогнозування технічного стану і визначення статусу несправностей ТЗ у складі бортових інформаційно-діагностичних комплексів, що працюють в умовах ITS, з урахуванням дорожніх і експлуатаційних умов в оперативному режимі потрібно вирішити кілька завдань, пов'язаних з інформаційними і апаратно-програмними можливостями мікропроцесорної системи управління ДВЗ і ТЗ при їх роботі в межах віртуального підприємства [1, 6 - 9].

За допомогою адаптера (сканера) OBD-II (або контролера сканера-комунікатора (трекера)), який підключений одночасно до лінії системи стандарту OBD-II ТЗ і до спряженого пристрою БІПДК, за допомогою USB або Wi–Fi, або Bluetooth, через GPS, a-GPS, ГЛОНАСС, SBAS, GPRS, Internet або локальну мережу, відбувається з'єднання з Web-сервером, базою даних і необхідним програмним забезпеченням інформаційної системи моніторингу, діагностування і прогнозування технічного стану транспортного засобу в умовах ITS [1, 6, 10]**.** Таким чином оперативна інформація, отримана з (через) Internet, GPS, ГЛОНАСС, SBAS і (або) GPRS, від ДВЗ і ТЗ поступає на автоматизоване робоче місце внутрішньої мережі. Наявність сенсорного екрану у БІПДК надає водієві ТЗ і розробнику системи управління можливість створення зручних людино-машинних інтерфейсів нового покоління, максимально полегшують і спрощують працю оператора робочого місця внутрішньої мережі, що скорочують витрати на його професійну підготовку [11].

В межах описаного БІПДК і віртуального підприємства [1, 11] інформаційне забезпечення системи моніторингу, діагностування і прогнозування технічного стану транспортного засобу в умовах ITS може мати структуру, що представлена на рис. 1 [12].

Прикладне ПЗ, а саме ІПК «MonDiaFor (*monitoring, diagnosis, forecasting technical condition of the vehicle under ITS*) «*HADI-15*» складається з таких елементів, як підсистема, що реалізує графічний інтерфейс користувача і підсистеми обробки даних. При виконанні первинної обробки отриманих з ТЗ даних послідовно відбувається виконання операції конвертації отриманих табличних даних до стандартного вигляду і передача їх до інформаційної системи моніторингу, діагностування і прогнозування технічного стану транспортного засобу в умовах ITS.

Кожен параметр ДВЗ і ТЗ є кількісним виразом тих фізичних процесів, які протікають у ньому. Однак, для більшості елементів і приладів функціональну залежність параметра від вказаних процесів практично неможливо визначити у зв'язку з їх складністю. Якщо ж процеси в часі приймають і носять стійкий характер, то на закономірності зміни параметра це позначиться певним чином [1, 11].

Метою прогнозування параметрів ДВЗ і ТЗ є дослідження динаміки і виявлення виходів за допустимі межі значень контрольованих параметрів у майбутньому. В залежності від того, в якому режимі працює ДВЗ і ТЗ, обирається горизонт для прогнозу. У разі якщо ДВЗ і ТЗ працює в складних експлуатаційних режимах, дуже важливо прогнозувати значення параметрів на короткі терміни. У випадку роботи ДВЗ і ТЗ в періодичному режимі, то необхідно забезпечити отримання вимірювань не менше одного разу протягом одного включення.

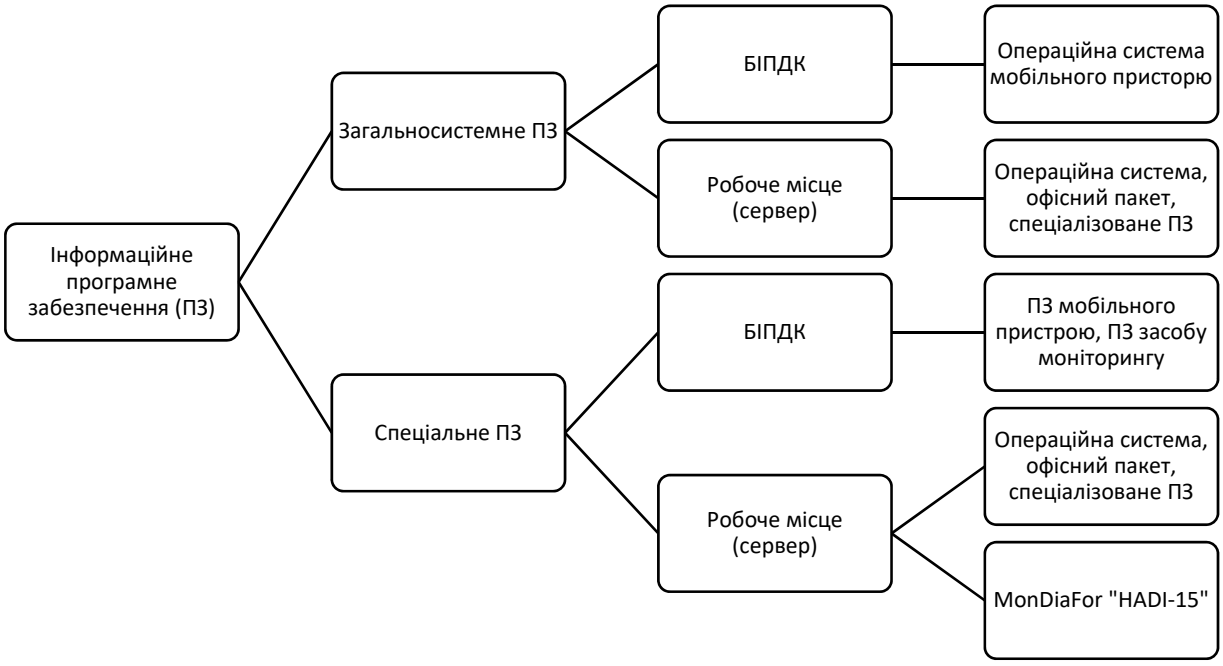


Рисунок 1. Структура інформаційного забезпечення системи моніторингу, діагностування і прогнозування технічного стану ТЗ

При вирішенні завдань прогнозування параметрів в часі, що мало змінюються (саме такими параметрами є основні параметри ДВЗ і ТЗ, що має високий ступінь відмовостійкості та надійності), застосовуються дослідні однопараметричні методи статистичного моделювання. Апроксимація залежності однієї змінної вигляду y=f(x) за допомогою елементарних функції здійснюється в один етап і оптимальна для майбутнього прогнозу обирається за близькістю коефіцієнту детермінації R^2 до одиниці [3]. Реалізація прогнозних моделей здійснюється на основі моніторингової системи ІПК (моніторинг і визначення статусу несправностей ТЗ).

В ІПК «*MonDiaFor* «*HADI-15*» передбачено виконання прогнозу параметрів стану ТЗ на відповідний прогнозний час і виконання прогнозу параметрів стану ТЗ з найменшим значенням прогнозного часу, при якому відбудеться вихід за допустимі межі.

Для автоматизованого створення апроксимуючих залежностей, які представлені елементарними функціями, можна використати багато програмних продуктів, наприклад MS Excel. Принципи автоматичної апроксимації обумовлені формою вихідної дискретної множини та кількістю аргументів. Вхідними даними для прогнозування виступають дані моніторингу та горизонт прогнозу для кожного обраного тренду. В ІПК «*MonDiaFor «HADI-15*» на основі прогнозуючих алгоритмів реалізовано два різновиди прогнозування: індивідуальне прогнозування для окремого параметру і прогнозування за кількома параметрами. Приклади результатів побудови прогнозних моделей наведено на рис. 2, 3 [13].

Перевірка роботоздатності комплексу підтвердила його спроможність виконувати моніторинг і визначення статусу несправностей ТЗ та прогнозування стану ТЗ у складі бортового інформаційно-діагностичного комплексу на основі розробленого віртуального підприємства з експлуатації автомобільного транспорту.

Висновки. Запропонований підхід до формування і створення інформаційного забезпечення системи моніторингу, діагностування, прогнозування технічного стану і визначення статусу несправностей ТЗ в умовах ITS при роботі в межах віртуального підприємства з експлуатації автомобільного транспорту і розроблена структурована

інформаційна модель інформаційного програмного комплексу «MonDiaFor «*HADI-15*».

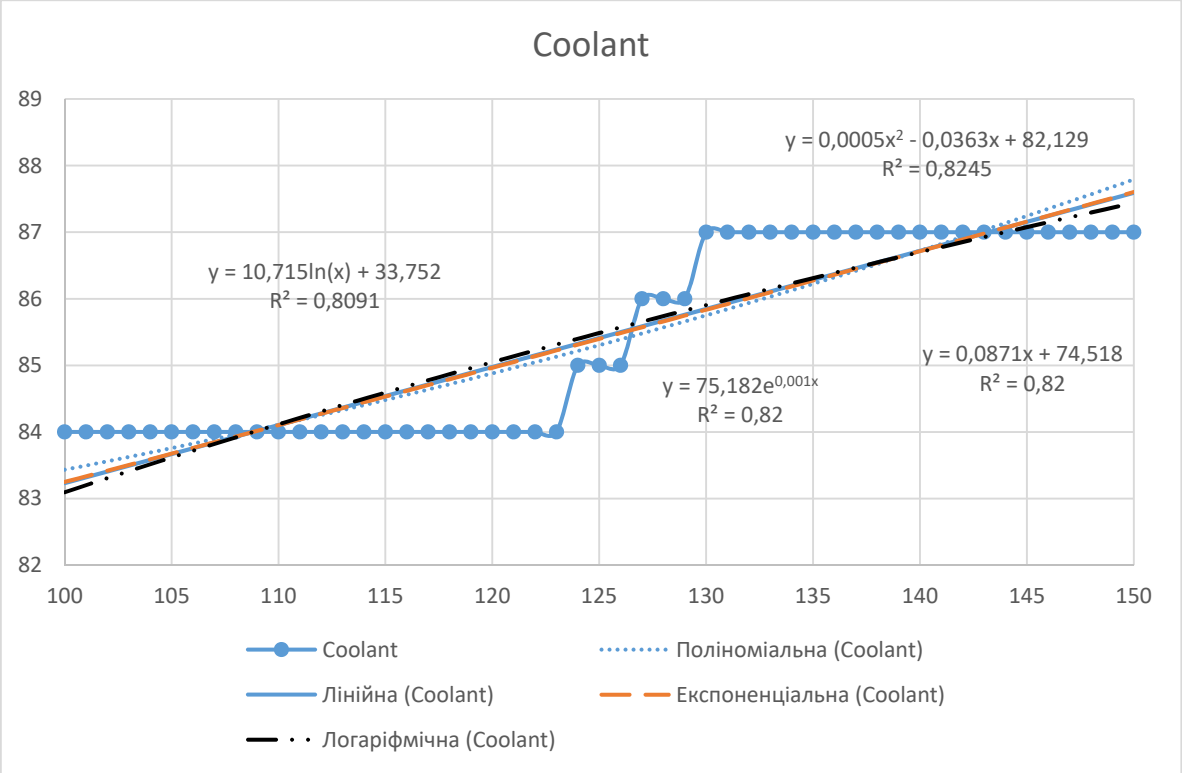


Рисунок 2. Приклад побудови прогнозних моделей в ІПК «MonDiaFor «*HADI-15*» (досліджуваний параметр – температура охолоджуючої рідини двигуна, °С)

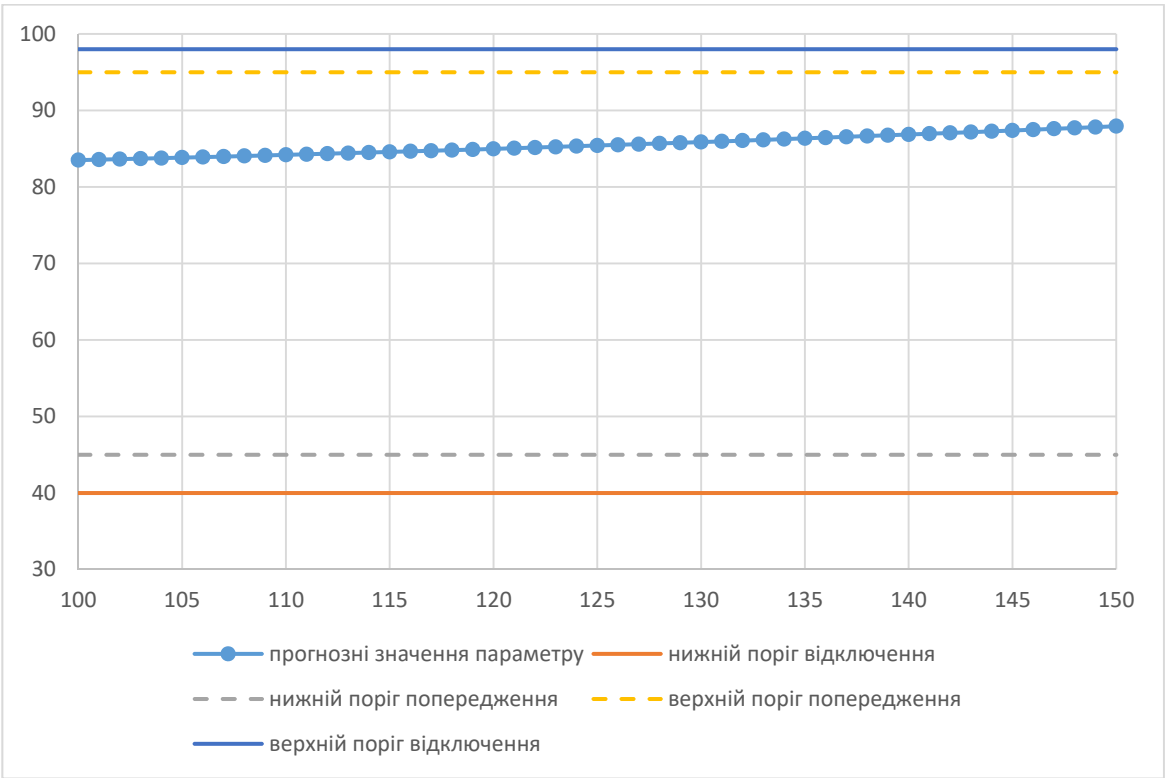


Рисунок 3. Приклад побудови прогнозних моделей (прогноз стану ТЗ з найменшим значенням прогнозного часу, при якому відбудеться вихід за допустимі межі) в ІПК «MonDiaFor «*HADI-15*» (досліджуваний параметр – температура охолоджуючої рідини двигуна, °С)

ЛІТЕРАТУРА

1. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем. Монография / Под редакцией Волкова В.П. / В.П. Волков, В.П. Матейчик, О.Я. Никонов, П.Б. Комов, И.В. Грицук, Ю.В. Волков, Е.А. Комов // Донецк: Изд-во «Ноулидж», 2013.– 398с.

2. Ахмедов Т.Н. Основы системы контроля состояния транспортного средства в процессе выполнения перевозок / Т.Н. Ахмедов, С.В. Жанказиев, А.Е. Финкель / Научные аспекты развития транспортно-телематических систем - М.: МАДИ, 2010 - с. 138 – 164.

3. Ахмедов Т.Н. Принципы определения статусов неисправностей в телематической системе контроля технического состояния автомобиля в реальном времени / Т.Н. Ахмедов / Научные аспекты развития транспортно-телематических систем - М.: МАДИ, 2010 - с. 165 – 180.

4. Hansen P., Wolfe B. Remote Diagnostics - the Next OEM Frontier// The Hansen Report on Automotive Electronics. Dec. 2003/Jan. 2004. Vol. 16, № 10. P. 1-3.

5. Волков В.П. Особливості моніторингу і визначення статусу несправностей транспортного засобу у складі бортового інформаційно-діагностичного комплексу / В.П. Волков, І.В. Грицук, А.П. Комов, Ю.В. Волков // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ, 2014. – Випуск 30, с. 51-62.

6. Головин С.Ф. Технический сервис транспортных машин и оборудования. – М.: Альфа-М: ИНФРА-М, 2008. – 288с.

7. Матейчик В.П. Особенности электронной идентификации транспортных средств в составе бортовых информационно-диагностических комплексов / В.П. Матейчик, В.П. Волков, П.Б. Комов, І.В. Грицук // Збірник наук. праць ДонІЗТ УкрДАЗТ. - Донецьк: ДонІЗТ, 2013 – Випуск №35. с. 78-82.

8. Хендерсон Б. OBD-II и электронные системы управления двигателем. Руководство / Б.Хендерсон, Дж. Хейнес // СПб.: Алфамер Паблишинг, 2011 – 248 с.

9. Уве Рокош. Бортовая диагностика. – М.: ООО «Издательство «За рулем»», 2013. – 224 с.

10. Матейчик В.П. Особливості моніторингу стану транспортних засобів з використанням бортових діагностичних комплексів / В.П. Матейчик, В.П. Волков, П.Б. Комов, І.В. Грицук, А.П. Комов, Ю.В. Волков // Управління проектами, системний аналіз і логістика:Науковий журнал – К.: НТУ, 2014. – Випуск 13, стор. 126-138.

11. Технические возможности повышения ресурса автономных электростанций энергетических систем. Монография. / В.А. Атрощенко, Ю.Д. Шевцов, П.В. Яцынин, Р.А. Дьяченко, М.Н. Педько. - Краснодар: Издательский Дом - Юг, 2010. - 192 с.

12. Волков В.П. Моніторинг параметрів технічного стану транспортного засобу: формування GPS-даних з використанням MS Excel під час реалізації інформаційного обміну в умовах ITS/ В.П. Волков, Ю.В. Грицук, З.І. Краснокутська, В.Ю. Грицук // Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології у виробництві та освіті: стан, досягнення, перспективи розвитку: матеріали Всеукраїнської науково-практичної Internet-конференції (13-19 березня 2017 року). – Черкаси, 2017. – С. 10-12.

13. Волков В.П. Особливості інформаційної системи моніторингу і прогнозування параметрів технічного стану двигуна і транспортного засобу в умовах ITS/ В.П. Волков, І.В. Грицук, Ю.В. Грицук, Ю.В. Волков // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2016. - №2 (6). – С. 43-49.

THE FORMATION OF INFORMATION SYSTEM TO STUDY THE VEHICULAR HEATING WITH THE HEATING SYSTEM AND THERMAL ACCUMULATOR IN PRE-START AND AFTER-START HEATING PROCESSES

[1]Gritsuk Igor, [2]Mateichyk Vasyl, [3]Simonenko Roman, [4]Volkov Yurii, [2]Sadovnik Ivan
[1] Kherson State Maritime Academy (Ukraine)
[2] National Transport University (Ukraine)
[3] State Enterprise "State Road Transport Research Institute" (Ukraine)
[4] Kharkov National Auto Highway University (Ukraine)

The basic concept of an intelligent vehicle lies in its constant ability to monitor the actions of the driver, the vehicle and the environment, and to help the driver operate the vehicle most effectively and safely in the most difficult situations. It is, in fact, the assistant ("backup driver") which helps the driver operate a vehicle [1, 8, 12]. In addition, the vehicle is in constant interaction with the environment, road infrastructure and other vehicles moving in traffic flow. Thus, the vehicle in traffic flow must be identified by road infrastructure and take part in monitoring its technical parameters and specifications for appropriate traffic management in accordance with the law [5, 12].

Onboard information diagnostic system (OIDS) has been designed for research and estimation of ICE and vehicle heating during starting and heating. It is necessary for internal combustion engine (ICE)s and vehicles, therefore, to measure the following parameters (when the vehicle is stopped and in motion): vehicle speed, rotation speed, fuel consumption, excess air ratio, coolant temperature, catalyst temperature, the voltage on the O_2 catalyst sensors, absolute value of engine load; pressure in the intake manifold, intake air temperature, onboard network voltage - battery charge and control system supply, etc., for heating system (HS) with thermal accumulator (TA) - heat-carrier temperature in TA, t °C (T, K), and for the vehicle - heat-carrier temperature (air) in different areas of a cabin, t_c °C (T, K). These parameters are measured by standard sensors used in the control system of the engine and the vehicle. Additional specific sensors may be installed when there is a need to measure additional parameters of the engine and the vehicle. This problem is currently solved by using distance monitoring within intelligence transport systems (ITS) of the processes of heating heat-carriers, engine systems and a cabin during pre- and after-start thermal development of ICE at the temperature not lower than 50° C to provide the possibility for external load. The engine HS [1, 12] provides the possibility and means of distance informing the driver (operator) about the current state of heat-carriers temperature and corresponding heating processes of ICE and vehicle which are carried out according to a special algorithm of engine HS operation.

To receive the necessary information about thermal processes at a distance during starting and heating the vehicular engine «on-line», it has been suggested to equip the vehicle with on board diagnostics (OBD) -scanner and tracker and to connect the necessary sensors as functional additions [1, 12].

The period of tracker survey of all connected sensors (both from OBD-scanner and tracker) required to control the engine thermal processes (temperature sensors) are regulated. As the temperature sensor in engine HS a DS18S20 digital thermometer has been used. The values of the measured parameters have been displayed on the server and on a remote computer.

The developed scheme of information exchange between the elements of the measuring complex is illustrated in Fig. 1. It is needed for distance study of ICE operation and the process of heating a cabin of the vehicle with HS and TA during pre- and after-start heating.

Experimental studies of pre- and after-start development were conducted on G4GC (4FS 8.2 / 9.35) gasoline engine of KIA CEE'D 2.0 5MT2, equipped with a combination HS based on phase-transitional TA with heat accumulating material. The above-mentioned intelligent

diagnostic system [1, 7, 9, 12] was used in the research for distance monitoring of parameters of engine and vehicle operation processes in real time.

To facilitate the formation and use of the measuring complex of a vehicle with ICE, engine HS with TA, sensors, series of OBD-II standard system, sensors installed additionally form a set of internal networks of a vehicle (Fig. 1).

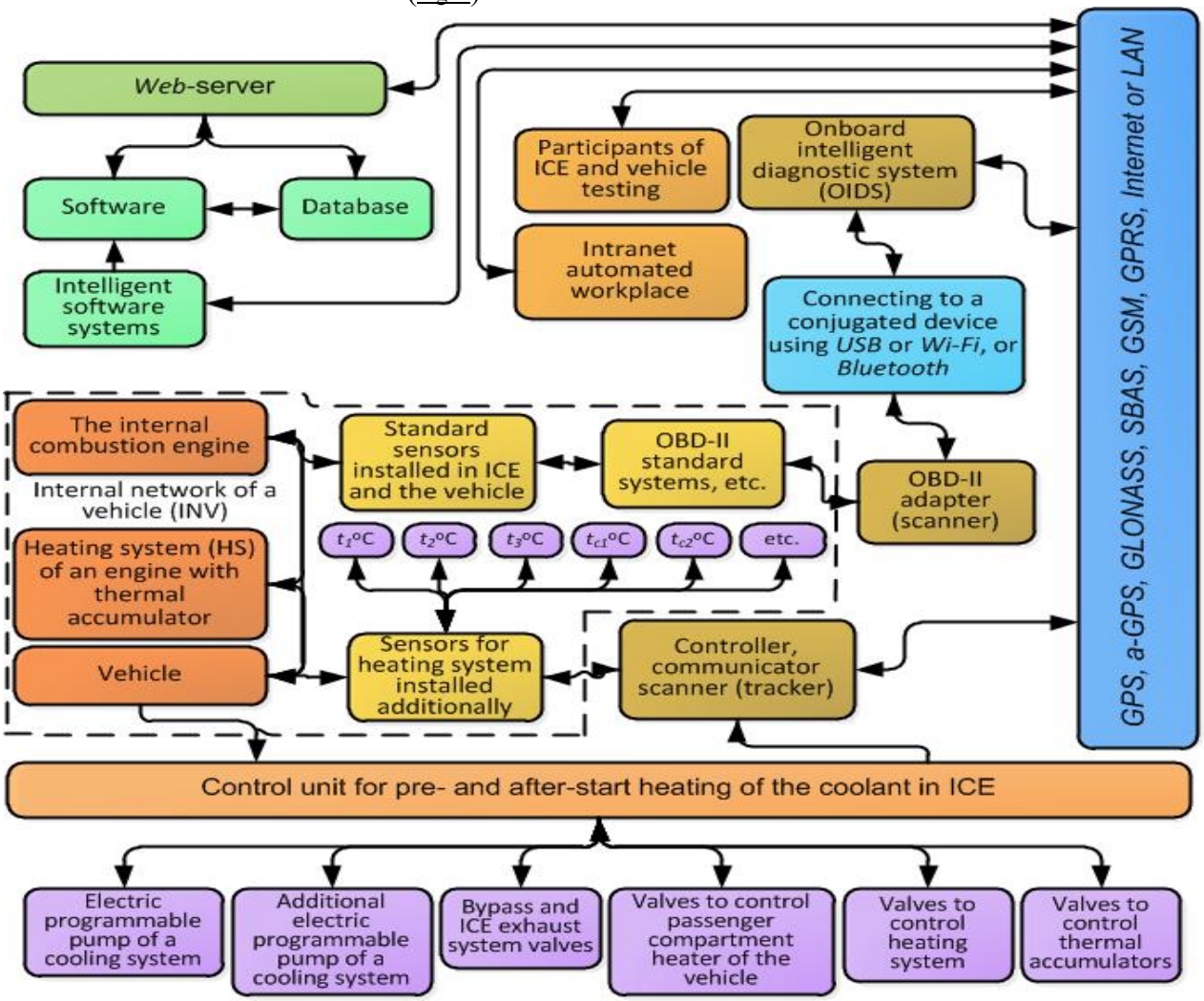


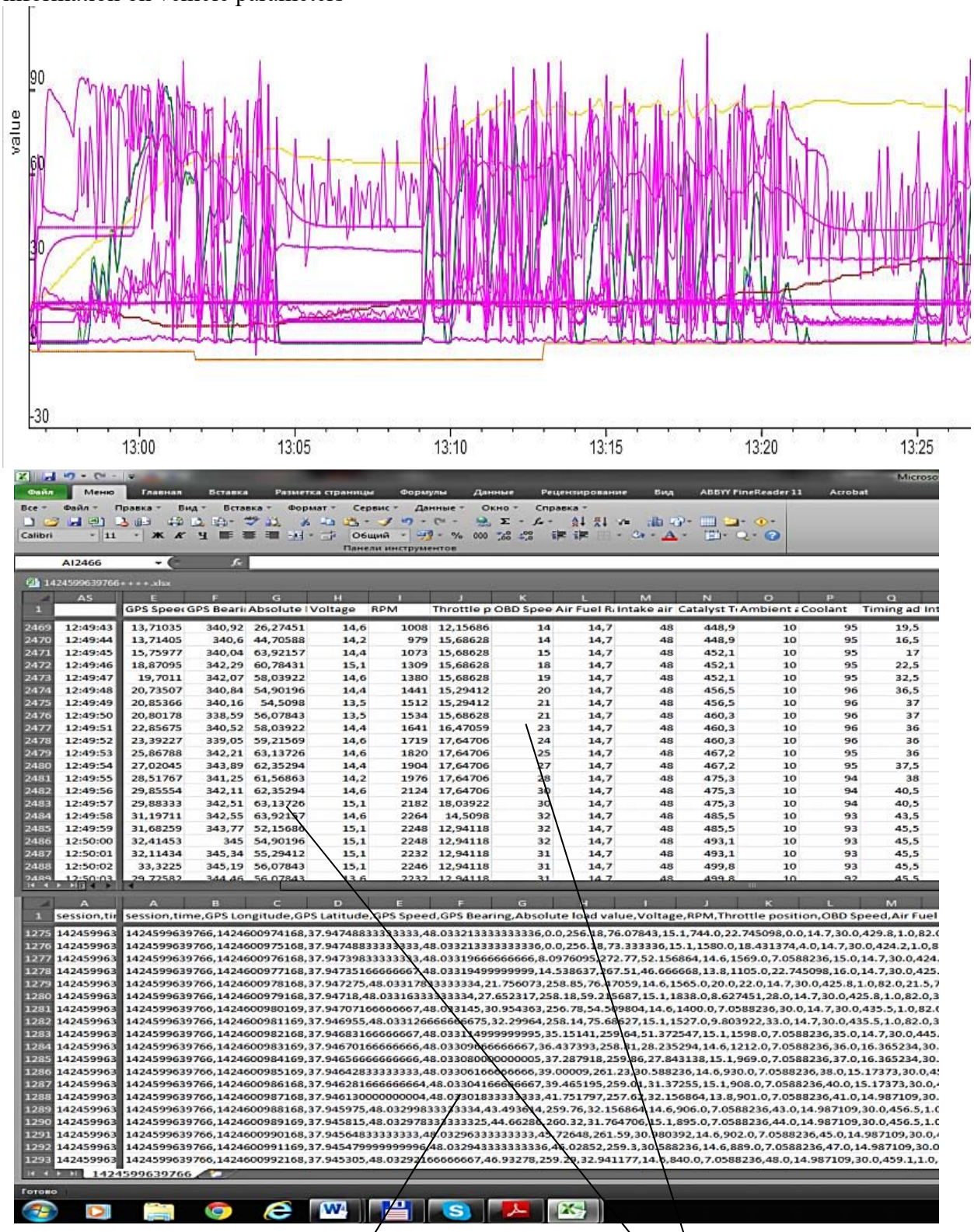
Figure 1. The scheme of information exchange between the elements of the measuring complex for distance measurements of engine and vehicle heating with HS and TA in the process of pre- and after-start heating.

To ensure the process of heating control of the vehicular engine and the cabin, HS has been equipped with a control system block ensuring optimal temperatures of a coolant in ICE. It provides the direct control of temperature condition of ICE and vehicle through its constituent elements (Fig. 1) and transmits the necessary information via a controller scanner-tracker to the developed information exchange system [10, 12]. Complex exchange of information is carried out through GPS, a-GPS, GLONASS, SBAS, GPRS, Internet or LAN that allows the transmission of digital video- and voice data. OIDS is an intelligent device that can independently solve problems of controlling technical parameters of a vehicle in motion. A fragment of report - files of monitoring with technical information about the vehicle in the form of tables, is illustrated in Fig. 2.

Baseline data for OIDS, including the parameters of vehicle, ICE, HS and TA, are put into the memory of OIDS. A comparison of data about vehicle location and specified operation criteria allows the OIDS to make its own decisions with regard to informing both the driver and the operator of the automated workplace of intranet and the participants of ICE and vehicle testing

and research about the deviation from the set parameters. Bidirectional communication is carried out for operational control convenience.

The fragment of the programme window with technical information on vehicle parameters



The fragment of the programme window with technical information on the vehicle in *.csv.* format

The fragment of the programme window with technical information on the vehicle in *.xlsx.* format

Figure 2. The programme window of the monitoring system for vehicles

TA of engine and vehicle HS has the following features. The frame of TA is made of stainless steel. It has one main section with a heat exchanger to charge it from the exhaust system of the engine and a heat exchanger to transfer the accumulated heat from TA to the cooling system of the vehicular engine. Heat exchangers are made of brass. Branch pipes in TA are connected with compensators of thermal expansion of HAM and joints of thermocouples. To reduce gas-flow resistance inlet and outlet pipes have conical adapters. In the tested vehicle, TA is connected to the exhaust system by using additional heat exchanger (it is adjusted for the exhaust stream of no more than 40%) in the exhaust system of the engine and controlled shut-off valves (shutters). Meanwhile, it is connected to the engine cooling system through the heat exchanger of the car interior. In order to reduce heat losses while testing, the TA outer surface was insulated twice with a double layer of polyethylene foam coated on both sides with layers of aluminum foil. During the 16.5 hours at -20 ° C (during the 36 hours at +20 ° C) after engine off the thermal energy (from 150 to 140 ± 2° C) can be stored under cold ambient conditions. The overall control of the

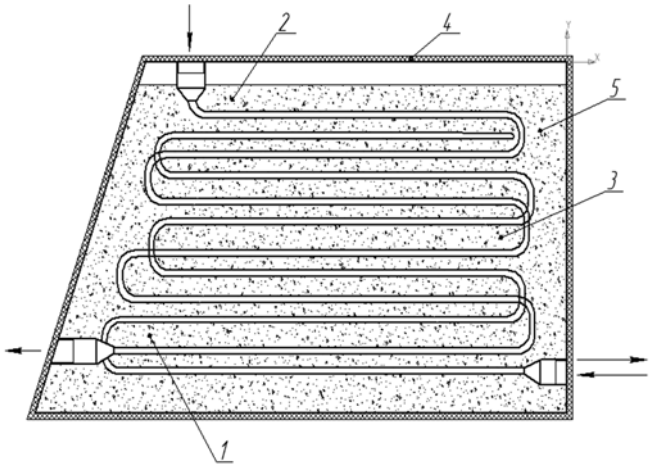


Figure 3. Schematic diagram of TA: 1, 2, 3 – placement of thermocouples, 4 – an insulation layer, 5 - HAM

Table 1 TA specifications and HAM properties

Title	Specification
TA heat capacity, kJ/K	46,25
TA dimensions, mm	164x280x480
Weight of thermal accumulator with HAM, kg	32,75
HAM weight, kg	18,5
HAM properties:	high density polyethylene
Density, kg/м^3, ρ_s / ρ_l	925 / 800
Temperature of phase transition, K (° C)	408 (135)
Specific heat of phase transition, kJ/kg	230
Specific heat capacity, kJ/(kg-K), C_s / C_l	2,5 / 3,3
Thermal conductivity, WT/(м·К), λ_s / λ_l	0,25 / 0,04

Figure 4. A general view of a measuring complex to study the heating of the engine and the car interior with the HS and TA in pre-start and after-start heating

engine coolant temperature was provided by standard sensors of the vehicle. To study the components of the HS, thermocouples and sensors have been used, according to Fig. 2. A schematic diagram of TA is shown in Fig. 2. TA specifications and HAM properties are given in Table 1. A general view of a measuring complex to study the heating of G4GC (4FS 8.2 / 9.35) engine of KIA CEE'D 2.0 5MT2 and its interior with the HS and phase-transitional TA in pre-start and after-start heating is shown in Fig. 4.

REFERENCES

1. Shulgin V.V. “Vehicular thermal accumulators” - SPb .: Publishing. Polytechnic. University Press, 2005. 268 p.

2. Vashurkin I.O. “Thermal development and start of ICE of mobile vehicles and construction machinery in winter” - SantPeterburg: Nauka Publ., 2002. 145 p.

3. Levenberg V.D. The accumulation of heat. - Moscow .: Nauka, 1991. - 83 p.

4. Beckman G., Gilly P. “Thermal accumulation of energy”– Moscow: World Publ., 1987.- 256 p.

5. Vlasov V.M., Nikolayev A.B., Postolit A.B., Prikhodko V.M. "Information technologies in road transport" - MADI (State. Tehn. Univ). Moscow: Nauka, 2006. 283 p.

6. Prikhodko V.M. "The formation of the functional capabilities of intelligent transport system for road transport", *Journal of Automotive Engineers*, 4(69):23 – 27, 2011.

7. Volkov, V., Mateichyk, V., Nikonov, O., Komov, P., Gritsuk, I., Volkov, Ju., Komov, Je. “The integration of automobile technical operation in the structures and processes of intelligent transport systems: monograph” - Donets'k: Noulidzh Publ., 2013, 400 p.

8. Ivanov A.M., Solntsev A.N. "Prospects for the development of intelligent on-board systems of motor vehicles in the Russian Federation", *Journal of Automotive Engineers*, 6(65): 14 – 19, 2010.

9. Przhibyl P., Svitek M. "Transport telematics" - Moscow: MADI (State. Tehn. Univ) Publ., 2004, 540 p.

10. Ovsyannikov S.I. "The justification of measuring system for drag testing of motor units" // The car and electronics. Modern technology - Electronic scientific specialized edition. 3: 2012.http://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P_SIS/AE12_1c/index.html. Aug. 2014.

11. Gutarevych, Yu. F., Gritsuk, I. V. “The research of combined heating system of a vehicular engine using a phase-transitional thermal accumulator” // *Visnyk NTU "KhPY"-Internal combustion engines*. 1: 67-73, 2014.

12. Gritsuk, I., Gutarevych, Y., Mateichyk, V., and Volkov, V., "Improving the Processes of Preheating and Heating after the Vehicular Engine Start by Using Heating System with Phase-Transitional Thermal Accumulator," SAE Technical Paper 2016-01-0204, 2016, doi:10.4271/2016-01-0204.

СУДНОВА СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ ДВИГУНОМ ФІРМИ MAN-B&W

Дощенко Г.Г., Наговський Д.А.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. На сучасних суднах головні двигуни, а часто і допоміжні дизель-генератори, оснащуються системами дистанційного автоматичного управління (ДАУ).

Системи ДАУ - непрості системи. До їх складу входить безліч компонентів, взаємопов'язаних між собою які діють в певній послідовності. Механіку, який ознайомлюється з головним двигуном (ГД), необхідно самим ретельним чином розібратися з системою ДАУ, звернувши особливу увагу на можливі несправності елементів системи, способи їх виявлення та усунення. Необхідно вивчити вимоги заводської інструкції з проведення технічного обслуговування системи ДАУ та строго дотримуватися неї.

Актуальність досліджень. Система ДАУ - це комплекс пристроїв, що забезпечують роботу всіх механізмів, які обслуговують головний двигун, пуск двигуна, його прогрів, вивід на експлуатаційне навантаження, реверсування, зупинку, зміна оборотів та поточний контроль за роботою дизеля.

На судні «NILEDUTCH ANTWERPEN» встановлена сучасна система дистанційного автоматизованого управління (система ДАУ) судновим головним дизелем. Ця система розроблена та випускається фірмою NORCONTROL AUTOMATION A/S (NORCONTROL).

Сучасна система електронного управління давно вже існуючих систем ДАУ включає в себе мікропроцесор з програмним забезпеченням, що здійснює рішення широкого спектра завдань з управління дизелем.

Система ДАУ AUTOCHIEF – призначена для дистанційного управління головними двигунами фірми MAN-B&W типу K/L/S – 46-98, шляхом впливу на пневматичну пускореверсивну систему та на електронний регулятор частоти обертання типу DGU-8800. З огляду на значний вміст елементів автоматики постає питання надійності та безперервної роботи системи управління, тому дослідження є актуальним.

Постановка задачі. Дослідити систему ДАУ AUTOCHIEF на предмет безаварійної та економічної роботи дизельної установки.

Результати досліджень. Всі системи управління та контролю фірми Norcontrol виконані на стандартних мікропроцесорних («інтелектуальних») підсистемах, які забезпечують роботу в умовах високої вологості, впливу соленої води, високих температур та вібрації, що задовольняє жорстким вимогам класифікаційних суспільств (Норвезький Верітас, Німецький Ллойд).

Система ДАУ AUTOCHIEF спільно з електронним регулятором DGU-8800 забезпечує реалізацію функцій по управлінню та регулюванню мало оборотних довго ходових головних двигунів у всіх діапазонах їх роботи [1].

Керування обертами головного двигуна здійснюється спеціально розробленою для даного проекту суден, комбінована система керування головним двигуном судна, що забезпечує управління зміни обертів головного двигуна (див. рис. 1).

До складу дизельної установки входять сам дизель та системи, що забезпечують його функціонування - системи пуску, реверса, змащення, охолодження, подачі палива, наддуву, управління.

Проаналізувавши інші системи ДАУ[1,2] можна зробити висновок, що безаварійна і економічна робота дизельної установки можлива за умови автоматичного контролю та управління основними робочими параметрами дизеля.

У загальному вигляді структура системи може бути представлена схемою, яка показана на рис. 1.

До складу системи входять два поста дистанційного управління: ПДУ1- в ЦПУ машинного відділення; ПДУ2 - в рульовій рубці. У ПДУ1 розміщена апаратура

дистанційного контролю робочих параметрів і стану механізмів, систем і пристроїв, а також передбачається можливість подачі всіх команд. У ПДУ2 розміщена апаратура сигналізації тільки про стан основних механізмів і пристроїв, прилади контролю робочих параметрів, що визначають режим руху судна (частоту обертання гребного валу) і командні органи для зміни режиму руху судна.

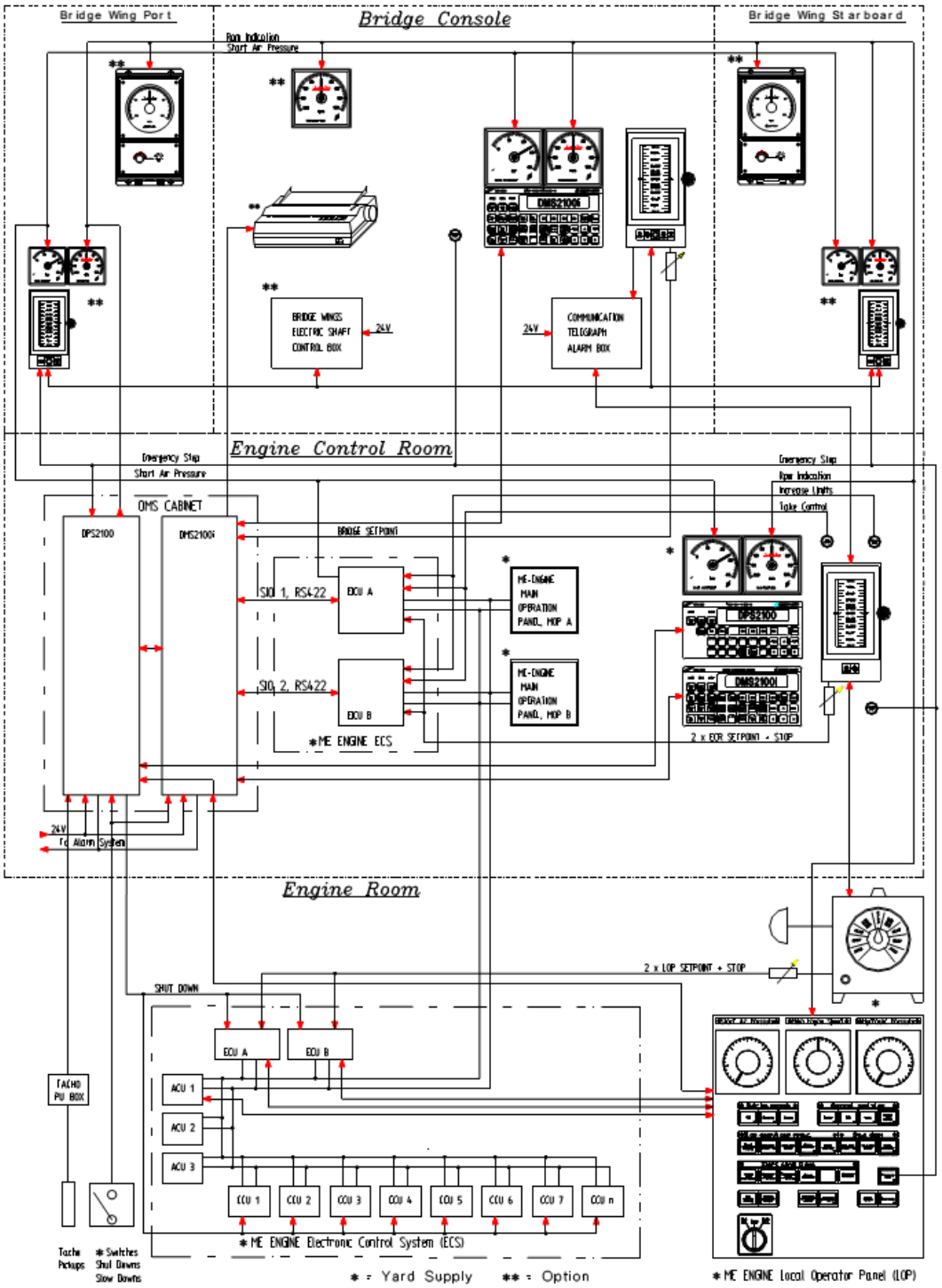


Рисунок 1. Комбінована система керування головним двигуном судна

У блоці логіки виробляються командні сигнали на базі аналізу сигналів, що надходять з ПДУ, систем суднової автоматики і різних датчиків, що контролюють стан об'єкта управління (дизеля). Командні сигнали від блоку логіки після посилення надходять в ланцюзі управління роботою виконавчих двигунів, що впливають на регулюючі органи.

У блоці логіки розміщують ряд субблоків, кожен з яких забезпечує тільки одну операцію управління, згідно закладеної в нього програмі.

Для побудови функціональних пристроїв в системах ДАУ застосовують: в пристроях логіки - пневматичні і електронні елементи; виконавчі двигуни - електричні, гідравлічні, пневматичні; в ланцюгах управління - електричні та пневматичні елементи; в системах сигналізації - електричні елементи [2].

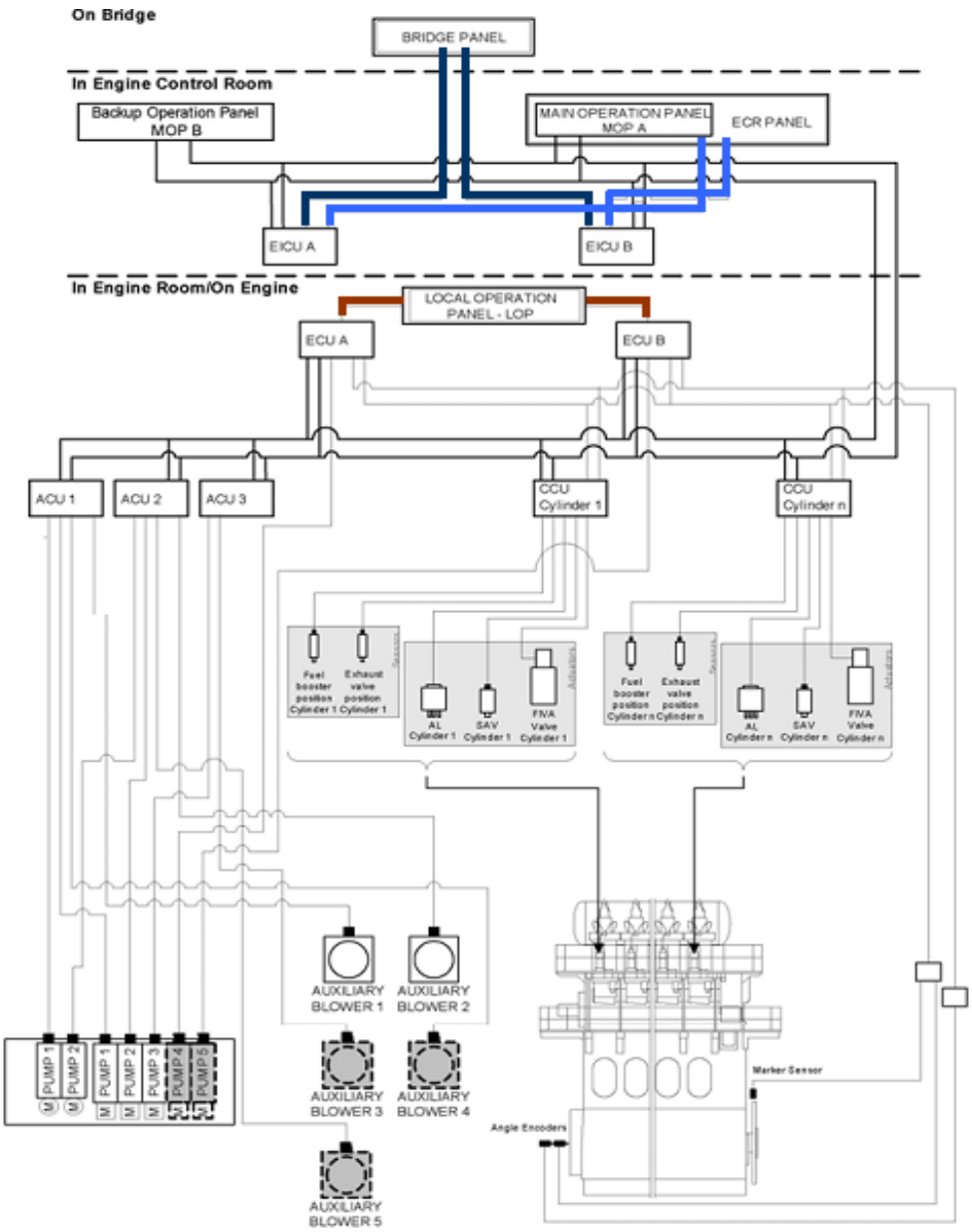


Рисунок 2. Схема контролю головним двигуном марки MAN-B&W

Висновки. Система ДАУ AUTOCHIEF забезпечує режими безаварійної та економічної роботи дизельної установки судна. Для підвищення цих показників слід використовувати пневматичні та електричні елементи автоматики в ланцюгах управління, в залежності від типу судна.

ЛІТЕРАТУРА

1. Моцохейн Б. И. Электротехнические комплексы судовых установок [Текст] / Б. И. Моцохейн. – М. : Недра, 2011. – 253 с.

2. Zhilenkov A. Investigation performance of marine equipment with specialized information technology [Text] / A. Zhilenkov, S. Chernyi // Energy Procedia. – 2015. – Vol. 100. – P. 1247–1252. doi: 10.1016/j.proeng.2015.01.490

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕДУРЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТИПА ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Егоров О.И.
Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В.Лазаряна (Украина)

Построение информационно-управляющих систем, систем контроля движения подвижных единиц, как в пределах станции, так и на прилегающих к ней путях, тесно связано с использованием системами идентификации. В работе рассматривается метод идентификации позволяющий определять количество и осность подвижных единиц, прошедших контрольный участок. Цель работы заключается в усовершенствовании процедуры определения количества и осности подвижных единиц с использованием минимального количества оборудования или без дополнительных затрат, используя уже имеющиеся оборудование установленное на путях для решения других задач. При этом необходимостью считается рассмотрение вопроса интеграции данного метода с другими системами для повышения достоверности идентификации подвижных единиц.

Для достижения поставленной цели первоначально был проведен анализ межосевых расстояний подвижных единиц колеи 1520 мм (вагонов и локомотивов). Разработаны математическая и имитационная модели процесса движения подвижных единиц через контрольный участок, с расположенной на нем одной контрольной точкой. Результаты моделирования были обработаны средствами теории вероятности и математической статистики.

На основании математической модели была разработана имитационная модель, позволяющая проводить эксперименты для разных видов (равноускоренного, равномерного, равнозамедленного) движения подвижных единиц и погрешностей работы датчиков. На основании результатов моделирования были выведены значения коэффициентов времени ожидания для каждого из видов движения, а также универсальный коэффициент для всех видов движения. Проанализированы критичные значения ошибки работы датчика в зависимости от параметров идентифицируемых подвижных единиц.

В данной работе усовершенствован метод идентификации подвижного состава, позволяющий определять количество и осность локомотива и(или) вагонов, прошедших одноточечный контрольный участок. Данный метод основан на определении временных промежутков между проходом осей над контрольной точкой. Полученные временные промежутки анализируются и выделяется тот, в течении которого контрольная точка находилась между внутренними осями подвижной единицы, что позволяет определить осность подвижной единицы. Выполнено усовершенствование процедуры определения количества и осности подвижных единиц путем корректировки коэффициентов времени ожидания фиксации колесных пар. При этом учитываются ошибка работы датчика и значение ускорения движения идентифицируемых подвижных единиц.

Применение одноточечного метода идентификации подвижных единиц наиболее целесообразно как вспомогательного, дополнительного метода при наличии других. Возможно также применение метода как самостоятельного способа идентификации подвижных единиц с использованием минимального количества оборудования. Данный метод критичен к параметрам движения (непостоянство ускорения, возможность остановки или изменения направления движения и т.д.) подвижных единиц. Наиболее благоприятные условия для этого метода – размещение контрольного участка на пути движения подвижных единиц, где ускорение движения наиболее постоянно. Применение вычисленного корректирующего коэффициента при использовании одноточечного метода идентификации подвижных единиц, значительно расширяет возможности данного метода и повышает его надежность.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И НАСТРОЙКА РЕГУЛЯТОРА ОБОРОТОВ ДГ WOODWARD

Залож В.И., Тарасенко Т.В.
Дунайский институт Национального университета «Одесская морская академия»
(Украина)

Постановка проблемы. Плавное включение генератора на шины, отсутствие скачков напряжения, частоты сети при набросе/сбросе нагрузки ДГ – главная задача системы управления Electrically Powered Governor фирмы Woodward.

После заводских ремонтов, а также в процессе эксплуатации возникала проблема настройки системы ввода в нагрузку, правильной синхронизации генераторов при включении на параллельную работу ДГ, которая не могла быть выполнена судовыми специалистами из-за отсутствия на судне методики настройки системы, а также развёрнутой технической документации. Вызов сервисных специалистов фирмы Woodward для выполнения работ по настройке системы экономически нецелесообразен [1].

Изложение основного материала. Woodward — это старейший в мире и крупнейший независимый разработчик, производитель и поставщик решений и оборудования для управления авиационными, морскими и промышленными двигателями, турбинами и генераторами. На сегодняшний момент компания Woodward является признанным лидером в области систем управления и

регулирования вращающихся осевых машин (турбин, компрессоров), а также дизельных и газопоршневых электроустановок. Такие компании как General Electric, Cummins, Caterpillar,

AKSA, FG-Wilson, Wärtsilä, Eaton и многие другие с успехом используют компоненты Woodward в своих проектах [2].

Условия синхронизации генераторов переменного тока предусматривают выполнение четырех условий: равенство напряжений, частот и совпадение фаз генераторов, а также соответствие чередования фаз[3].

Каждая EPG система управления, рисунок 1, включает три основные части [5]:

- магнитный датчик (MPU), который определяет частоту вращения двигателя.
- регулятор оборотов, который получает сигнал скорости от MPU, сравнивает его с опорным сигналом, и выдаёт управляющий сигнал исполнительному механизму (актуатору).
- исполнительный механизм (актуатор) – воздействует непосредственно на топливную рейку подачи топлива.

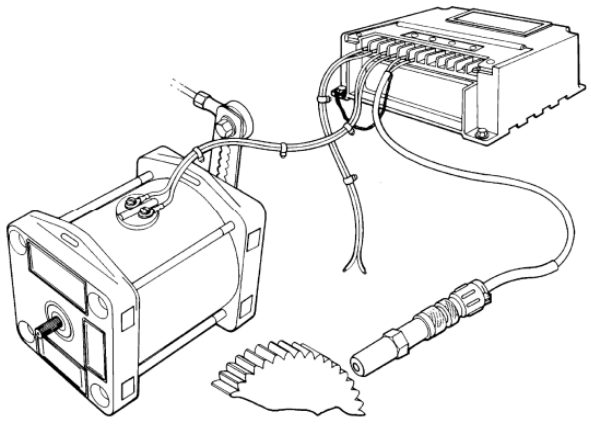


Рисунок 1. Структурная схема EPG системы управления ДГ

Система EPG предназначена для точного контроля оборотов дизельных двигателей без механического регулятора.

Электронный регулятор с пусковым ограничением оборотов препятствует превышению оборотов запуска, а также чрезмерному дымообразованию. Пусковое ограничение автоматически снимается, когда обороты двигателя приближаются к заданным.

Актуатор установлен на дизеле и механически связан с топливным управлением. Его конструкция обеспечивает вращение исполнительного вала до 35 ° по/против часовой стрелки. Внутренние возвратные пружины актуатора обеспечивают уменьшение и прекращение подачи топлива в случае потери управляющего сигнала.

Во время работы система управления EPG сравнивает скорость вращения двигателя с требуемой скоростью или желаемой нагрузкой и устанавливает положение вала актуатора для коррекции расхождений. Настройка потенциометров «усиления» и «стабильности» обеспечивает реакцию регулятора на конкретный дизель.

Диаграмма перемещения вала актуатора:

A - «*Overtravel*» для обеспечения остановки дизеля.

B - «*No load to full load travel*» обычно рекомендуется 2/3 полного хода вала актуатора.

C - для ускорения дизеля.

D - для уменьшения и прекращения подачи топлива.

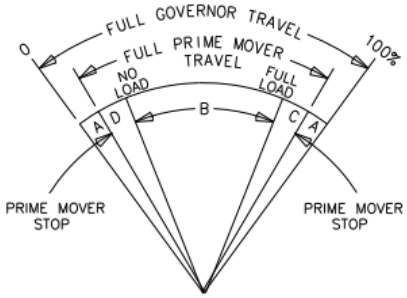
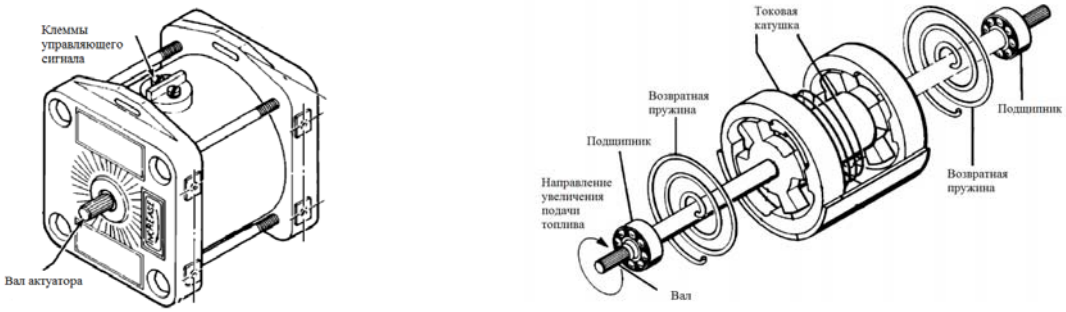


Рисунок 2. Диаграмма вращения вала актуатора



а) б)

Рисунок 3. Актуатор системы EPG
а) внешний вид; б) схематическое представление внутренних узлов

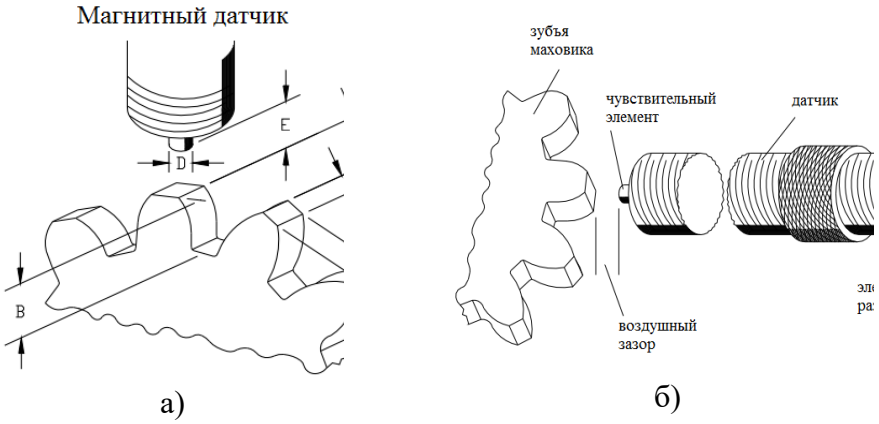
Магнитный датчик (MPU) устанавливается в корпусе (кожухе) маховика или на жестком кронштейне. Зазор между датчиком и внешним диаметром шестерни должен составлять обычно между 0,25 и 1,02 мм (радиальное биение). Большинство электронных элементов управления требуют минимального выходного напряжения 1,5В (переменного, среднеквадратичного значения) при самых низких управляющих оборотах дизеля [4].

Магнитный датчик возбуждается и выдаёт импульсы напряжения, когда любой магнитный материал перемещается через магнитное поле полюсного наконечника датчика.

Немагнитные материалы, такие как алюминий, латунь и некоторые нержавеющие стали, не возбуждают магнитный датчик. Магнитный датчик выдаёт напряжение, частота которого пропорциональна частоте оборотам дизеля.

На рисунке 4 приведены оптимальные соотношения размеров и зазоров A, B, C и F к диаметру полюсного наконечника D магнитного датчика. Оптимальное соотношение для максимального возбуждения датчика выглядит следующим образом:

A - равное или большее размера D;
B - равное или большее C;
C - равное или большее трёх размеров D;
F - равное или большее D.



а) б)

Рисунок 4. Магнитный датчик (MPU) системы EPG
а)оптимальное соотношение размеров ; б) схематическое размещение

На выходное напряжение магнитного датчика влияют три фактора.

1. Напряжение увеличивается с увеличением поверхностной скорости контролируемого магнитного материала.
2. Напряжение уменьшается по мере увеличения воздушного зазора между магнитным датчиком и поверхностью зубчатой шестерни.
3. Форма волны напряжения определяется размером и формой зубчатой шестерни относительно размера и формы полюсного наконечника рисунок 5.

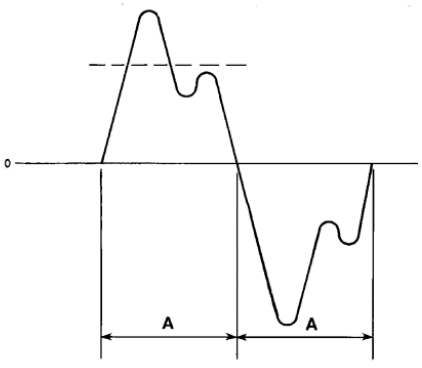
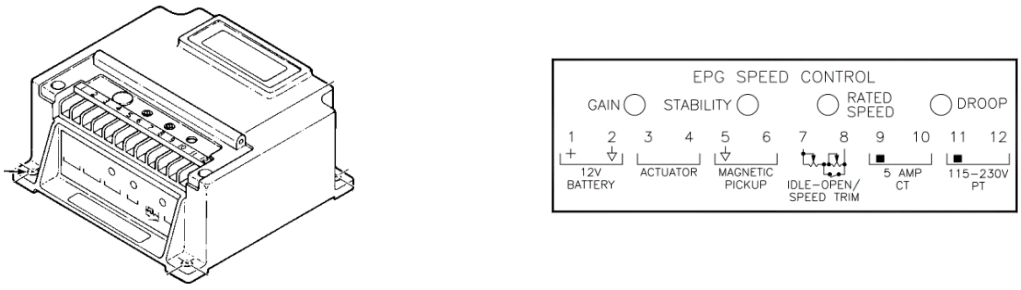


Рисунок 5. Форма выходного сигнала магнитного датчика

Проверка датчика: сопротивление между выводами составляет 100-300 Ом, между корпусом датчика и выводами - почти бесконечности. На номинальных оборотах дизеля выходное напряжение датчика составляет не менее 1,5 В (переменного тока, среднеквадратичное значение).

Блок управления оборотами EPG. Блок управления, рисунок 6, сравнивает фактические обороты с заданными, затем вычисляет сигнал рассогласования и подаёт

управляющий сигнал на актуатор, тем самым увеличивая или уменьшая подачу топлива, корректируя обороты дизеля [5].



а) б)

Рисунок 6. Блок управления оборотами EPG

а) внешний вид; б) расположение клемм подключения и потенциометров настройки

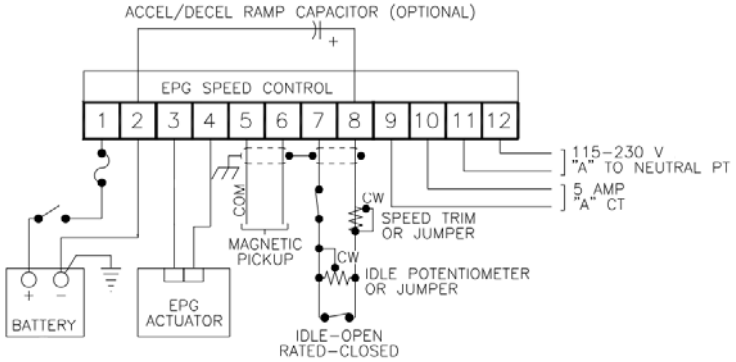


Рисунок 7. Схема внешних электрических соединений блока управления оборотами EPG

Электронный регулятор, рисунок 8, включает в себя два контура управления: оборотов, обеспечивающий заданные обороты, и тока актуатора, оказывающий необходимое перемещение вала актуатора.

На вход контроллера оборотов подаётся два сигнала: фактические (датчик оборотов) и заданные обороты. Контроллер сравнивает два входа и изменяет положение исполнительного механизма. Реакция регулятора, ввиду специфики конструкции каждого конкретного дизеля, обеспечивается настройкой потенциометров «gain» и «stabillity». Номинальные обороты могут задаваться потенциометром «rated speed», а также внешним дистанционным потенциометром.

Контроллер тока актуатора сравнивает фактический ток (от цепи датчика тока) и уровень заданного (от контроллера оборотов), затем выдаёт сигнал рассогласования контура тока. В качестве входных сигналов используются фаза «А» и нейтраль в роли трансформатора напряжения 115-250 В «РТ», клеммы «11»-«12» регулятора, а также трансорматор тока 0-5 А «СТ», установленный на фазе «А», клеммы «9»-«10» регулятора. Управление током актуатора заключается в изменении длительности импульса при постоянной частоте следования импульсов. Широтно-импульсный модулятор (pulse-width modulator) преобразует сигнал рассогласования токового контура постоянного напряжения в сигнал переключения длительности импульса.

Поэтому измерение выходного сигнала управления оборотами, клеммы «3» (+) и «4» (-) укажет только на общее работоспособное состояние. Ограничитель мощности (energy limiter) не допускает прохождению через токовую катушку актуатора чрезмерных токов.

Это предотвращает перегрев актуатора, но не препятствует прохождение тока, достаточного для поддержания вала актуатора в положении максимальной подачи топлива.

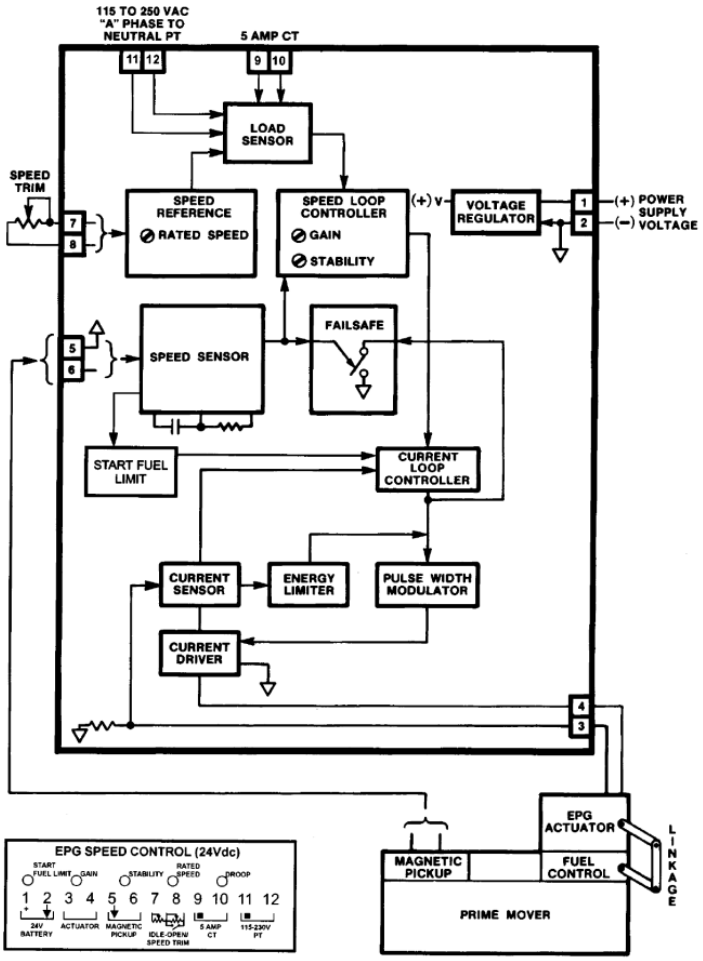


Рисунок 8. Функциональная блок-схема регуоятора управления оборотами EPG

Методика настройки блока управления оборотами EPG[4, 5 , 6, 7]. В качестве примера была рассмотрена система управления ДГ т/х «Phorcys», модель 8290-191 Electrically Powered Governor фирмы Woodward.

1. Убедиться, что все внешние электрические соединения, рисунок 7, подключены верно, а клеммные винты затянуты. Магнитный датчик установлен правильно, актуатор и топливная рейка надежно закреплены.

2. Удостовериться в правильной полярности питания регулятора, на клеммах «1» (+) и «2» (-). Напряжение должно составлять от 20 до 32 В постоянного тока. Вал привода может дёрнуться при включении питания, но должен быстро вернуться в исходное положение минимальной подачи топлива.

3. Отсоединить все подключенные провода к клемме «7». Измерить напряжение между клеммами «2» (-) и «7» (+). Напряжение должно составлять 7,2 ± 1 вольт постоянного тока. Если всё верно, подключить отсоединённые провода к клемме «7».

4. Для дистанционного изменения оборотов ДГ необходимо подключить потенциометр номиналом 20 кОм к клеммам «7» и «8», как показано на рисунке 7, схеме внешних соединений.

Для переключения режима оборотов «номинальные / холостые» к клеммам «7» и «8» как показано на рисунке 7, необходимо подключить резистор, номинал которого рассчитывается по формуле:

$$R = 17k\Omega \cdot (\frac{Номин.обороты}{Холост.обороты} - 1), \quad (1)$$

где *17kΩ* – принимаемый коэффициент, равный 17 кОм;

Номин.обороты – номинальные обороты дизеля, обороты/минуту;

Холост.обороты – холостые обороты дизеля, обороты/минуту.

5. Установить переключатель режима оборотов в положение номинальных оборотов. Измерить напряжение между клеммами «2»(-) и «7» (+). Переключить в положение холостых оборотов. Напряжение должно увеличиться. В противном случае проверить внешние проводки, потенциометр, переключатель.

6. Для проверки перемещения вала актуатора можно использовать генератор сигналов с изолированным выходом, имитируя сигнал магнитного датчика холостого и номинального хода. Отключить питание регулятора. Отсоединить провода магнитного датчика из клемм «5» и «6». Подключить генератор сигналов к клеммам «5» и «6». Установить выходное напряжение генератора в пределах 2-10 В. Форма волны может быть синусоидальной, прямоугольной или треугольной. Частота выбирается согласно холостым и номинальным оборотам дизеля.

6.1 Проверка перемещения вала актуатора.

Установить частоту генератора сигнала вдвое меньшей частоте оборотам холостого хода. Переключатель режима оборотов перевести в положение номинальных оборотов. Включить питание регулятора. Вал актуатора должен перевести топливную рейку в положение максимальной подачи топлива. Убедиться, что перемещение вала актуатора ограничено положением топливной рейки дизеля, а не остановкой вала актуатора. Оключить генератор сигналов и отдать кончики проводов генератора от клемм «5» и «6». Вал актуатора должен перевести топливную рейку в положение минимальной подачи топлива. Также убедиться в том, что перемещение вала актуатора ограничено положением топливной рейки дизеля, а не остановкой вала актуатора.

6.2 Настройка номинальных и холостых оборотов.

Установить частоту генератора сигналов согласно частоте номинальных оборотов и подключить его к клеммам «5» и «6». Переключатель режима оборотов перевести в положение номинальных оборотов. Потенциометр дистанционного изменения оборотов, если установлен, перевести в среднее положение. Наблюдать за положением вала актуатора. Если вал актуатора находиться в положении максимальной подачи топлива: медленно повернуть потенциометр «rated speed» на регуляторе, рисунок 6, против часовой стрелки до тех пор, пока вал не начнёт двигаться положение минимальной подачи топлива. Если вал актуатора находиться в положении минимальной подачи топлива: медленно повернуть потенциометр «rated speed» на регуляторе, рисунок 6, по часовой стрелки до тех пор, пока вал не начнёт двигаться положение максимальной подачи топлива. Продолжайте настройку в соответствующем направлении, пока вал актуатора не займёт среднее положение. Точная настройка номинальных оборотов достигается на работающем дизеле. Настройка холостых оборотов выполняется аналогично при соответствующей частоте генератора сигналов и положению переключателя режима оборотов.

7. Настройка динамических характеристик.

Настройка динамических характеристик осуществляется потенциометрами «gain» и «stability».Установить потенциометры «gain» и «stability» на регуляторе, рисунок 6, 8 в среднее положение. Запустить дизель и проверить наличие переменного напряжения на клеммах «5» и «6» от датчика оборотов. На номинальных оборотах дизеля выходное напряжение датчика составляет не менее 1,5 В. При запуске вал актуатора должен находиться в положении максимальной подачи топлива.

Когда дизель запущен, необходимо медленно повернуть потенциометр «gain» назад и вперёд до обнаружения высокочастотной и низкочастотной вибрации в работе дизеля. Необходимо устранить колебания и добиться устойчивой работы дизеля, проворачивая

потенциометр «gain», находя его оптимальное положение. Если колебания не прекращаются необходимо слегка повернуть потенциометр «stability» и снова потенциометром «gain» найти область устойчивой работы дизеля. Настройку потенциометра «stability» с последующей корректировкой потенциометром «gain» необходимо продолжать до нахождения оптимально устойчивых оборотов при работе дизеля.

Увеличение уставки потенциометра «gain» обеспечивает более быстрое переходное реагирование (уменьшает скорость изменения оборотов при внезапном изменения нагрузки). Чтобы добиться наилучшей реакции дизеля необходимо медленно увеличить «gain» (повернуть потенциометр по часовой стрелке) до тех пор, пока актуатор не станет слегка нестабильным, а затем медленно повернуть «gain» назад против часовой стрелки, чтобы стабилизировать актуатор и обороты дизеля. Далее необходимо ступенчато подать нагрузку на дизель и убедиться, что дизель держит обороты с небольшим перерегулированием. Чтобы уменьшить перерегулирование необходимо увеличить настройку «stability», повернув потенциометр по часовой стрелке.

Проверять работу дизеля необходимо после каждой настройки потенциометров регулятора, предварительно дизель должен быть прогрет. Проверить отработку регулятора на номинальных оборотах, затем на холостых, а также ступенчато нагружая его и сбрасывая нагрузку.

Настройкой потенциометров GAIN и STABILITY добиваемся получение оптимальной или желаемой устойчивой работы дизеля. На рисунках 9,10,11,12 показано графическое представление настройки динамических характеристик.

На рисунке 9 изображена кривая реакции изменения оборотов дизеля при пуске и изменении нагрузки двигателя. На кривой показано, что уставка потенциометра «gain» задана слишком велико, а уставка «stability» слишком мало. Присутствуют дополнительные забросы оборотов на переходных процессах и большие скачки при пуске. Увеличение уставки «gain» и уменьшение уставки «stability» приводит к более короткому времени установления за счет колебаний.

Рисунок 9. Переходной процесс установления оборотов дизеля («gain» слишком велико, «stability» слишком мало)

На рисунке 10 оптимальные настройки при наборе/сбросе нагрузки с небольшим перерегулированием при пуске (уменьшение амплитуды колебаний).

Рисунок 10. Переходной процесс установления оборотов дизеля (забросы оборотов при пуске)

Оптимальная динамика при запуске показана на рисунке 11 с небольшим временным увеличением переходных процессов.

Рисунок 11. Переходной процесс установления оборотов дизеля (оптимальная динамика при запуске)

На рисунке 12 показано, что уставка «stability» задана слишком много, увеличенное время для установления номинальных оборотов.

Рисунок 12. Переходной процесс установления оборотов дизеля («stability» слишком велико)

При увеличении уставки потенциометра «stability» по часовой стрелке потребуется уменьшить «gain» (поворот потенциометра «gain» против часовой стрелки) для поддержания устойчивой работы дизеля. Если дизель медленно возвращается к установившимся оборотам, рисунок 12, уменьшите «stability», повернув потенциометр против часовой стрелки.

Выводы. Таким образом в статье описана работа электронного регулятора оборотов ф. Woodward, его составные части и принцип работы. Также на основании мануалов и инструкций завода-изготовителя, практической работы предложена методика проверки работоспособности и настройки динамических характеристик, которая может взята «на вооружение» при выполнении работ с этими устройствами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Горб С.И. Настройка системы ДАУ "KaMeWa" на судах типа "Socol". // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2009. – Вып. 15. – Одесса: ОНМА. – С. 8 – 20.

2. Сайт компании «Woodward» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://woodward.com О Woodward (дата обращения 20.06.2017)

3. Вишневский Л. В. Управление процессом синхронизации судовых генераторов / Л. В. Вишневский, А. М. Веретенник, И. П. Козырев //Автоматизация судовых технических средств. – Вып. 15 . – Одесса: ОНМА. –2009. – С. 3–7.

4. Magnetic Pickups and Proximity Switches for Electronic Controls // Reference Manual, Manual 82510 (Revision U, 3/2015). – P.17 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.woodward.com/WorkArea/DownloadAsset.aspx?id=2147484729 (дата обращения 10.06.2017)

5. EPG Electrically Powered Governor //Installation and Troubleshooting Manual, Manual 82329 (Revision J).– P.18 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.precisioncontrols.co.uk/assets/downloads/woodward/8290-191-EPG-installation-manual.pdf (дата обращения 11.06.2017)

ПОКАЗНИКИ ДИЗЕЛЯ ЗА РІЗНИХ СПОСОБІВ РЕГУЛЮВАННЯ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ

Захарчук В.І, Близнюк О.М., Слупко Ю.О.
Луцький національний технічний університет (Україна)

Економія рідкого палива та захист навколишнього середовища від забруднення відпрацьованими газами нині є надзвичайно актуальними. До споживачів такого палива і джерел шкідливих викидів відносяться, зокрема, і колісні трактори, які використовують як на польових так і на транспортних роботах.

Двигуни таких тракторів обладнують, як правило, всережимними регуляторами [1], які забезпечують підтримання заданої частоти обертання колінчастого вала в усьому робочому діапазоні і автоматично встановлюють подачу палива залежно від навантаження. Застосування цих регуляторів виправдовує себе на польових роботах, специфіка яких вимагає підтримання швидкості руху трактора у вузьких межах. Що ж стосується транспортних робіт, то під час їх виконання двигуни більшу частину часу працюють на несталих режимах при часткових навантаженнях. Характерними для несталих режимів є часті розгони і сповільнення руху трактора. Під час розгону дизеля з всережимним регулятором рейка паливного насоса різко переміщається на максимальну подачу палива, а потім, в міру зростання частоти обертання, встановлюється в певне рівноважне положення, що визначається навантаженням, яке приходиться долати трактору. Тобто, перехід від однієї часткової швидкісної характеристики до іншої здійснюється через зовнішню швидкісну характеристику. В результаті під час розгону трактора в камери згоряння дизеля надходить зайва кількість палива, що спричинює збільшену його витрату, зростання димності і токсичності відпрацьованих газів, а також надміру динамічні навантаження в трансмісії.

Усунути ці негативні явища, які мають місце під час виконання транспортних робіт, можна застосуванням однорежимного регулювання, яким обмежується максимальна частота обертання (регулятор працює тільки на одному режимі) і забезпечується можливість трактористу самому встановлювати подачу палива на часткових режимах, безпосередньо діючи на рейку паливного насоса. З цього випливає, що на колісних тракторах доцільно встановлювати універсальні регулятори, які можна переводити на однорежимне регулювання при виконанні транспортних робіт і на всережимне – під час роботи в полі.

Метою роботи є аналіз можливості покращення показників дизеля вдосконаленням способу регулювання частоти обертання.

На кафедрі АТТ Луцького НТУ на базі серійного всережимного регулятора паливного насоса 4УТНМ розроблена принципова схема, конструкція і виготовлений дослідний зразок універсального всережимно-однорежимного регулятора. Він має такі особливості: забезпечує можливість всережимного або однорежимного регулювання; перехід на однорежимне регулювання здійснюється фіксацією пружини регулятора в розтягнутому стані, внаслідок чого пружина регулятора стає жорсткою ланкою і це дає можливість безпосередньо діяти на рейку паливного насоса. Пологий характер часткових швидкісних характеристик на ділянці від пускової частини обертання до частоти, що відповідає максимальному крутному моменту, забезпечується допоміжною пружиною коректора, попередня деформація якої встановлюється спеціальним кулачком залежно від положення важеля керування регулятором. Це зроблено для отримання незмінної зовнішньої швидкісної характеристики як при всережимному, так і при однорежимному регулюванні.

З метою перевірки роботоздатності дослідного універсального регулятора і вивчення його властивостей проводились експериментальні дослідження, які включали: безмоторні дослідження на паливному насосі і моторні на дизелі Д-240. У перших, які проводились на стенді КІ-22205, для дослідження паливної апаратури були зняті швидкісні

характеристики паливоподачі (рис. 1) паливного насоса з універсальним регулятором при всережимному (рис. 1, а) і однорежимному регулюванні (рис. 1, б). Ці характеристики являють собою залежності циклової подачі палива $q_ц$ паливного насоса від частоти обертання $n_н$ вала насоса.

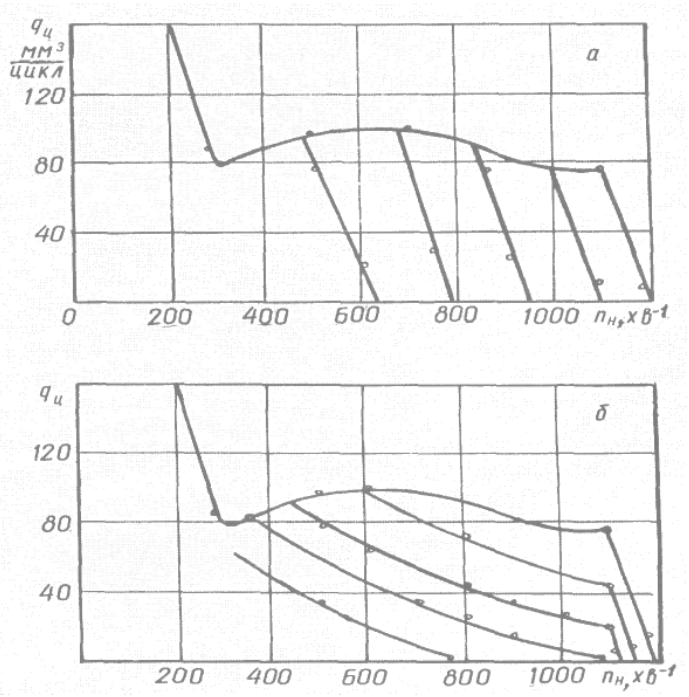


Рисунок 1. Швидкісні характеристики паливоподачі паливного насоса 4УТНМ з дослідним універсальним регулятором при всережимному регулюванні (а) і однорежимному (б)

Як видно з цих графіків, зовнішні швидкісні характеристики паливного насоса з універсальним регулятором при всережимному і однорежимному регулюванні однакові. Це дуже важливо, оскільки дає можливість при переході від одного способу до іншого не змінювати регулювання паливного насоса. Відмінності полягають у зміні часткових характеристик. При однорежимному регулюванні вони проходять більш полого.

Для порівняння основних показників дизеля Д-240 під час роботи з універсальним регулятором і різними способами регулювання розгони двигуна проводилися на гальмівному стенді КІ-4893. Крутний момент дизеля при всережимному регулюванні зростає інтенсивніше і час виходу на кінцеву частоту обертання зменшується на 2 с порівняно з розгоном при однорежимному регулюванні. При одному і тому ж відносному переміщенні важеля керування регулятором має місце переміщення рейки на величину, пропорційну переміщенню важеля. Це дає можливість керувати інтенсивністю розгону трактора в більшій мірі.

Аналіз впливу способу регулювання на витрату палива і шкідливі викиди дизеля при несталих режимах роботи зроблено на спеціально розробленій для цього математичній моделі, в якій основну увагу приділено розгону трактора з причепом. Розгін у моделі розбитий на три етапи: розгін дизеля в режимі холостого ходу; рушання тракторного поїзда з місця з буксуючим зчепленням та розгін з блокованим зчепленням.

У математичній моделі дизель, регулятор частоти обертання, ведена частина зчеплення і рух тракторного поїзда описано диференційними рівнянням, всі інші складові моделі описані алгебраїчними рівняннями. Витрату палива й повітря, викиди шкідливих речовин описані поліномами другого порядку. Для розв'язання систем диференційних рівнянь вибраний метод Рунге—Кутта-Фельдберга. Розрахунки виконувались на персональній ЕОМ у режимах розгону тракторного поїзда (трактор МТЗ-

80 з причепом 2-ПТС-855) з номінальним навантаженням з коефіцієнтом опору коченню коліс f=0,0126. Для порівняння показників розгону при всережимному і однорежимному регулюванні частота обертання колінвала в кінці розгону на кожній передачі для обох способів регулювання приймалась одинаковою і дорівнювала 1500 хв-^{1}.

Зменшення шкідливих викидів колісними тракторами має неабияке значення, оскільки нині і в сільській місцевості, де вони в основному експлуатуються, спостерігається підвищення забруднення атмосфери, ґрунту, водойм. Доведено, що концентрація таких шкідливих речовин, як оксиди азоту, вуглецю, вуглеводні, сажа в атмосфері на робочих місцях і в кабінах тракторів може в декілька раз перевищувати гранично допустимі норми.

А це негативно відбивається на здоров'ї працюючих. Крім того, треба мати на увазі, що техніка працює як правило поблизу житла людей, а колісні трактори часто ще і в закритих приміщеннях з обмеженим повітрообміном, обслуговуючи тваринницькі ферми, теплиці, сховища тощо.

Адекватність математичної моделі в процесі розгону тракторного поїзда перевірялась порівнянням розрахункових показників, які характеризують режим роботи дизеля (положення важеля регулятора і рейки паливного насоса) і динамічні показники тракторного поїзда (швидкість трактора і час розгону) з експериментально отриманими.

Експериментальні діаграми отримувались безперервним записом означених показників на стрічку магнітоелектричного осцилографа К12-22, використовуючи при цьому блок масштабних підсилювачів і датчики – реостатні для фіксації переміщення важеля й рейки паливного насоса, і тахогенератор для визначення частоти обертання ведучого колеса, яка потім перераховувалась у швидкість трактора.

Проведені стендові й дорожні випробування підтвердили роботоздатність експериментального зразка універсального регулятора. Двигун стійко працював на всіх режимах як при всережимному, так і однорежимному регулюванні, а переключення від одного способу до іншого здійснювалось з кабіни трактора.

Висновок. У цілому результати проведених досліджень свідчать про доцільність і можливість застосування на дизелях автотракторної техніки універсальних всережимно-однорежимних регуляторів.

ЛІТЕРАТУРА

1.Захарчук В.І. Покращення показників дизеля застосуванням універсального регулятора // Техніка АПК. – 1997. – №1. – с.11–12.

2. Захарчук В.І. Дослідження токсичності колісного трактора // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту та експлуатації автомобілів. Зб. наук. праць. – Київ, УТУ, 2002. – Вип.13. – с.78-82.

3. Victor Zakharchuk Research of properties of the diesel engine universal regulator of a tractor. Polish Academy of Sciences. Commision of motorization and energetics in agriculture. Vol.IV, Lublin 2004, p. 259–264.

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПРЕСС ДИАГНОСТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ С ГИДРОАКУУМУЛЯТОРОМ

Зенкин Е.Ю.
Харьковский национальный автомобильно дорожный университет (Украина)

Введение. При дистанционном мониторинге транспортного средства диагностирование по стандарту OBD2 является поверхностным и позволяет лишь определить систему или узел в которых предположительно возникла неисправность без детализации, если это неисправность связана не с электрическими а гидропневматическими процессами.

В частности если речь идет о системах аккумуляторный топливоподачи то единственной ошибкой которую обнаруживает и выдает протокол OBD2 являются ошибки «Rail Pressure Monitoring» P0087 – Давление топлива в системе слишком низкое. P1233 Магистральное давление вне заданного диапазона. P1234 Магистральное давление не достоверно. И отображается какое-либо мгновенное значение давления и сильно усреднённое значение давление за некоторое время работы. «Поверхностность» диагностики и определяется тем, что вышеприведенная неисправность относится в целом ко всей линии высокого давления топливной аппаратуры. То есть может возникать как по причине проблем с топливным насосом высокого давления, негерметичности форсунок, неисправностью регулятора давления или датчика давления а также в ряде случаев при проблеме с топливоподкачивающим насосом или фильтром в линии низкого давления. Поскольку диагностика выполняется через OBD2 и не позволяет оценить реальные колебания давления с высокой частотой в топливной аппаратуре дизеля то оператор мониторинговой системы по наличию данной ошибки и отклонении среднего и мгновенного значения давления принимает решение отправить транспортное средство на более углубленную диагностику [1]. В соответствии с выше приведенным алгоритмом действия при обнаружении неисправности в процессе мониторинга необходимо от дистанционного поверхностного диагностирования виртуального предприятия автомобильного транспорта перейти к экспресс-диагностике в условиях реального физического предприятия автомобильного транспорта.

При этом суть экспресс-диагностики заключается в экономии времени на более точную локализацию неисправности уже по конкретному узлу в пределах топливной аппаратуры, причём при этом оценивается не только тот узел, который вызвал проблемы но и его техническое состояние а также техническое состояние других узлов входящих в линии высокого давления аккумуляторной системы топливоподачи [5].

Экономия времени состоит в том, что при традиционном подходе при наличии вышеупомянутой ошибке Rail Pressure Monitoring на физическом предприятии автомобильного транспорта мастер должен перепроверять все компоненты топливной аппаратуры начиная от ТНВД и заканчивая форсунками. Установить их на стенд для проверки. При этом произвести проверку системы в целом, и отдельно каждого компонента в соответствии с тестпланом, разработанным для стенда, производителем этой топливной аппаратуры. То есть имеют место значительные затраты времени на демонтаж исправных узлов а также их установку обратно после проверки, поскольку только один какой-то компонент реально окажется неисправным. Экспресс диагностирование оценивает колебания давления топлива (их форму, частоту и амплитуду) и искажения вносимые в них, за счёт срабатывания того или иного компонента. При этом можно точно сказать какой компонент подлежит демонтажу. Соответственно время работы с транспортным средством сокращается. Поскольку демонтируется только неисправный компонент и подвергается дальнейшей проверке на стенде или ремонту, в зависимости от конструкции транспортного средства, расположения компонентов топливной аппаратуры, их доступности, экономия времени может составлять от 30% до 270% [5].

Измерительный комплекс для экспресс диагностирования выполнен по модульному принципу. Аппаратные и программные средства состоят из отдельных модулей, интегрированных в его структуру, что обеспечивает ему гибкость, уменьшает избыточность аппаратных средств, но сохраняет универсальность комплекса, так как при открытой конфигурации есть возможность наращивания аппаратно – программных средств, в зависимости от решаемых задач.

В основу комплекса положен ноутбук с программным обеспечением для записи сигналов и их математической обработки. Сигналы измеряются с помощью многоканального цифрового пишущего осциллографа, который передаёт сигналы по USB кабелю на ПК.

Отбор сигналов по принципам экспресс-диагностирования производится исходя из критериев минимальности измерений при получении максимально достоверной информации. В качестве основных задач – выявление степени неравномерности работы двигателя и причин возникновения отклонения давления топлива в гидроаккумуляторе от требуемого. В частности например возможна косвенная оценка технического состояния форсунок по дисбалансу работы цилиндров в условиях множественных факторов влияющих на процесс стабилизации мгновенной внутрицикловой частоты вращения коленчатого вала [4].

На процесс неравномерности работы двигателя влияют:

1). Неисправности в механической части;

2). Несбалансированность сил инерции при такой конструкции коленчатого вала и порядка работы цилиндров;

3). Технические неисправности форсунок;

4). Программная несогласованность форсунок и блока управления двигателем;

5). Колебания давления в рампе вызванные неисправностью одного из плунжеров ТНВД (в результате чего все форсунки впрыскивают с разными давлениями – на пике и спаде топливной волны в рампе);

На основании всего вышесказанного все измеряемые сигналы необходимо разделить на несколько групп:

1). Сигналы синхронизации – задача определить ПРЦР на осциллограмме, и ВМТ каждого цилиндра.

2). Сигналы для косвенной оценки механической части двигателя;

3). Сигналы для косвенной оценки топливной аппаратуры с возможностью разделения на учёт влияния её отдельных компонентов;

4). Влияние коррекции со стороны алгоритмов ЭБУ [4].

Таблица 1. Выбор диагностических параметров

Задача	Сигнал	Информация
Синхронизация процессов при анализе осциллограмм	Датчик положения коленчатого вала	Угловое положение коленчатого вала, угловая скорость и угловое ускорение от срабатывания каждого цилиндра
	Датчик положения распределительного вала	Начало отсчёта, определение расчётной ВМТ первого цилиндра и ВМТ остальных цилиндров по ПРЦР.
Состояние топливной аппаратуры	Датчик давления топлива	Среднее давление топлива. Колебания давления, вызванные работой плунжеров ТНВД, колебания давления, вызванные впрыскиванием топлива.
Синхронизация и коррекция вводимая ЭБУ	Импульс тока – управляющий форсункой	Длительность основного и пилотного впрыскиваний топлива. Число впрысков. Момент впрыскивания. Угол опережения впрыска.

Для проведения анализа исправности топливной аппаратуры, участвовавшей в эксперименте, была произведена запись сигнала датчика давления топлива. Как показано в предыдущем разделе датчик давления топлива расположен только в одной из двух топливных рамп и поэтому лучше фиксирует без запаздывания сигнал давления от 4х ч форсунок четных цилиндров.

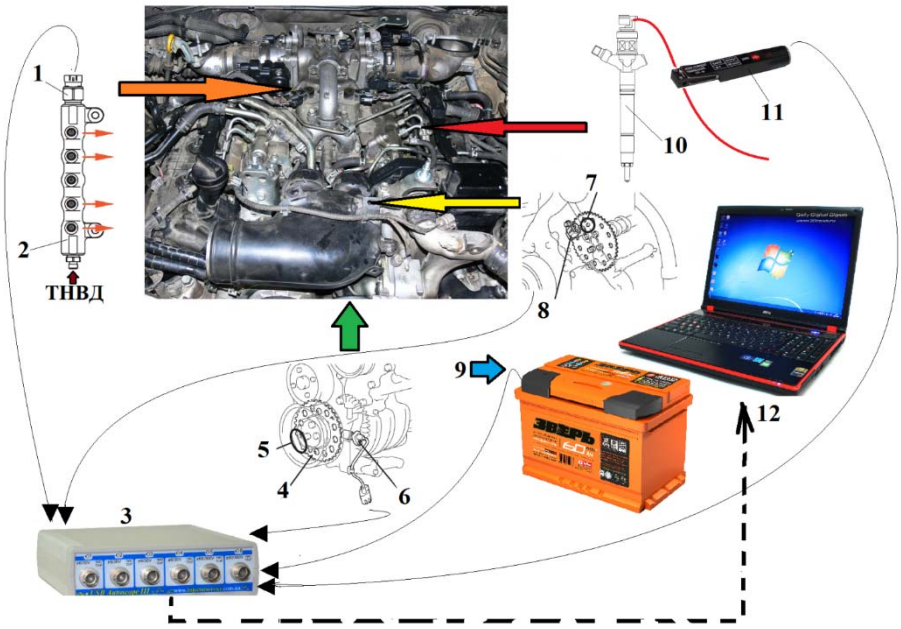


Рисунок 1. Подключение измерительной аппаратуры:1 – датчик давления топлива; 2 – топливная рампа; 3 – цифровой осциллограф; 4 – зубчатый диск коленчатого вала; 5 – пропуск двух зубов; 6 – датчик положения коленчатого вала; 7 – задающий диск датчика распределительного вала; 8 – датчик положения распределительного вала; 9 – измерение падения напряжения на клеммах аккумулятора; 10 – электрогидравлическая форсунка; 11 – токовые клещи; 12– ноутбук

Как видно из рисунка 2 с помощью параллельного синхронного измерения 4х сигналов можно достаточно точно понимать что конкретно влияет на неравномерность работы двигателя вдобавок помимо измерения сигналов на работающем двигателе но имеющим неисправности производились измерения сигнала при принудительном отключении каждого из цилиндров, при этом оценивалось как изменение частоты вращения двигателя так и уровня давления в топливной рампе. При анализе сигнала датчика давления на рисунке 2 можно выделить несколько наложенных друг на друга колебаний давления. В первую очередь это 8–10 МПа колебания, медленные протяженностью три четверти одного рабочего цикла двигателя [2]. Во вторую очередь это ступенчатое резкое падение давления при открытии каждый из форсунок. Происходит 8 провалов давления за один рабочий цикл двигателя. Также можно заметить высокочастотную составляющую дающую пять шесть колебаний давления за период между срабатыванием форсунок. Эти волновые процессы связаны с отражением волн давлений и волновыми процессами в топливной трубке, объединяющей левый и правый гидроаккумулятор [3]. Если для начала рассмотреть относительно медленные колебания вызванные работой топливного насоса высокого давления, то можно обратить внимание на то, что они идут крайне неравномерно, асинхронно относительно других сигналов в частности датчика положения коленчатого вала и также их амплитуда очень велика - до 10 МПа [2,6]. Поскольку колебательный процесс не синхронно и постоянно смещается относительно отметок положения коленчатого и распределительного валов то на рисунке 2 показано две попытки синхронизировать данный колебательный процесс с первым и вторым - следующим за ним рабочими циклами двигателя. Топливный насос высокого давления имеет только три

плунжера которые работают не синхронно с коленчатым валом двигателя. Из рисунка 2 можно сделать вывод, что один из плунжеров не срабатывает, значит имеет место повреждение клапанной группы в ТНВД над этим плунжером. На рисунке 2 стрелочками показаны сильные скачки давления при срабатывании 1го и 3го плунжеров ТНВД.

Если срабатывания форсунки совпадает с процессом увеличение давления топлива в рампе то более сильный импульс давления поглощает провал давления, который меньше него примерно в 10…15 раз по амплитуде поэтому провалы давления от форсунок попавших в первом цикле на импульс давления оценивать невозможно. На рисунке они показаны стрелочками B и D соответственно для форсунки 2 и 8 цилиндров в первом цикле. Но поскольку происходит не синхронное смещение колебательного процесса в топливной рампе относительно датчика коленчатого вала и форсунок, то уже на следующем цикле на импульс давления попадает срабатывании 5й форсунки. А уже срабатывания восьмой и второй форсунок делает стабильное ступенчатое снижение давления хорошо различимым.

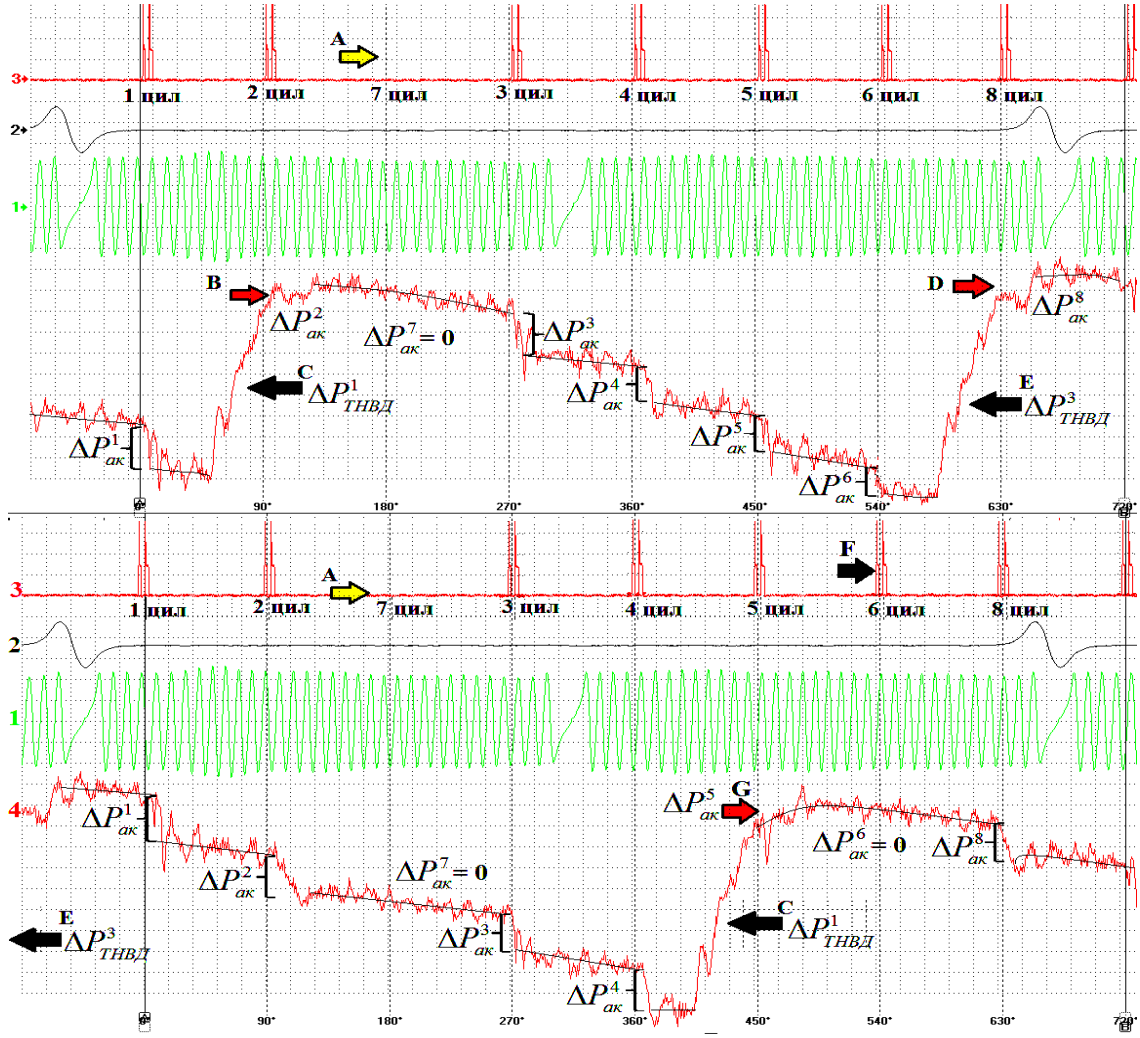


Рисунок 2. Колебательный процесс в топливной рампе за два цикла: A – отсутствие сигнала форсунки 7-го цилиндра; B – погашенный провал давления форсунки второго цилиндра попавший на пик скачка давления; C – скачок давления от первого плунжера; D – погашенный провал давления форсунки восьмого цилиндра; E – скачок давления от третьего плунжера; F – импульс тока 6-й форсунки; G – погашенный провал давления форсунки пятого цилиндра. 1 – сигнал датчика коленчатого вала; 2 – сигнал датчика распределительного вала; 3 – токовый импульс на форсунку; 4 – сигнал датчика давления топлива

Пятая форсунка, которая различима плохо, была уже оценен в предыдущем первом цикле работы, то есть получается что из–за наложения колебаний форсунок и работы ТНВД оценку по колебаниям технического состояния форсунок нужно производить не за один рабочий цикл за два соседних с учетом смещения срабатывания ТНВД.

Различить провал давления от основного и предварительных впрыскиваний топлива затруднительно. В данном случае на осциллограмме видна только одна общая для всех ступенька провала. Высокочастотный колебательный процесс, не несущий положительный информацией, но имеющие место на осциллограмме легко усреднить, находя среднее арифметическое значение давления не за один рабочий цикл, а участками за периоды между срабатыванием и каждой форсунки. По разнице давлений на этих периодах между срабатыванием мы можем определить какая форсунка впрыскивает больше топлива или меньше. Большие провалы будет соответствовать большим впрыскиваниям, меньшие соответственно меньшим цикловым подачам.

Именно на этом этапе и лежит предлагаемая в этой работе в том числе возможность разделять влияние на неравномерность работы топливной аппаратуры и механической части. Большие провалы давления говорят о большем поступлении топлива в данный цилиндр. Если большее количество топлива согласуется еще и с меньшей угловой скоростью вращения коленчатого вала при срабатывании именно этого цилиндра, то это означает о проблемах исключительно в механической части. При том что электронный блок управления пытается компенсировать проблему за счет избыточного подавания топлива. Если же соответсвует меньшей скорости то это говорит о том, что цилиндр работает хуже, из–за нехватки топлива. Опять же, если меньшая подача вызвана более коротким импульсом управления на форсунку, то это говорит о неправильно вводимой коррекции. Если же маленький провал давления совпадает с большой длительностью управляющего импульса, то это говорит о неисправности самой топливной форсунки например, в частности, загрязнённости. На рисунке 5 стрелочкой показан момент несрабатывания 7-го цилиндра. В данном случае, как можно заметить на осциллограмме управляющих импульсов нет, соответственно по датчику давления нет ступеньки провала давления в этот момент. То есть форсунка не работает потому что обесточена. Совершенно другая ситуация показана стрелочкой F для 6го цилиндра. Управляющий импульс который должен открывать форсунку - подается на неё электронным блоком управления, как мы видим по осциллограмме силы тока в цепи электромагнита форсунки. Однако с другой стороны на кривой давления топлива в этот момент никакого провала нет. Что говорит о том что форсунка не открылась несмотря на полученную команду так же видно что данная проблема наблюдается не каждый рабочий цикл двигателя. В предыдущем цикле при получении импульса 6я форсунка сработала. Как оказалось в последующем у неё происходили периодические заклинивания штока поршня-мультипликатора и даже при наличии управления в нужный момент форсунка могла не открывается но если открывалась то подавала вполне адекватную для данного режима порчи топлива. Сопоставляя величину ступенек провалов по давлению между форсунками с 1й по 8ю можно также выявить форсунки подающие больше либо меньше топлива, и как было сказано выше параллельное измерение длительности управляющих сигналов позволит определить какая коррекция вводится для каждого цилиндра и как реально на изменение длительности реагирует конкретная форсунка.

Также зная размерную сетку по градусам коленчатого вала, наносимую на записанные осциллограммы и порядок работы цилиндров можно примерно посчитать угол опережения впрыска для каждого из них а также изменение этого угла на переходном режиме двигателя, например при резком ускорении с холостого хода до максимальных оборотов.

Выводы. В работе приведены результаты экспериментальных и теоретических исследований гидравлических процессов в системе аккумуляторной топливоподачи (Common Rail) при диагностировании транспортного средства на холостом ходу и в

процессе разгона. Цель работы – оценка эффективности предлагаемой методики диагностирования как с точки зрения сокращения времени поиска неисправности, так и с точки зрения повышения достоверности локализации неисправности. Особенность представленного подхода заключается в том, что он использует анализ колебаний давления топлива в гидроаккумуляторе высокого давления, синхронно с анализом частоты вращения коленчатого вала двигателя и управляющими сигналами на электромагниты (или пъезоэлементы) форсунок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Волков В.П. Особливості моніторингу і визначення статусу несправностей транспортного засобу у складі бортового інформаційно-діагностичного комплексу / В.П. Волков, І.В. Грицук, А.П. Комов, Ю.В. Волков // Вісник Національного транспортного університету. – 2014. – Вип. 30. – С. 51–62.

2. Врублевский А.Н. Особенности математического моделирования гидромеханических процессов ЭГФ / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк, А.В. Денисов, Г.А. Щербаков // Двигатели внутреннего сгорания. ХПИ. Сб. науч.тр. – Х., 2007. –Вып 1. – с.44 – 52.

3. Губертус Гюнтер. Диагностика дизельных двигателей. Серия «автомеханик»./ Губертус Гюнтер. [пер.с нем.] – М.: ЗАО «КЖИ За рулём», 2004. – 176 с.

4. Зенкин Е. Ю. Метод определения неравномерности срабатывания цилиндров дизеля в условиях электронной компенсации частоты вращения / Е. Ю. Зенкин // Автомобильный транспорт. - 2008. - Вып. 22. - С. 102-108.

5. Зенкин Е. Ю. Разработка метода ускоренного диагностирования автомобильных дизелей с аккумуляторными системами топливоподачи [Текст] : дис.канд. техн. наук : 05.22.20 / Зенкин Евгений Юрьевич ; Харьк. нац. автомобил.-дорож. ун-т. - Х., 2010. -180 с.

6. Пойда А.Н. Анализ технического состояния топливной аппаратуры на основе колебаний давления топлива в гидроаккумуляторе / А.Н. Пойда, Е.Ю. Зенкин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1 – С. 112-118.

ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ НЕСИММЕТРИИ ТРЁХФАЗНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Зиновченко А. Н., Гаркуша Г.Г., Сагиров И.В.
Азовский морской институт
Национального университета «Одесская морская академия» (Украина)

Из-за несимметрии трехфазных напряжений в промышленных распределительных сетях, в том числе портовых и судовых [1, 2], при однофазной нагрузке достаточной мощности происходит потеря энергии в электрооборудовании.

Актуальность исследований: Для эффективной борьбы с несимметрией напряжений необходимы достаточно точные приборы контроля её параметров. Как было показано в работе [3], расчётный метод определения параметров несимметрии по результатам измерения линейных или фазных напряжений не обладает достаточной точностью. В работе [4] предложено оценивать уровень симметричных составляющих по выходному напряжению многофазного выпрямителя МВ, питающегося от преобразователя числа фаз ПЧФ (рис.1). Последний преобразует исследуемую трёхфазную систему напряжений в многофазную. При этом важно, чтобы сам ПЧФ не вносил свою несимметрию в исследуемую систему напряжений. Поэтому в работе [5] предложено выполнять его в виде резисторных делителей напряжения. В отличие от трансформаторного, резисторный ПЧФ характеризуется высокой точностью, небольшими габаритами и незначительными потерями энергии.

Выходное напряжение выпрямителя u несёт информацию о симметричных составляющих. Поэтому представляет практический интерес оценка при достоверности этой информации.

Постановка задачи: К параметрам несимметрии линейных напряжений относят уровень напряжения прямой последовательности (U_1), уровень напряжения обратной последовательности (U_2), аргумент напряжения обратной последовательности (α), т.е. его фазовый сдвиг по отношению к напряжению прямой последовательности (например, в для линейного напряжения АВ) [2]. На основании этих данных оценивают коэффициент несимметрии по отношению к линейному номинальному напряжению сети U_H :

$$\varepsilon = \frac{U_2}{U_H}. \tag{1}$$

Поскольку на практике уровень несимметрии невелик, то с высокой точностью его можно оценивать по отношению к напряжению прямой последовательности :

$$\varepsilon = \frac{U_2}{U_1}. \tag{2}$$

Для эффективной борьбы с несимметрией напряжений необходимы достаточно точные приборы контроля её параметров. Как было показано в работе [3], расчётный метод определения параметров несимметрии по результатам измерения линейных или фазных напряжений не обладает достаточной точностью. В работе [4] предложено оценивать уровень симметричных составляющих по выходному напряжению многофазного выпрямителя МВ, питающегося от преобразователя числа фаз ПЧФ (рис.1). Последний преобразует исследуемую трёхфазную систему напряжений в многофазную. При этом важно, чтобы сам ПЧФ не вносил свою несимметрию в исследуемую систему напряжений. Поэтому в работе [5] предложено выполнять его в виде резисторных делителей напряжения.

В отличие от трансформаторного, резисторный ПЧФ характеризуется высокой точностью, небольшими габаритами и незначительными потерями энергии.

Выходное напряжение выпрямителя u несёт информацию о симметричных составляющих. Поэтому представляет практический интерес оценка при достоверности этой информации.

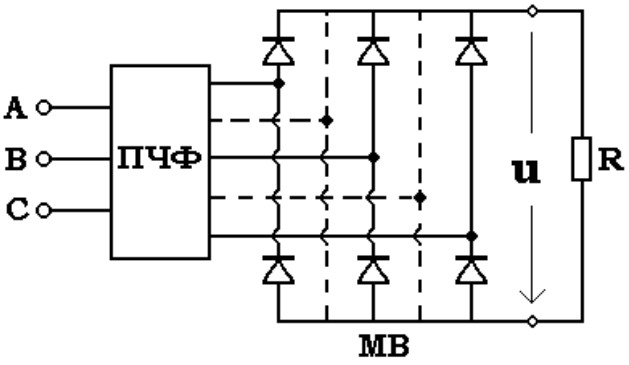


Рисунок 1. Многофазный выпрямитель

Погрешность будет тем ниже, чем больше число фаз выпрямителя и чем больше величина сопротивления нагрузки R. Поэтому принимается допущение, что число фаз выпрямителя стремится к бесконечности и сопротивление нагрузки значительно превышает внутреннее сопротивление ПЧФ.

Для анализа выходного напряжения выпрямителя заменяем многофазную систему напряжений на выходе ПЧФ одним вращающимся вектором. Для этого целесообразно представить m-фазную симметричную систему синусоидальных напряжений одним вращающимся вектором в системе m осей [2]. Проекция вращающегося вектора на любую из осей равна мгновенному значению напряжения фазы рассматриваемой оси. Несимметричная система напряжений может быть представлена двумя вращающимися в противоположные стороны векторами. При этом модуль одного из них равен в масштабе амплитуде напряжения прямой последовательности, а модуль второго – амплитуде напряжения обратной последовательности (рис. 2). Правомерность такого перехода доказывается тем, что в любой момент времени мгновенные значения напряжений фаз в обеих системах координат равны.

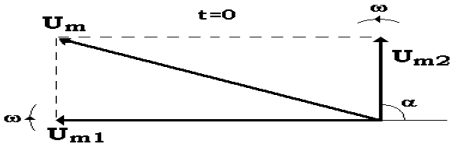


Рисунок 2. Система

Оба вращающихся вектора могут быть заменены одним результирующим вектором, модуль которого находится по правилу суммирования векторов с учётом связи между ними из выражения (2):

$$U_m = U_{m1}\sqrt{1+\varepsilon^2-2\varepsilon\cdot Cos(2\omega t+\alpha)}\,. \qquad (3)$$

Многофазная система напряжений подаётся на многофазный выпрямитель (рис.1) и при бесконечном числе фаз потенциал верхней точки нагрузки R будет равен наибольшему потенциалу из потенциалов всех фаз, а потенциал нижней точки – наименьшему. Следовательно, выходное напряжение МВ практически равно модулю результирующего вращающегося вектора с учётом коэффициента пропорциональности К, учитывающего трансформацию симметричных составляющих в ПЧФ :

$$u = KU_{m1}\sqrt{1+\varepsilon^2-2\varepsilon\cdot Cos(2\omega t+\alpha)}\,. \qquad (4)$$

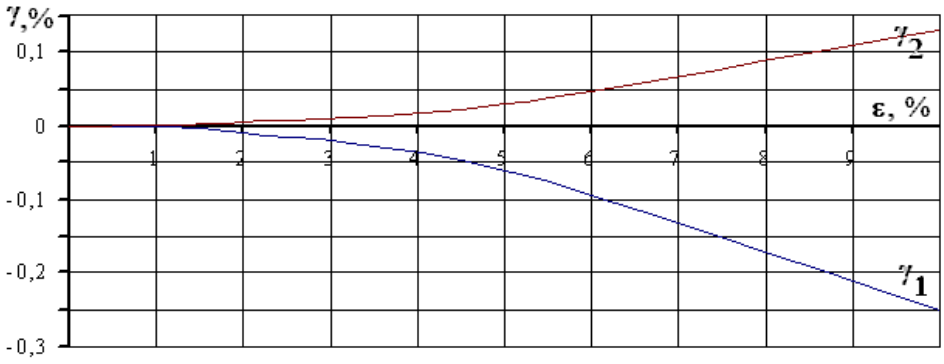


Рисунок 3. Методические погрешности измерения симметричных составляющих методом многофазного выпрямления

Используя преобразование Фурье, определяем первые пять составляющих выходного от напряжения (погрешность преобразования не превышает 0,02 %):

$$u = KU_{m1}\left[\sqrt{1+\varepsilon^2}\left(1-\frac{\varepsilon^2}{4\left(1+\varepsilon^2\right)^2}-\frac{0{,}1765\varepsilon^4}{\left(1+\varepsilon^2\right)^4}\right)-\frac{\varepsilon}{\sqrt{1+\varepsilon^2}}\cdot\left(1+\frac{0{,}375\varepsilon^2}{\left(1+\varepsilon^2\right)^2}\right)\cdot Cos(2\omega t+\alpha)-\right.$$

$$-\frac{\varepsilon^2}{\sqrt{\left(1+\varepsilon^2\right)^3}}\cdot\left(0{,}25+\frac{0{,}2353\varepsilon^2}{\left(1+\varepsilon^2\right)^2}\right)\cdot Cos(4\omega t+2\alpha)-\frac{\varepsilon^3}{8\left(1+\varepsilon^2\right)^3}\cdot Cos(6\omega t+3\alpha)-$$

$$\left.-\frac{0{,}0588\varepsilon^4}{\left(1+\varepsilon^2\right)^4}\cdot Cos(8\omega t+4\alpha)\right]. \qquad (5)$$

Анализ полученного выражения показывает, что постоянная составляющая выходного напряжения МВ пропорциональна напряжению прямой последовательности с относительной погрешностью :

$$\gamma_1=\left[1-\sqrt{1+\varepsilon^2}\left(1-\frac{\varepsilon^2}{4\left(1+\varepsilon^2\right)^2}-\frac{0{,}1765\varepsilon^4}{\left(1+\varepsilon^2\right)^4}\right)\right]\cdot 100\%, \qquad (6)$$

а уровень гармоники частоты 2ω пропорционален напряжению обратной последовательности с относительной погрешностью :

$$\gamma_2=\left[1-\frac{1}{\sqrt{1+\varepsilon^2}}\cdot\left(1+\frac{0{,}375\varepsilon^2}{\left(1+\varepsilon^2\right)^2}\right)\right]\cdot 100\%. \qquad (7)$$

Зависимость этих методических погрешностей от уровня несимметрии напряжений приведена на рис.3. На практике несимметрия напряжений редко превышает 5% и для этого уровня методические погрешности ($\gamma_1 = -0{,}06$ % и $\gamma_2 = 0{,}03$ %) вполне приемлемы для практического использования этого метода.

Для полной картины необходимо оценить влияние несинусоидальности трёхфазной системы напряжений. Это исследовано в работе [4] , однако рассмотрено влияние каждой из гармоник в отдельности, но не учтено результирующее воздействие всего спектра. Последнее является важным обстоятельством, так как система ПЧФ-МВ в целом нелинейная и принцип суперпозиции здесь не применим.

Для анализа целесообразно воспользоваться приёмом, применённым ранее, – представить m-фазную симметричную систему напряжений ν-той

гармоники вектором, вращающимся со скоростью νω в системе m осей. Выходное напряжение МВ, как было показано ранее, будет пропорционально модулю результирующего вращающегося вектора несинусоидальной несимметричной системы напряжений.

Представляя каждый вектор ортогональными составляющими и используя коэффициент каждой гармоник $\xi = U_\nu/U_1$, получаем выражение для выходного напряжения МВ :

$$u = KU_{m1}\sqrt{\left[\sum_{\substack{\nu=-\infty \\ \nu\neq 0}}^{\infty}\xi_\nu Cos(\nu\omega t)\right]^2 + \left[\sum_{\substack{\nu=-\infty \\ \nu\neq 0}}^{\infty}\xi_\nu Sin(\nu\omega t)\right]^2}, \qquad (8)$$

где знак при номере гармоники ν указывает на порядок следования фаз этой гармоники : «плюс» - прямой, «минус» - обратный.

Возведение рядов в квадрат, группировка членов и разложение в биноминальный ряд позволяют получить выходное напряжение МВ в виде суммы гармонических составляющих, выражение для которого в силу его громоздкости здесь не приводится. Анализ его показывает, что несинусоидальность трёхфазной системы напряжений сказывается на точность преобразования симметричной составляющей обратной последовательности двояко. Во-первых, за счёт изменения коэффициента при второй гармонике, несущей информацию о ней. Эта составляющая погрешности невелика и при 5% несинусоидальности не превышает 0,2% :

$$\beta_2 = \left(1 - \frac{\sqrt{1+\varepsilon^2+\xi_\Sigma^2}}{\sqrt{1+\varepsilon^2}}\right)\cdot 100\% \approx -\frac{\xi_\Sigma^2}{2}\cdot 100\%, \qquad (9)$$

где $\xi_\Sigma = \sqrt{\sum_{n=-\infty}^{\infty}\xi_n^2}$ – общий коэффициент несинусоидальности.

Во-вторых, за счёт появления дополнительной второй гармоники – помехи :

$$\Delta U_2 = KU_{m1}\left[\xi_3 Cos(2\omega t + \Psi_3) + \frac{\sum_{\nu=-\infty}^{\infty}\xi_\nu\xi_{\nu\pm 2}Cos(\pm 2\omega t + \Psi_{\nu\pm 2} - \Psi_\nu)}{2} - \right.$$

$$\left. - \frac{\xi_2^2 Cos(2\omega t + 2\Psi_2) - \sum_{\substack{i=-\infty \\ k=-i;4-i}}^{\infty}\xi_i\xi_k Cos(\pm 2\omega t - \Psi_i - \Psi_k)}{4}\right]. \qquad (10)$$

Наибольшее влияние на точность оказывает третья гармоника прямой последовательности. В симметричном режиме третья гармоника имеет нулевую последовательность, однако при несимметрии напряжений основной частоты высшие гармоники могут характеризоваться значительными несимметриями. Меньшее влияние

оказывают : вторая гармоника, несимметрия любой из гармоник (k = –i), совместное действие гармоник ν и ν±2, а также k и 4–k и т.д.

Несинусоидальность трёхфазной системы напряжений влияет и на точность преобразования прямой последовательности. Так, постоянная составляющая выходного напряжения МВ (8) после разложения в биноминальный ряд и преобразований определяется выражением :

$$u_0 \approx KU_{m1}\left(1 + 0{,}25\varepsilon^2 + 0{,}25\xi_\Sigma^2\right), \tag{11}$$

откуда погрешность преобразования прямой последовательности :

$$\beta_1 = \frac{\xi_\Sigma^2}{4} \cdot 100\%. \tag{12}$$

Она не зависит от состава спектра высших гармоник и в целом незначительна, например, при несинусоидальности напряжений в пределах нормы (5 %) погрешность не превышает 0,07 %.

Результаты исследований:

1. Показана погрешность измерения симметричных составляющих трёхфазной системы напряжений. Доказано, что эти погрешности не превышают 0,06 % при уровне несимметрии 5 % .

2. Дан анализ влияния несинусоидальности исследумых напряжений на точность измерения. Показано, что если уровень несинусоидальности не превышает нормированного значения 5 %, обусловленная ею погрешность не превышает 0,2 %. Однако, могут быть неблагоприятные составы гармонического спектра, когда появляется ложная вторая гармоника (помеха). Она может значительно влиять на результат измерения.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Притужалов В.Я. Колебания напряжения в сетях, питающих электродвигатели портальных кранов / В.Я. Притужалов, А.Н. Зиновченко, А.В. Штепа, А.С. Шашкин // Морской транспорт. Сер.Морские порты.- М. В/О «Мортехинформреклама», 1985. - № 17. - С. 20-22.

2. Зевеке Г.В. Основы теории цепей / Г.В. Зевеке, П.А. Ионкин, А.И. Нетушил, С.В. Страхов. – М.: Энергия, 1975. – 752 с.

3. Зиновченко А.Н. Оценка косвенного измерения несимметрии напряжений в трёхфазных портовых и судовых сетях / А.Н. Зиновченко // Сучасні тенденції морської освіти в умовах трансформації морегосподарського комплексу України : матеріали міжнародної науково-технічної конференції 30 травня 2014 р. – Мариуполь : АМИ ОНМА, 2014. – С. 47 – 51.

4. Будённый В.Ф. Измеритель несимметрии трёхфазных напряжений ИНН-2 / В.Ф. Будённый, В.А. Витковский, А.Д. Музыченко // Проблемы технической электродинамики – Киев : Наукова думка, 1977. – вып.62. – С. 80 – 83.

5. Жежеленко И.В. Вопросы контроля и управления несимметричными режимами в трёхфазных электрических сетях / И.В. Жежеленко, В.С. Зайцев, А.Н. Зиновченко // Энергетика – Минск : Известия высших учебных заведений, 1985. – №10. – С. 7 – 10.

ВПРОВАДЖЕННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ МЕТОДІВ ПРОГРІВУ ТЕПЛОВОЗІВ, ЯКІ ЗНАХОДЯТЬСЯ В «ГАРЯЧОМУ» РЕЗЕРВІ

Каграманян А.О., Онищенко А.В.
Український державний університет залізничного транспорту (Україна)

Вступ. Швидкий розвиток автомобільного, залізничного, морського транспорту та авіації, де в якості палива в основному використовують продукти нафтопереробки (бензин, дизельне паливо, гас), призвів до великого споживання нафти[1]. Транспорт належить до головних забруднювачів атмосферного повітря, водоймищ і ґрунтів. Відбувається деградація екосистем під впливом транспортних забруднень, особливо інтенсивно на урбанізованих територіях. Вихлопні гази автомобілів містять більш ніж 200 хімічних сполук-продуктів згорання палива, більшість з яких токсичні. Починаючи з 70 років двадцятого сторіччя й донині нераціональне використання природних ресурсів привело до все зростаючої енергетичної кризи. У наш час проблеми енергозбереження та забруднення навколишнього середовища є актуальними для всіх країн світу.

Дизельний тяговий рухомий склад залізничного транспорту, який є одним з основних споживачів світлих нафтопродуктів, потребує постійного впровадження енергозберігаючих технологій. Для цього необхідно об'єктивно оцінювати паливну економічність силових установок тепловозів та дизель-поїздів.

При експлуатації тепловоза можна виділити три складових, які впливають на витрату палива:

- робота двигуна при роботі тепловоза на режимі тяги;
- робота двигуна при реостатних випробуваннях після планових ремонтів і технічного обслуговування;
- робота тепловозного дизеля на режимі прогріву, який перебуває в «гарячому» резерві[2].

Перші два пункти відносяться до тих, де заходи щодо енергозбереження необхідно враховувати або на стадії проектування тепловозного дизеля, або при проведенні випробувань як виробничих, так і реостатних після ремонту.

Що стосується третього пункту, то статистичні дані по локомотивному господарству України показують, що тривалість роботи у режимі «гарячого» резерву становить до 21% від загальної тривалості роботи тепловозного дизеля. На Україні майже повсюдно практикується прогрів тепловозів методом самопрогріву за рахунок працюючого на холостому ходу тепловозного дизеля. Тому економія дизельного палива енергетичними установками дизелів в режимі «гарячого» резерву дає значний економічний ефект.

Одним з напрямків підвищення паливної економічності, поліпшення екологічних показників та зменшення виробітки моторесурсу тепловозних дизелів полягає в скороченні непродуктивної роботи їх в режимі само прогріву за рахунок застосування альтернативних енергозберігаючих технологій.

Актуальність досліджень. Працюючи на нульовій позиції, у режимах «гарячого» резерву й при стоянках у заборонних сигналів, дизеля споживають від 10% до 16% загальної експлуатаційної витрати палива. У зимовий період тривалість роботи дизеля на холостому ході й малих навантаженнях зростає на 10%...15% в основному за рахунок роботи дизеля при стоянках у режимах «гарячого» прогріву. Але тут треба зауважити, що навіть при відстої тепловозів в «гарячому» резерві в опалювальних стійлах прогрів все одно присутній. Так як там підтримується температура на рівні +14º +16ºС. Прийом же навантаження двигуну згідно технічним вимогам заводу виробника допускається робити тільки при температурах води та масла в системах рівних +40ºС. Як показала практика цей метод дуже не ефективний як з економічної так і з екологічної точки зору. При цьому зменшується моторесурс дизеля, час між капітальними ремонтами, а також значно погіршується екологічна ситуація в місцях відстою тепловозів[3].

В наш час існує багато різноманітних розробок та методів прогріву тепловозів, але не знайшли широкого застосування на дизельному рухомому складі Укрзалізниці так як мають ряд технологічних та економічних недоліків. Застосування альтернативних джерел прогріву актуально, як при модернізації вже працюючого дизельного парку Укрзалізниці так і при розробці та виробництві нового.

У рамках виконання рішень Укрзалізниці по впровадженню сучасних енергозберігаючих систем на залізничному транспорті в локомотивних депо почато модернізацію тепловозів по встановленню приладів, принцип яких засновано на використанні альтернативних джерел енергії. Різноманітність конструктивних та технічних рішень дозволяє зробити вибір оптимального методу чи конструкції, які б дозволили не тільки значно зменшити використання енергоносіїв тепловозних дизелів, а також повністю виключити викиди забруднюючих речовин до навколишнього середовища.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є запровадження прогріву тепловозів, які знаходяться в «гарячому» резерві за допомогою теплоти фазових переходів хімічних речовин (відомого фізичного принципу переходу речовини з одного агрегатного стану в інший) - одним словом акумуляторів теплоти.

Реалізація цієї мети потребує постановки та вирішення таких основних задач:

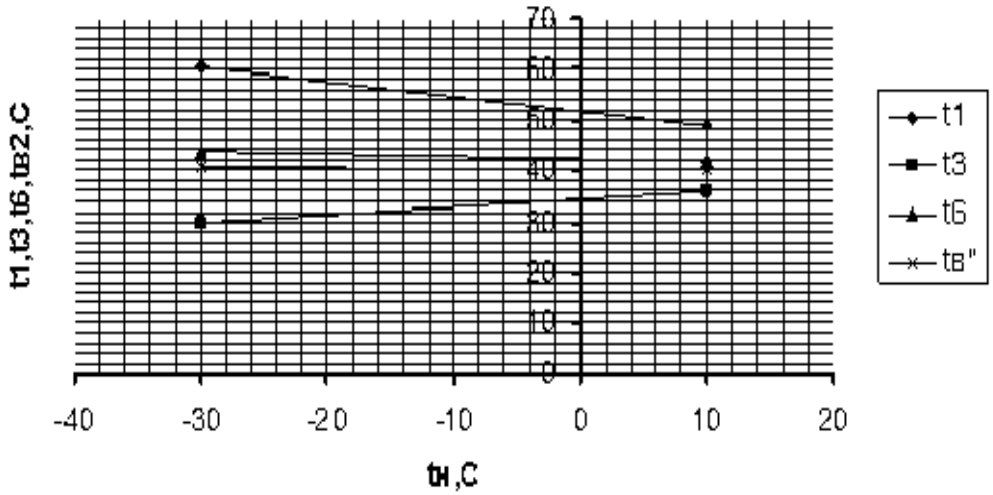
- визначення необхідності повсюдного застосування технологій прогріву тепловозів, які знаходяться в «гарячому» резерві по залізницям України;
- проведення аналізу існуючих методів та технологій прогріву силових установок тепловозів;
- дослідження впливу температури зовнішнього повітря на температурний режим системи охолодження та змащення тепловозного дизеля та тепловтрати секції тепловоза;
- визначення ефективної технології прогріву тепловозних дизелів та способів її реалізації;
- обґрунтування економічної доцільності впровадження запропонованого методу прогріву на залізницях України.

Результати досліджень. Наукова новизна отриманих результатів полягає в вирішенні наукової задачі – оптимізації методу прогріву тепловозів за рахунок впровадження альтернативних методів прогріву заснованих на використанні акумуляторів теплоти, що дозволить поліпшити економічні та екологічні показники.

В роботі отримані наступні наукові результати:

- науково доведено необхідність прогріву тепловозів, які знаходяться в «гарячому» резерві;
- розроблена методика розрахункового визначення кількості теплоти, яка необхідна для обігріву теплосилової установки секції тепловозу при відстої в «гарячому» резерві;
- розроблена методика визначення тепловтрат секції тепловозу та побудована залежність їх від температури навколишнього середовища (рис. 1, 2);

Розроблена конструкція акумулятора теплоти на гідроксиді барію ($Ba(OH)\cdot 8H_2O$) - пристрою, який заряджається теплотою за час роботи двигуна внутрішнього згоряння під навантаженням: при виконанні тепловозом будь-яких маневрових або інших робіт (рис. 3). Накопичена акумулятором теплота використовується на прогрів тепловозів, які знаходяться у «гарячому» резерві без залучення роботи на холостому ході тепловозного дизеля.

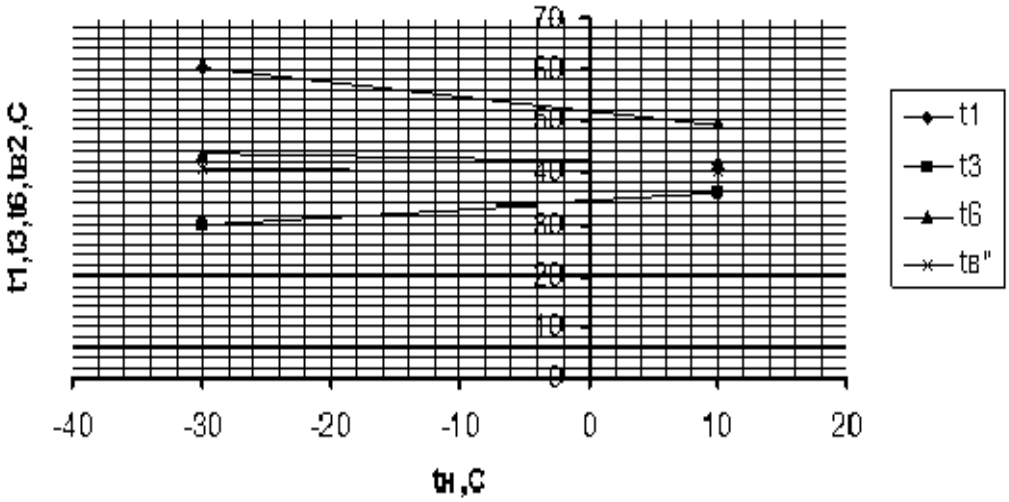


t_1 – температура теплоносія на вході в систему охолодження дизеля;

t_3 – температура теплоносія на виході з системи охолодження дизеля;

t_6 – температура теплоносія на виході з системи охолодження масла і наддувного повітря;

Рисунок 1. Залежності Q1,Q2,Q=f(tн) при обігріві ТСУ секції тепловоза при якісному регулюванні подачі теплоти



t_1 – температура теплоносія на вході в систему охолодження дизеля;

t_3 – температура теплоносія на виході з системи охолодження дизеля;

t_6 – температура теплоносія на виході з системи охолодження масла і наддувного повітря;

Рисунок 2. Залежності t1,t3,t6,t"в=f(tн) при обігріві ТСУ секції тепловоза при якісному регулюванні подачі теплоти

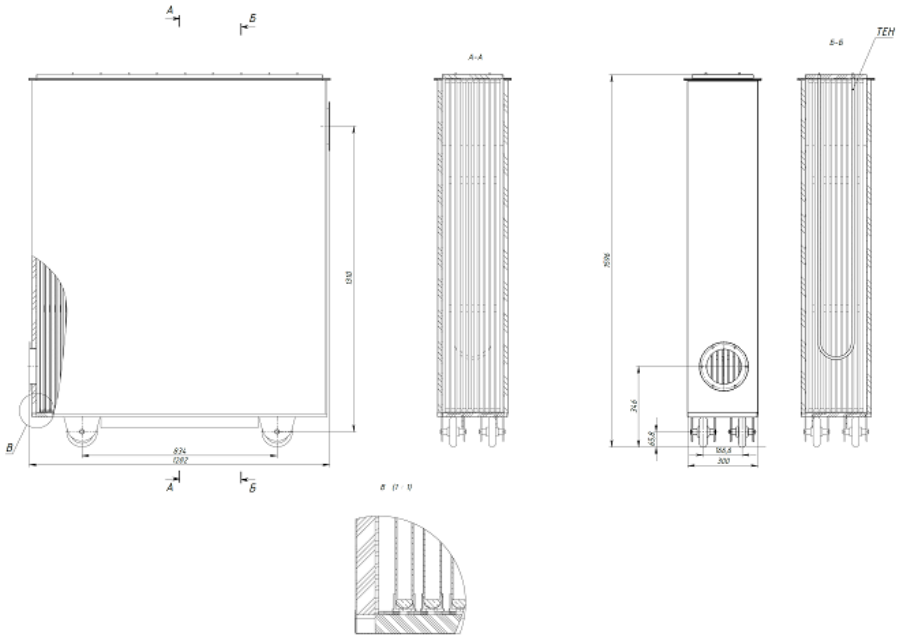


Рисунок 3. Акумулятор теплоти

Висновки. Вирішена задача оптимального вибору системи прогріву тепловозного дизеля за рахунок використання методики визначення тепловтрат секції тепловозу та запропонована конструкція акумулятора теплоти.

Розроблена методика та конструкція акумулятора теплоти рекомендовані до впровадження на Полтавському тепловозоремонтному заводі.

ЛІТЕРАТУРА

1. Хомич А. З. Эффективность и вспомогательные режимы тепловозных дизелей / А. З. Хомич. – М.: Транспорт, 1979. – 144 с.

2. Хомич А.З. Экономия топлива и теплотехническая модернизация тепловозов / А.З. Хомич, О.И. Тупицын, А.Э. Симсон. – М.: Транспорт, 1975 . – 264 с.

3. Хомич, А.З. Электропрогрев водяной системы / А.З. Хомич,. М.И. Мартышевский // Электрическая и тепловозная тяга. – 1978. – № 9. С. 30.

4. Сергиенко Н. И. Выбор и научное обоснование технико-экономических показателей тепловозных дизелей для локомотивного парка Украины : дис. канд. техн. наук / Сергиенко Н. И. – Харьков, 2000. – 194 с.

5. Дизели: Справочник /Под ред. В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, А.К. Коллерова. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.

6. Поспелова Т.Г. Основы энергосбережения / Т.Г. Поспелова. – Мн.: УП „Технопринт”, 2000. – 353 с.

7. Каграманян А.О. Критерій експлуатаційної ефективності тепловозних дизелів / А.О. Каграманян // Залізничний транспорт України. – 2005 – №5-6. С. 26 – 28.

8. Левенберг В. Д. Аккумулирование тепла / В. Д. Левенберг, М. Р. Ткач, В. А. Гольстрем - Киев: Техника, 1991. – С. 49–74.

9. Бекман Г. Тепловое аккумулирование энергии / Г. Бекман, П. Гилли – М.: Мир, 1987. – 272 с.

10. Киргинцев А. Н. Растворимость неорганических веществ в воде. Справочник / А. Н. Киргинцев, Л. Н. Трушникова, В. Г. Лаврентьева. — Л.: Химия, 1972. – 248 с.

11. Теплофизические свойства теплоаккумулирующих материалов. Кристаллогидраты / А. Г. Мозговой, Э. Э. Шпильрайн, М. А. Дибиров, М. М. Бочков, Л. Н. Левина, М. М. Кенисарин. - М.: ИВТАН АН СССР, 1990. – № 2 (82). – 105 с.

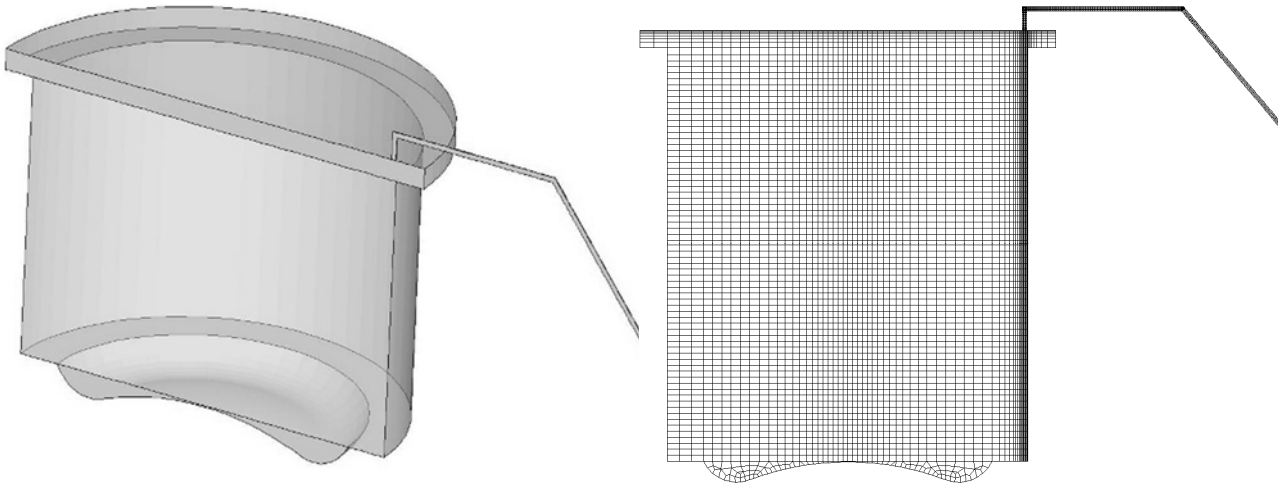
ЧИСЛОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КАНАЛУ ІНДИКАТОРНОГО КРАНА НА РЕЗУЛЬТАТИ ІНДИЦІЮВАННЯ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ

[1]Кирилаш О.І., [1]Костюк В.Є., [2]Варбанець Р.А.
[1]Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «ХАІ» (Україна)
[2]Одеський національний морський університет (Україна)

Серійні мало- і середньообертові суднові дизелі (крім MAN ME і Wartsila RT-flex), як правило, не комплектують стаціонарними системами моніторингу і вбудованими датчиками тиску газів. Для індиціювання таких дизелів переважно використовують переносні системи моніторингу. При цьому датчик тиску встановлюють на індикаторний кран (ІК), канал якого може мати значну довжину [1]. Термогазодинамічні процеси, що відбуваються в довгому неізотермічному каналі, призводять до методичних похибок у визначенні параметрів двигуна, які мають переважно акустичну природу [2]. Тому задача реконструкції неспотвореного каналом сигналу тиску газів у циліндрі є актуальною. Для цього потрібний математичний опис гідродинамічних і теплових процесів, що відбуваються в каналі ІК і надпоршневому просторі. Автори [3] досліджували процеси в каналі ІК за допомогою одновимірних математичних моделей течії ідеального газу, а [4] – течію в'язкого газу в тривимірної постановці за допомогою методів CFD (Computational Fluid Dynamics). В обох роботах канал ІК розглянуто окремо від надпоршневого простору. Рішення задачі в такий постановці потребує визначення граничних умов на вході в канал і не дозволяє врахувати складний зв'язок процесів у цих елементах. Об'єднання ж елементів у єдину систему «надпоршневий простір – канал ІК» має надати можливість моделювати методами CFD взаємодію процесів у них із високим рівнем деталізації і, відповідно, більш достовірно.

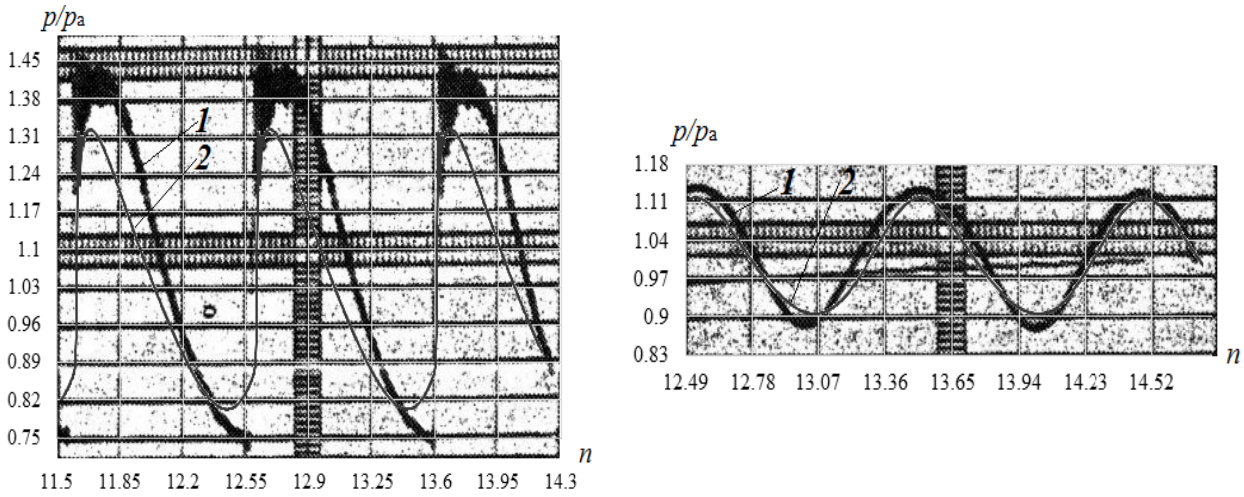
На першому етапі було досліджено вплив каналу ІК на діаграму стиснення-розширення судного дизеля 6 VDS 48/42 Al-2 при вимкненій подачі палива. Нестаціонарну стисливу ламінарну течію повітря й теплообмін моделювали системою рівнянь нерозривності і збереження імпульсу у формі Нав'є – Стокса та збереження енергії. Тривимірна розрахункова область охоплювала дзеркально симетричну половину надпоршневого простору і каналу ІК із порожниною під мембраною датчика (рис. 1, а). Для моделювання поступального руху поршня всередині циліндра використовували динамічну перебудову відповідної ділянки розрахункової сітки (рис. 1, б). При цьому кількість розрахункових комірок змінювалась від 13 тисяч при положенні поршня у верхній мертвій точці до понад 55 тисяч при положенні поршня у нижній мертвій точці. На стінках задавали граничні умови теплообміну першого роду. За начальні умови брали тиск і температуру повітря на початку стиснення. Періодичний розв'язок задачі відшукували методом контрольного об'єму.

Створену математичну модель верифіковано за результатами експериментальних досліджень повздовжніх коливань повітря у довгій закритій з одного боку трубі, які збуджує рух поршня [5]. Було виконано два розрахунки: при резонансній частоті й далеко від неї. Тиск повітря оцінювали на закритому торці труби в місці встановлення датчика. Результати числових розрахунків амплітуди й профілю хвилі порівнювали з експериментальними даними (рис. 2). З рис. 2 видно, що розрахункові криві співпадають за формою з виміряними. На дорезонансній частоті спостерігали гармонійні коливання повітря, а при резонансній – ударні хвилі. При цьому відносна різниця між розрахунковим і виміряним розмахом коливань у першому випадку склала 12,5 %, а у другому – 28 %. Результати обох розрахунків показали фазову затримку сигналу тиску в кінці труби відносно положення верхньої мертвої точки поршня.



а б

Рисунок 1. Розрахункова область (а) і розрахункова сітка при положенні поршня у нижній мертвій точці (б)



а б

Рисунок 2. Зміна виміряного (крива *1*) і розрахункового (крива *2*) тисків, віднесених до атмосферного тиску p_a, як функція кількості обертів двигуна n: а – при резонансній частоті;
б – далеко від резонансної частоти

Щоб отримати періодичний розв'язок задачі течії повітря в системі «надпоршневий простір – канал ІК», розрахунок виконували протягом восьми обертів колінчастого валу. Результати розрахунку показали нерівномірний розподіл миттєвого тиску в об'ємі розрахункової області. Для побудови індикаторних діаграм дизеля (рис. 3) визначали миттєвий середній тиск повітря в циліндрі й миттєвий тиск повітря в місці встановлення датчика. З рис. 3 видно, що в кінці каналу ІК має місце фазова затримка сигналу на 0,5° повороту колінчастого валу. Це пов'язано з розповсюдженням імпульсу тиску зі швидкістю звуку. Максимальний тиск повітря в циліндрі зсунутий відносно верхньої мертвої точки поршня та відповідає куту 178° повороту колінчастого валу внаслідок передачі теплоти до стінок циліндра. Також видно, що в кінці каналу ІК максимальний тиск на 2,5 % більший, ніж у циліндрі. Це можна пояснити тим, що, коли поршень знаходиться в районі верхньої мертвої точки, щезає причина руху газу в каналі, й кінетична енергія газу перетворюється на потенціальну, що викликає додаткове підвищення тиску на мембрані датчика.

Таким чином, результати розрахунку системи «надпоршневий простір – канал ІК» показали наявність фазової затримки сигналу й підвищення максимального тиску повітря на мембрані датчика. Установлено, що спотворення виміряного сигналу обумовлене складною взаємодією процесів течії повітря зі змінною швидкістю, викликаною пересуванням поршня, розповсюдженням з швидкістю звуку хвиль тиску й збурень від попереднього циклу, а також теплообміном.

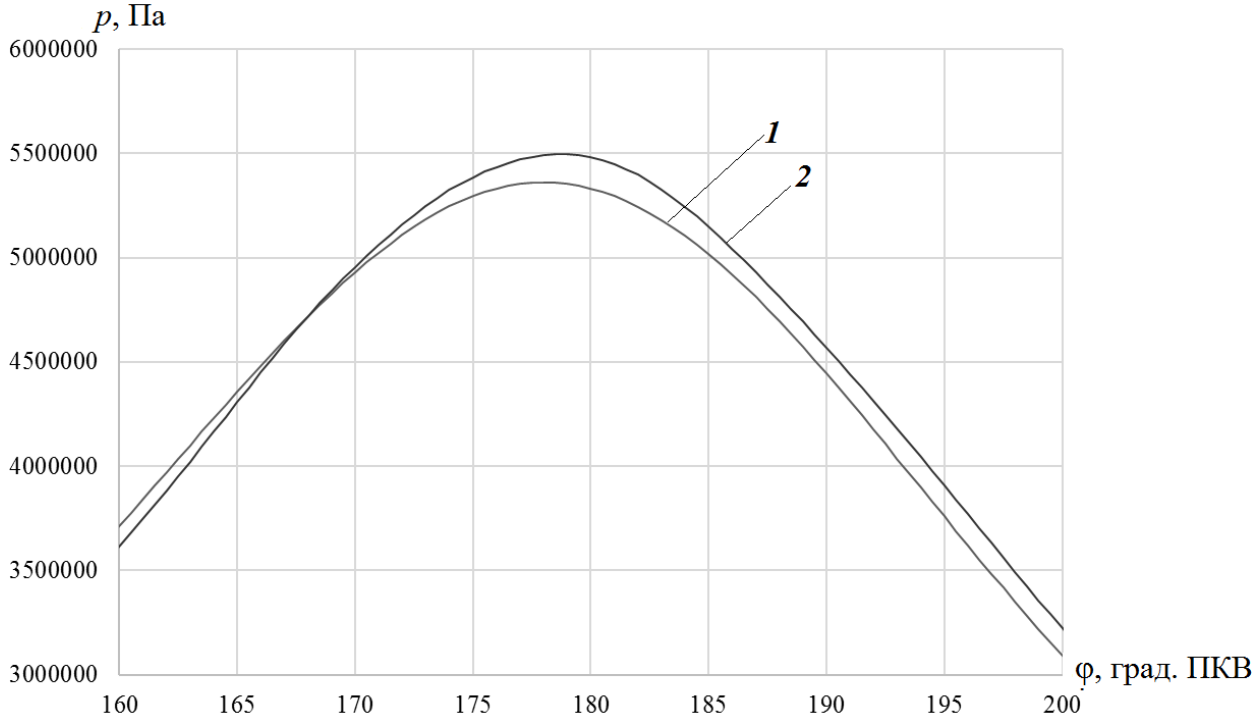


Рисунок 3. Залежності середнього тиску в циліндрі (крива *1*) й тиску на мембрані датчика (крива *2*) від кута повороту колінчастого валу

ЛІТЕРАТУРА

1. Ваншейдт, В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания / В. А. Ваншейдт. – Л. : Судостроение, 1977. – 392 с.

2. Испытания двигателей внутреннего сгорания / Б. С. Стефановский, Е. А. Скобцов, Е. К. Корси [и др.]. – М. : Машиностроение, 1972. – 368 с.

3. Malfunction diagnosis at marine diesel engines based on indicator cock pressure data / E. Oezatay, Ph. Voegelin, P. Obrecht, Ch. Onder, P. Fuchs, W. Fuchs // CIMAC Congress. – 2010. – № 166. – 22 p.

4. Turunen, R. Cylinder pressure measurement via indicating cock / R. Turunen, O. Kaario, G. Liljenfeldt // CIMAC Congress. – 2007. – № 79. – 11 p.

5. Галиев, Ш. У. О периодических ударных волнах в газе // Ш. У. Галиев, М. А. Ильгамов, А. В. Садыков // Изв. АН СССР, Механика жидкости и газа. – 1970. – № 2. – С. 57 – 66.

ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ УМЕНЬШЕНИЯ ПОГРЕШНОСТИ ДАТЧИКОВ ДАВЛЕНИЯ СЭУ

Коваленко С.И.
Национальный университет «Одесская морская академия», Дунайский институт (Украина)

Введение. Точность – очень важная характеристика любого датчика СЭУ. Когда говорят о точности датчика, чаще всего подразумевают его неточность или погрешность измерений. Под погрешностью измерений, как правило, понимают величину максимального расхождения между показаниями реального и идеального датчиков [1].

Производители интеллектуальных датчиков давления СЭУ делят погрешности на два типа: основную, которую ещё называют базовой погрешностью системы, и дополнительную. Не все производители используют определение "дополнительная погрешность", большинство называют её погрешностью из-за влияния дополнительных факторов. Датчики для измерения избыточного давления, абсолютного давления, разрежения, давления-разрежения, разности давлений, гидростатического давления (уровня) широко применяются для мониторинга различных технологических процессов, контроля и учета потребления природных ресурсов, учета энергоносителей и многих других задач охватывая диапазон давлений от 50 Па до 250 МПа [1].

Актуальность исследования. Составные части основной погрешности датчика давления у всех фирм производителей одинаковы, хотя зачастую встречаются расхождения в терминологии. Например:

- основная погрешность датчика включает погрешность нелинейности, гистерезис и повторяемость;
- точность – включает объединенное влияние линейности, гистерезиса и повторяемости. Точность включает остаточную погрешность усреднения нескольких последовательных измерений;
- точность приводится с учетом влияния нелинейности, вариации и воспроизводимости;
- базовая погрешность системы включает линейность, гистерезис и воспроизводимость.

Нелинейность определяется для датчиков, передаточную функцию которых возможно аппроксимировать прямой линией. Под нелинейностью понимается максимальное отклонение реальной передаточной функции от аппроксимирующей прямой линии. Под термином «линейность» на самом деле понимается «нелинейность».

Воспроизводимость - это способность датчика при соблюдении одинаковых условий выдавать идентичные результаты. Воспроизводимость результатов определяется по максимальной разности выходных значений датчика, полученных в двух циклах калибровки [1].

Вариация выходного сигнала средства измерений - основание закона распределения случайной составляющей погрешности средства измерений от гистерезиса – разность между двумя математическими ожиданиями информативного параметра выходного сигнала средства измерений, получающимися при измерениях величины, имеющей одно и то же значение, с плавным медленным подходом к этому значению со стороны меньших и больших значений.

Можно выделить три основных группы методов уменьшения температурной погрешности применительно к аналоговым датчикам давления: конструктивную, схемную и конструктивно-схемную.

К конструктивным методам можно отнести метод, основанный на создании равенства усредненных температур для чувствительных элементов первичных преобразователей. К схемным методам можно отнести метод, основанный на применении

управляемого регулятора сигнала, на который поступает управляющий сигнал, полученный сравнением показателей двух терморезисторов находящихся в различных температурных условиях [1].

Конструктивно-схемные методы основаны на применении возможностей конструктивных и схемных методов. Основные рекомендации, которые следует выполнять в целях уменьшения температурных погрешностей при разработке высокотемпературных и термоустойчивых датчиков давления, сводятся к следующему:

- конструкцию следует выполнять так, чтобы тепловое воздействие на элементы в цепи преобразования датчика было равномерным;
- не допускать возможности нагрева элементов конструкции датчика выше допустимой;
- стремиться использовать в электрических и контактных соединениях измерительных цепей датчика однородные металлы и сплавы, для контактных соединений металлы и сплавы с высокой электропроводностью;
- стремиться к уменьшению числа контактных соединений из разнородных материалов;
- концентрировать элементы измерительной цепи датчика в зонах равных температур, стремиться к концентрации их в одной точке;
- выбирать материалы с температурно-независимым модулем упругости или незначительно меняющимся в рабочем интервале температур;
- применять материалы с низким температурным коэффициентом сопротивления;
- выбирать материалы сопрягаемых элементов датчика по коэффициенту теплового расширения так, чтобы при тепловом воздействии на эти элементы не возникало деформаций (необходимо, чтобы выполнялось условие обеспечения равенства абсолютных изменений линейных размеров сопрягаемых деталей); применять материалы и вещества с низким коэффициентом объемного расширения.

Постановка задачи. В настоящее время основная масса датчиков давления выпускаются на основе чувствительных элементов принципом которых, является измерение деформации тензорезисторов, сформированных в эпитаксиальной пленке кремния на подложке из сапфира (КНС), припаянной твердым припоем к титановой мембране. Иногда вместо кремниевых тензорезисторов используют металлические: медные, никелевые, железные и др [2]. Практически все производители датчиков проявляют интерес к использованию интегральных чувствительных элементов на основе монокристаллического кремния. Это обусловлено тем, что кремниевые преобразователи имеют на порядок большую временную и температурную стабильности по сравнению с приборами на основе КНС структур [2].

Основным преимуществом кремниевых преобразователей давления является более высокая стабильность характеристик, по сравнению с КНС преобразователями. Они устойчивы к воздействию ударных и знакопеременных нагрузок. Если не происходит механического разрушения чувствительного элемента, то после снятия нагрузки он возвращается к первоначальному состоянию, что объясняется использованием идеально-упругого материала. Существенно лучшие показатели по основной погрешности, гистерезису, динамическому диапазону и временной стабильности имеют емкостные и резонансные преобразователи, выпускаемые мировыми лидерами в производстве датчиков давления как Fisher-Rosemount, MKS-Instruments, Druck, Yokogawa. Для датчиков с емкостными и резонансными чувствительными элементами типичными являются [1, 2]:

- основная погрешность 0,075; 0,04; 0,025 %
- межповерочный интервал не менее 3-5 лет
- диапазон перенастройки 1:50; 1:100

Высокие точностные характеристики делают их незаменимыми при коммерческом учете и контроле, где их высокая цена компенсируется стоимостью сэкономленных

ресурсов. Кроме упомянутых выше методов преобразования давления в электрический сигнал, следует упомянуть индукционный и ионизационный методы.

Результаты исследований. Интеллектуальные датчики давления (ИДД) - перспективное направление развития первичных преобразователей. Оценка тенденций и проблем развития интеллектуальных датчиков проведена в работах [2]. К достоинствам ИДД можно отнести возможность компенсации основных и дополнительных погрешностей, возможность оценки достоверности и обработки информации. Структура и функции современных интеллектуальных датчиков рассмотрены в работах [2, 3].

Современные интеллектуальные датчики обеспечивают:

- Уменьшение искажений измерительной информации на пути от датчика к контроллеру, т. к. цифровой сигнал обеспечивает большую помехоустойчивость, чем аналоговый.

- Увеличение надежности измерения за счет самодиагностики датчиков, т.к. каждый датчик сам оперативно сообщает оператору факт и тип возникающего нарушения, тем самым, исключая использование для управления некачественных и/или недостоверных измерений.

- Возможность использования принципов измерения, требующих достаточно сложной вычислительной обработки выходных сигналов сенсора, но имеющих ряд преимуществ перед традиционно используемыми по точности, стабильности показаний, простоте установки и обслуживания датчика в процессе его эксплуатации [3].

- Возможность проведения всей необходимой первичной переработки измерительной информации в датчике и выдачи им искомого текущего значения измеряемой величины в заданных единицах измерения.

- Возможность, путем программирования работы датчика, реализовывать в нем алгоритмы регулирования [3].

К основным функциональным возможностям ИДД можно отнести:

1. Компенсацию основных и дополнительных погрешностей. Выделяются три вида компенсации:

- компенсация нелинейности;
- компенсация влияний температуры;
- компенсация изменений во времени, вызванная деградацией ПП.

Решая задачу аппроксимации измеренных характеристик ИБ в значений выходного сигнала, давления и температуры, удалось в несколько раз уменьшить основную погрешность и 3-5 раз дополнительную погрешность от температуры.

2. Оценка достоверности данных.

Возможность обрабатывать данные не только выходного сигнала, но и дополнительных параметров ПП, позволяет проводить непрерывную диагностику, отслеживая неисправности и делая выводы о достоверности измерений. Алгоритмы диагностики ПП, естественно, зависят от их конструкции. В частности, для КНС-структур параметром, по которому можно судить о работоспособности ПП является сопротивление чувствительного узла. Отслеживая сопротивление диагоналей и плечей моста Уинстона можно делать выводы не только о работоспособности ИБ в целом, но и диагностировать неисправности.

3. Обработка данных и возможность передачи на интерфейс связи наиболее значимой информации в удобном представлении.

4. Расширенные возможности связи.

Применение интеллектуальных технологий на основе микропроцессорной техники в современных датчиках давления позволило: реализовать широкий набор функций настройки и калибровки датчиков; повысить точность настройки и снизить суммарную погрешность измерений при работе датчика в реальных условиях эксплуатации; расширить диапазон возможных перенастроек; обеспечить непрерывную самодиагностику; использовать цифровые коммуникационные протоколы; осуществлять тестирование и управление параметрами датчика на расстоянии; выводить цифровые значения сигнала

датчика на дисплей цифрового индикатора, встроенного в корпус электронного блока; с помощью встроенной кнопочной панели управления осуществлять:

– контроль текущего значения измеряемого давления;

– контроль настройки параметров датчика;

– установку нуля;

– настройку единиц измерения;

– настройку времени усреднения выходного сигнала (демпфирования);

– перенастройку диапазона измерений;

– настройку на "смещенный" диапазон измерений;

– выбор прямой, инверсной или корнеизвлекающей характеристики выходного сигнала;

– калибровку датчика;

добиваться снижения суммарной погрешности измерений при работе датчика в реальных условиях эксплуатации достигается автоматической компенсацией температуры окружающей среды и статического давления в трубопроводе. В дальнейшем при развитии интеллектуальных технологий произойдёт усовершенствование вышеперечисленных функций, а также добавятся новые функции, которые приведут: к созданию адаптивных датчиков, то есть датчиков, которые в зависимости от текущей величины измеряемого параметра автоматически изменяют диапазон измерений [4]; к созданию датчиков с расширенными возможностями архивации и обработки данных измерений, выполняющих функции обнаружения заданных событий и осуществления различных законов регулирования и логического управления [4]; к созданию датчиков, определяющих и компенсирующих влияние электромагнитных наводок, а также плохих контактов в цепи путём применения проверки на достоверность; к созданию датчиков самостоятельно осуществляющих предварительную оценку состояния измеряемого параметра [4]; к созданию датчиков, компенсирующих погрешность датирования.

С помощью математических и алгоритмических методов можно компенсировать:

- нелинейность, входящую в состав основной погрешности;
- увеличение нелинейности из-за изменения температуры;
- температурную погрешность из-за изменения свойств материала [4];
- погрешность датирования отсчета аналого-цифрового преобразователя или цифрового измерительного прибора.

Предложена концепция автоматизированной калибровки интеллектуальных датчиков технологических производств, позволяющая уменьшить погрешность аппроксимации обратной функции преобразования датчиков при одновременном уменьшении времени калибровки. Концепция основана на комплексном применении принципа внешнего дополнения, теории равномерного приближения и оптимальной дискретной фильтрации. Предложены методы взвешенного равномерного (пропорционального) приближения обратных функций преобразования датчиков. Рассмотрено применение предложенной концепции на примере калибровки интеллектуальных датчиков давления. В рамках решения задачи автоматизации на производстве создаются системы контроля технологических процессов и испытания датчиков давления (АСКИ). АСКИ предназначены для определения и контроля параметров датчиков в нормальных и экстремальных климатических условиях. Основные функции системы:

- управление технологическим оборудованием;
- сбор/обработка данных;
- электрическое питание датчиков;
- задание требуемого давления и обеспечение необходимой для испытаний температуры;
- ввод/отображение информации.

В результате применения конструктивного, схемного и конструктивно-схемного методов компенсации можно добиться снижения аддитивной составляющей температурной погрешности в 20–25 раз, мультипликативной составляющей в 3–5 раза, что в результате даёт снижение температурной погрешности датчика давления примерно в 10 раз, то есть даже при применении наименее термочувствительных тензопреобразователей давления температурная погрешность при изменении температуры во всём рабочем диапазоне температур превышает 1% от верхнего предела давления [5].

Выводы. Дополнительные возможности компенсации температурной погрешности даёт применение математических методов, реализованных на микропроцессорной технике, встроенной в интеллектуальный датчик давления. Широкое применение нашёл способ коррекции датчиков по температуре, при котором характеристика датчика давления аппроксимируется полиномом, коэффициенты которого являются полиномами от температуры. Коэффициенты полиномов определяются по результатам экспериментов. Для достижения хороших результатов коррекции коэффициенты определяются индивидуально для каждого датчика.

Реализация предлагаемого метода в составе автоматизированных систем позволит снизить трудоемкость технологического процесса контроля параметров датчиков давления СЭУ во время проведения испытаний; повысить объективность контрольных и испытательных процессов; исключить влияние субъективного фактора за счет автоматизации контроля параметров датчиков; увеличить количество контролируемых параметров при регулировке и испытаниях выпускаемой продукции при одновременном сокращении ручного труда и повышения производительности техпроцесса в целом; обеспечить температурную независимость работы интеллектуальных датчиков давления и повысить точность измерений, производимых с помощью этих датчиков.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пьявченко О.Н., Удод Е.В. Погрешности интеллектуальных датчиков давления // Известия ТРТУ. Тематический выпуск / Компьютерные и информационные технологии в науке, инженерии и управлении, 2014, - С. 126-132.

2. Николаенко А.Ю., Львов А.А., Львов П.А., Коновалов Р.С., Хаустов В.В. Методика компенсации температурной погрешности интеллектуальных датчиков давления // Вестник СГТУ, №4 (77), 2014, - С.154-159.

3. Мекид С. Повышение структурного интеллекта кластеров датчиков в промышленном производстве //Датчики и системы-2007. - №4 – С. 50-64.

4. Джексон Р.Г. Новейшие датчики / Р.Г. Джексон. М.: ТЕХНОСФЕРА, 2007. 384 с.

5. Зацерклянный, О.В. Интеллектуальные датчики давления с элементами диагностики и управления / О.В. Зацерклянный // Датчики и системы, № 11, 2008. С. 19-23.

НЕДОЛІКИ АВАРІЙНОЇ СИСТЕМИ ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ ПАСАЖИРСЬКОГО СУДНА

[1]Колебанов О.К., [2]Чаусовский Г.О.
[1]Херсонська державна морська академія (Україна)
[2]Запорізький національний університет (Україна)

Вступ. Як і всі інші види транспортних засобів, мореплавство пов'язане з можливістю аварій, катастроф та ризиком для життя людини [1]. Можливий ризик для життя людини на морських транспортних засобах значно вищий, ніж на авіаційних та залізничних видах, але нижчий, ніж на автомобільних [2]. Аналіз публікацій [3, 4, 5] присвячених аваріям на морському транспорті показує про великий відсоток впливи «людського чинника» на розвиток аварійних ситуацій. Одним з основних чинників запобігання аварійній ситуації є безперебійна робота системи електропостачання судна. Добре відомо, що найголовнішим при створенні комплексної системи безперебійного електропостачання на судні є забезпечення надійного резервного електроживлення устаткування, що відповідає за управління і безпеку судна [6]. До такого устаткування відносяться системи навігації і зв'язку, пристрої аварійного освітлення, системи управління судном, пристрої контролю доступу і так далі [7, 8]. Це стосується абсолютно всіх типів суден. Проте деякі особливості морських систем безперебійного живлення визначаються типом судна.

Наприклад, для захисту устаткування на танкерах і суховантажах досить декілька джерел безперебійного живлення, що відповідають за резервне живлення навігаційного устаткування, систем зв'язку і аварійного освітлення. Набагато складніші рішення по забезпеченню надійного і безперебійного електроживлення використовуються на борту пасажирських круїзних лайнерів, оскільки тут необхідно думати не лише про безпеку, але і про розвагу пасажирів, завдяки яким існує бізнес і поступає велика частина прибутку. Джерела безперебійного електроживлення забезпечують гарантовану роботу багаточисельних комп'ютерів, серверів, аудіовізуального устаткування, внутрішнього кабельного телебачення і телефонії, устаткування казино, кінотеатрів, ресторанів, дискотек, і магазинів.

У процесі розвитку аварії при виникненні загрози загибелі пасажирского судна постає необхідність вжити заходів для швидкої евакуації пасажирів. Операція з евакуації вже сама по собі пов'язана з ризиком для життя людей, особливо в умовах штормової погоди. Найбільша небезпека виникає тоді, коли відмовляють пристрої, які підключені до електричної мережі. Втрата шансів на врятування може виникати внаслідок відключення від джерел електороенергії систем звукової сигналізації і сповіщення, аварійного освітлення і інших пристроїв.

Мета роботи. У зв'язку з тим, що в літературі [4, 5, 7] практично не зустрічаються відомості про можлівості аварійніх дизель-генераторів пасажирських круїзних лайнерів забезпечити електроєнергією найбільш відповідальні системи при знеструмленні головного розподіляючого щита (ГРЩ), метою роботи є розрахунок сумарної потужності необхідною для підтримки роботи пропульсивної системи, аварійного освітлення з системою автоматики судна, насосів рульових пристроїв, обладнання аварійних насосів яке може бути увімкнено в разі аварійної ситуації або пожежі.

Виклад основного матеріалу. Розрахунок сумарної потужності необхідної для забеспечення електроенергією при знеструмленні ГРЩ проведений на прикладі пасажирського судна «Empress». Пасажирське судно «Empress» було побудоване на французькій верфі 1988 року. Судно призначено для регулярних пасажирських перевезень по всьому світі.

Основні технічні характеристики судна: довжина –210,8 метрів; ширина – 30,7 м; осадка – 7,3 м; потужність головних машин – 16400 кВт; максимальна швидкість – 19,3 вузла; кількість палуб – 12; дедвейт – 48000 т; пасажиромісткість – 1817; екіпаж – 600.

До складу електроенергетичної станції входять чотири середньообертові восьмициліндрові дизель-генератори, потужністю по 3100 кВт напруга 3·6600В 720 об/хв

кожен, типу «PA125G115-90» привідний дизель «Wartsila 8R32E», та аварійний дизель-генератор потужністю 450 кВа напруга 3·440В, типу «AA49L9». Генератори виробляють напругу 6600 В, що через силові трансформатори знижується до 440, 220, 110 В. Всі основні споживачі у машині використовують напругу у 440, 220 у готелі 220, 110 В.

Система моніторингу основних параметрів машини побудована на системі Kongsberg . Система моніторінгу та керування Kongsberg приймає цифрові сигнали 1/0 – відкритий чи закритий контакт. Аналогові сигнали 4…20ма постійного струму, також може працювати з терморезисторами pt 100 pt 1000.

При знеструмленні головного розподіляючого щита (ГРЩ) живлення протипожежної системи, рульової системи, водо- та вогненепроникних дверей, навігаційного обладнання, автоматики здійснюється від аварійного розподіляючого щита (АРЩ) за допомогою перемички від аварійного дизель-генератора (АДГ). Найбільш важливі системи мають власне безперебійне живлення, яке має забезпечити їх протягом не менш за пів години.

На судні електрична система зроблена таким чином, що у випадку виходу з ладу– зупинки основних генераторів 6,6 кВольт автоматично через 7 секунд запускається аварійний генератор для живлення найбільш важливих споживачів.

У такому випадку через зупинку паливних насосів навіть короткочасна відсутність живлення призведе до зупинки пропульсивної системи.

Для підтримки роботи пропульсивної системи необхідно живлення для наступного обладняння насоси: для циркуляції прісної води, охолодження забортною водою, змазки редуктора гвинта, змазки підшипників гвинта, живлення важкого палива, підсилення важкого палива; гідравлічний привід зміни кроку гвита.

Розрахунки максимальної електричної потужності обладнання [9, 10] підтримки роботи пропульсивної системи і максимального струму вироблені з врахуванням коефіцієнта корисної дії (ККД) і коефіцієнта потужності ($\cos\varphi$) [9, 10] і зведені в таблицю 1.

Сумарна максимальна електрична потужність обладнання підтримки роботи пропульсивної системи 237,9кВт. сумарний максимальний струм 379,6А.

У випадку знеструмлення від аварійного генератора автоматично через джерело безперебійного живлення (ДБЖ) заживлені: вся автоматика судна, системи керування, аварійне освітлення, навігаційне обладнання, стартери рульових пристроїв, протипожежна сигналізація, система зв’язку, водонепроникні двері релейні схеми головних машин та генераторів системи управління автоматичними протипожежними системами.

На момент поки аварійний генератор ще не запустився і не під’єднався до шин аварійного розподільчого щита все це обладнання живиться від батарей ДБЖ .

У випадку знеструмлення має бути включене аварійне освітлення потужність 49,5 кВт. Електрична потужність всіх систем автоматики судна перелічених вище приблизно 40кВт.

Тобто одразу після підключення, навантаження аварійного генератора з системою автоматики судна і аварійного освітлення становить 40кВт + 49,5кВт = 89,5 кВт.

У випадку з автоматикою та освітленням можна вважати коєфіцент потужності равним 1 тому струм 117,5А. Як вказувалось вище при старті та підключенні аварійного дизель– генератора навантаження буде складати 89,5кВт та 117,5А.

Якщо підтримувати пропульсивну систему то необхідно додати максимум 237,9кВт 379,6А.

Максимальне можливе навантаження на аварійній генератор з пропульсивною системою з системою автоматики судна і аварійного освітлення буде складати

$$Рмах = 89,5кВт + 237.\ кВт = 327,4кВт,$$
$$Імах = 117,5А + 379,6А = 497,1А.$$

Таблиця 1. Результати розрахунка потужностей та струмів підтримки роботи пропульсивної системи

Обладнання	Потужність механічна кВт	кількість	ККД	Потужність електрична кВт	cosφ	Потужність електрична кВА	Струм А
Насос для циркуляції прісної води	25,0	1	0,89	28,1	0,84	33,4	44,7
Насос охолодження забортною водою	72,0	1	0,90	80,0	0,9	88,9	118,8
Гидравлічний привід зміни кроку гвита	12,0	2	0,88	27,3	0,82	33,3	44,5
Насос змазки редуктора гвинта	24,0	2	0,77	62,3	0,85	73,3	98,0
Насос змазки підшипників гвинта	9,2	2	0,77	23,9	0,72	33,2	44,4
Насос живлення важкого палива	1,7	1	0,79	2,2	0,83	2,6	3,5
Насос підсилення важкого палива	1,8	1	0,81	2,2	0,84	2,6	3,5
Насос живлення важкого палива	9,2	1	0,77	11,9	0,72	16,6	22,2

Але це навантаження при роботі всіх насосів на максимальної потужності на практці навантаження на насоси менше максимального для приблизного розрахунку робочої завантаження аварійного генератора Рроб візьмемо коєфіціент навантаження $\cos\varphi$ = 0.8.

Отже розраховуємо робоче навантаження при роботі всіх насосів з пропульсивною системою.

Рроб = 89,5кВт + 237,9кВт·0,8 = 279,8кВт.

Робочий струм Іроб можна приблизно розрахувати за формулою

Іроб = 117,5А+379,6А ·0,8 = 421,2А.

Також для маневрування необхідно запустити насоси рульових пристроїв.

Результати розрахунка потужності та струму насоса рульовіх прістроїв приведені далі: потужність механічна 28,0кВт; кількість – 2; ККД – 0,9; потужність електрична 64,4кВт; $\cos\varphi$ = 0,87; потужність електрична 74 кВА; струм 98.8А

З насосами рульових пристроїв навантаження

Рмах = 327,4кВт + 64,4кВт = 391,8кВт

Імах = 497,1А + 98.9А = 596А

Робоче навантаження при роботі всіх насосів з пропульсивною системою.

Рроб = 279,8кВт + 64,4кВт·0,8 = 331,3кВт

Іроб = 421,2А + 98,9А· 0,8 = 520,1А

Таблиця 2. Результати розрахунка потужностей та струмів обладнання аварійних насосів

Обладнання	Потужність механічна кВт	кількість	ККД	Потужність електрична кВт	cosφ	Потужність електрична кВА	Струм А
Аварійний пожежний насос	63,0	1	0,9	71,6	0,89	80,4	107,5
Аварійний компресор пускового повітря	25,0	1	0,9	29,1	0,86	33,8	45,2
Спрінклклерний насос морської води	44,0	1	0,9	50,6	0,85	59,5	79,5
Аврійний насос баластної системи	25,0	1	0,86	29,1	0,85	34,2	45,7
Аврійний насос трюма	16,0	1	0,85	18,8	0,76	24,8	33,1
Аврійний насос стабілізатора	6,5	2	0,85	15,3	0,77	19,9	26,6

Також до АРЩ підключене наступне обладнання яке може бути увімкнено в разі аварійної ситуації або пожежі

В таблиці 2 показаний розрахунок потужностей та струмів обладнання аварійних насосів.

Сумарна максимальна електрична потужність обладнання аварійних насосів 214кВт. Сумарний максимальний струм обладнання 337,7А.

Рроб = 214кВт ·0,8 = 171,2кВт

Іроб = 337,7А ·0,8 = 269,6 А

Якщо увімкнути все аварійне обладнання одночасно то навантаження на АГ.

Рмах = 391,8кВт + 214кВт = 605,8кВт

Імах = 596А + 337А = 933А

Рроб = 331,3кВт + 171,2кВт = 502,5кВт

Іроб = 520,1А + 269,6А = 789,7А

Зведемо розраховані потужності аварійного обладнання в таблицю 3.

Параметри автоматичного вимикача АГ: максимальний струм 1000А уставка 738А; максимальний струм кабеля 772А; максимальна потужність аварійного дизель-генератора 450 кВа.

Висновки та перспективи подальшего дослідження. При увімкненні усього аварійного обладнання сумарне навантаження 502.5 кВА превищує максимальну потужність аварійного дизель-генератора 450кВА. Для забезпечення надійної роботи системи аварійного живлення та двіжителя необхідні наступні зміни:

1. Зробити спеціальний режим маневрування автоматичній системі моніторингу/керування Kongsberg, в якому після знеструмлення, усе обладнання необхідне для забезпечення пропульсивної системи буде вмикатися автоматично після появи напруги на шинах аварійного–розподіляючого щита у необхідній послідовності та з необхідними затримками часу.

2. Зробити список обладнання з меншими пріоритетом яке може автоматично вимикатися у разі перевантаження аварійного дизель-генератора.

3. Зробити спеціальну сторінку в Kongsberg в якій оператор буде бачити обладнання яке живиться від аварійного розподіляючого щита, навантаження яке ще обладнання він може увімкнути.

Таблиця 3. Результати розрахунка потужності аварійного обладнання

Обладнання	Максимальне навантаження кВт	Робоче навантаження кВт	Максимальний струм А	Робочий струм А	Максимальне сумарне навантаження кВт	Робоче сумарне навантаження кВт	Максимальний сумарний струм А	Робочий сумарний струм А
Автоматика Аварійне освітлення	89,5	89,5	117,5	117,5	89,5	89,5	117,5	117,5
Пропульсивна система	237,5	190,3	379,6	303,7	327,4	279,8	497,1	421,2
Підрулюючий пристрій	64,4	51,5	98,9	79,1	391,8	331,3	596,0	520,1
Інше аварійне обладнання	214,0	171,2	337,7	269,6	605,8	502,5	933,0	789,7

ЛІТЕРАТУРА

1. Дмитриев В. И. Обеспечение безопасности мореплавания : учебное пособие для вузов водного транспорта / В. И. Дмитриев. – М. : ИКЦ Академкнига, 2005. – 374 с.

2. Брусенцов В.Г. Надёжность железнодорожных операторов как фактор безопасности движения // Брусенцов В.Г., Ворожбиян М.И., Брусенцов О.В. Бугайченко И.И., Гончаров А.В. / Інформаційно –керуючі системи на зализничному транспорті – №2. – Харьков, 2009. – С. 68 – 71.

3. Григорьев Н. А. Привлечь, обучить, удержать. Человеческий фактор: Проблемы морского страхования / Н. А. Григорьев // Морское страхование. – № 4(09). – 2012. – С.68 – 75.

4. Карбовец Н.В. Пргнозирование вероятности возникновения критической ситуации в энергетической системе на примере швартующегося судна / Н.В. Карбованец // Сборник научных трудов НГМА. Выпуск 9. – Новороссийск: РИО НГМА, 2004. – С. 71– 77.

5. Mc George H.D. Marine electrical equipment and practice / H.D. Mc George. Butterworth–Heinemann – Oxford, 2004 . – 153 p.

6. Электрооборудование, электронная аппаратура и системы управления : учебное пособие в Правилах Регистра и технической эксплуатации к разделам А–III/1, А–III/2 STCW–CODE 78/95 // А.Н. Пипченко, В.В. Пономаренко, Ю.И. Теплов, В.А. Шевченко. – Одесса, 2012. – 487 с.

7. Лейкин В. С. Судовые электрические станции и сети / В. С. Лейкин. – М.: Транспорт, 1982. – 256 с.

8. Роджеро Н. И. Справочник судового электромеханика и электрика / Н. И. Роджеро. / 2–е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1986. –319 с.

9. Баранов А.П. Автоматическое управление судовыми электроэнергетическими установками / А.П. Баранов. М.: Транспорт, 1981. – 255 с.

10. Михайлов В.Л. “Автоматизированные электроэнергетические системы судов”/ В.Л. Михайлов. Л.: Судостроение , 1977. – 508 с.

СУДОВАЯ ПРОПУЛЬСИВНАЯ УСТАНОВКА С ВИНТОРУЛЕВОЙ КОЛОНКОЙ

Колесник Д.В.
Одесский национальной морской университет (Украина)

Использование винторулевых колонок (ВРК) в качестве судовых движителей обладает рядом преимуществ по сравнению с традиционной пропульсивной установкой. Прежде всего, это значительное улучшение маневренности судна, что особенно важно для судов внутреннего и смешанного (река-море) плавания. К преимуществам использования ВРК также можно отнести уменьшение длины машинного отделения, простоту монтажа, возможность установки движителей после спуска судна на воду, возможность модульной замены ВРК без подъёма судна в док. В качестве привода ВРК, как правило, используются дизели. В отличие от пропульсивной установки с винтом фиксированного шага, в установке с ВРК нагрузка дизеля зависит не только от скорости судна и частоты вращения гребного винта, но ещё и от угла разворота ВРК. Причём при значительных углах скоса потока нагрузка на валу может возрастать в разы. Поэтому требуется разработка специального алгоритма управления, сигнализации и защиты для дизелей, работающих на ВРК. В докладе обсуждается проект разработки такого алгоритма управления.

УПРОЩЕННАЯ МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ БАЗОВОЙ НОРМЫ РАСХОДА ТОПЛИВА ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Кривошапов С.И.
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет (Украина)

Транспорт является основным потребителем топлива. Украина в 2016 году использовала около 6,78 млн.т. жидкого топлива, среди которого примерно 2,1 млн. т. бензина и 2,6 млн. т. дизельного топлива [1]. За этот же период было добыто только 2,237 млн. т. нефти и газового конденсата. Оставшиеся 2/3 потребности покрывалось за счет импорта. Основные месторождения постепенно истощаются, а новые не осваиваются. По сравнению с 2015 годом добыча нефти в 2016 году сократилась на 7,5 %. Поэтому мероприятия, направленные на эффективное использование энергетического ресурса, крайне важны для безопасности экономики страны.

С целью рационального использования нефтепродуктов Министерство инфраструктуры Украины рекомендует применять на предприятиях автомобильного транспорта методику нормирования расхода топлива в соответствии с приказом № 43 от 10 февраля 1998 года [2]. Несмотря на то, что данный нормативный акт изменялся и дополнялся, последнее изменения внесены приказом № 36 от 24 января 2012 года, далеко не все марки и модели автомобилей нашли отражения в его справочной части.

В августе 2017 года автомобильными магазинами Украины было продано 6598 автомобилей [3]. В основном это легковые автомобили таких марок как TOYOTA, RENAULT, VOLKSWAGEN, KIA, SKODA. За этот же месяц на заводах Украины было произведено 742 автомобилей. Большая часть (642 ед.) – это легковые автомобили, производителей "EUROCAR" и "ZAZ". Предприятия и организации, которые приобрели импортные автомобили, доля которых составляет 88 %, могут столкнуться с проблемой нормирования топлива, если информация о значении базовой нормы расхода топлива будет отсутствовать в приказе [2].

Существует методика [4] аналитического определения путевой нормы расхода топлива в зависимости от скорости движения и условий эксплуатации автомобилей. Для их использования необходимо задаться техническими параметрами конструкции транспортного средства. Некоторая сложность математической модели и трудность выбора параметров ограничили распространение этой методики.

Более простая аналитическая зависимость приведена в работе [5]. По этой методике норму расхода топлива (л/100 км) можно рассчитать по следующей формуле:

$$Q = \frac{100 \cdot K_{ш} \cdot M_{a}}{H_{н} \cdot \rho_{т} \cdot \eta_{a}}, \qquad (1)$$

где $K_{ш}$ – шум ускорения, м/с^2; M_{a} - масса автомобиля, кг; $H_{н}$ - низшая теплота сгорания, кДж/кг; $\rho_{т}$ - плотность топлива, г/см^3; η_{a} - КПД автомобиля.

Норма расхода топлив устанавливается при определенных заданных условиях скоростного и нагрузочного режима. В этом случаи значение $K_{ш}$ можно принять постоянным. Произведение $H_{н} \cdot \rho_{т}$ характеризует качество топлива, которое отличается для бензина и дизельного топлива. КПД автомобиля показывает совершенство конструкции, которое заводы-изготовители стараются поддерживать в каждой модели автомобиля. Значение η_{a} значительно зависит от типа двигателя: бензиновый, дизельный, ГБА.

Упростим зависимость (1). Примем $K_{ш}$, $H_{н}$, $\rho_{т}$ и η_{a} - постоянными. Тогда

$$Q = A \cdot M_a \,, \qquad (2)$$

где $A = 100 \cdot K_ш / (H_н \cdot \rho_т \cdot \eta_a)$. Коэффициент A имеет сходство с дополнительной нормой расхода топлива на транспортную работу.

Значение A можно приближенно определить путем статистического анализа базовой нормы расхода топлива тех автомобилей, которые указаны в приказе [2]. Необходимо разделять транспортные средства на группы, отличающие видом (грузовой, легковой, автобус и др.) и типом топлива (бензин, дизель).

В результате анализа были получены следующие значения коэффициента A:

- для легковых автомобилей с бензиновым ДВС - $6.5 \cdot 10^{-3}$;
- для легковых автомобилей с дизельным ДВС - $4.5 \cdot 10^{-3}$;
- для грузовых автомобилей и автобусов с бензиновым ДВС - $7.83 \cdot 10^{-3}$;
- для грузовых автомобилей и автобусов с дизельным ДВС - $4.13 \cdot 10^{-3}$.

Масса автомобиля, входящая в формулу (2), зависит от вида транспортного средства. Согласно [3] для легковых автомобилей, автобусов до 3.5 т и автомобилей-самосвалов необходимо M_a принимать как среднее значение между полной и снаряженной массой; для грузовых бортовых автомобилей – M_a соответствует снаряженной массе, а для автобусов более 3.5 т – M_a равно полной массе.

Теперь можно определить базовую норму расхода топлива любого автомобиля. Для этого выбираем из табл. 1 значения коэффициента A, подставляем в формулу (2) массу транспортного средства и рассчитывает норму расхода топлива Q в л/100 км.

Для примера рассчитаем базовую норму расхода топлива автомобиля Mercedes-Benz ML350 с двигателем M272 KE35. Для этого автомобиля: снаряженная масса - $M_0 = 2060$ кг; полная масса - $M_a = 2830$ кг. Тогда масса, соответствующая половинной загрузки транспортного средства, составит – (2060+2830)/2=2445 кг. Значение $A = 6.5 \cdot 10^{-3}$. Тогда $Q = 6.5 \cdot 10^{-3} \cdot 2445 = 15.9$ л/100 км. Завод-изготовитель для данного автомобиля устанавливает эксплуатационный расход топлива в городе равным 15,4 л/100 км. Отклонение составило 3.2 %.

Аналогичный подход может быть применен для других видов транспорта. Можно получить взаимосвязь расхода топлива и массы транспортного средства для железнодорожного транспорта, самолетов, морских и речных судов.

Результаты исследования могут быть использованы на предприятиях автомобильного транспорта, когда полностью отсутствует информация о расходе топлива на эксплуатируемый автомобиль, а производить учет горюче-смазочных материалов по методике Минтранса Украины [3] необходимо.

ЛИТЕРАТУРА

1 Енергетична галузь України: Підсумки 2016 року (газовий сектор, нафта і нафтопродукти, вугілля, ринок електроенергії, енергоефективність, тарифоутворення в секторі комунальних послуг) / Центр Разумкова. – К.: Вид. “Заповіт”, 2017. – 164 с.

2 Статистика – 2017 [Электронный ресурс] / УкрАвтоПром. – Режим доступа: http://ukrautoprom.com.ua/statistika/statistika-2017

3 Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті. – Київ: Мінтранс України, 1998. - 45 с.

4 Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта [текст] / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. - Изд. 2-е, перераб. и подолн. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.

5. Говорущенко Н.Я. Новая методика нормирования расхода топлива транспортных машин (метод четырех КПД) / Н.Я. Говорущенко, С.И. Кривошапов. // Автомобильный транспорт : Сб. научн. тр. – Х.: ХНАДУ, 2004. - № 15. - С. 31-34.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СУДОВОЙ ДИЗЕЛЬНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Кучеренко Ю.Н., Варбанец Р.А., Ивановский В.Г.
Одесский национальный морской университет (Украина)

В процессе эксплуатации СЭУ сложилась противоречивая ситуация, связанная с представлением паспортных данных судовых дизелей и возможностями их контроля. В паспортах указаны значения эффективной мощности, момента, среднего эффективного давления и удельного эффективного расхода топлива. При этом, на живом дизеле можно определить лишь среднее индикаторное давление и, соответственно, рассчитать индикаторную мощность, момент и удельный индикаторный расход топлива. В распоряжении экипажа имеются средства контроля индикаторных параметров, а все отчетные формы необходимо вести в эффективных параметрах, приблизительно оценивая величину механического КПД на текущем нагрузочном режиме.

В качестве основного документа, предписывающего контроль эффективных показателей можно указать Резолюцию ИМО MEPC.214(63) по поводу определения коэффициента энергоэффективности судов. Судовладельцев обязывают проводить испытания судовых дизелей с обязательным измерением эффективных крутящих моментов на валу. Такие измерения можно проводить с помощью электронных торсиометров (Siemens, Datum Elektroniks, MARIDIS и др.). Установка и калибровка таких устройств производится исключительно силами внешних метрологических фирм и связана с материальными и временными затратами.

Эксплуатация СЭУ обычно происходит на экономичных режимах 40-80% от номинальной мощности, а иногда и ниже. Значение механического КПД на этих режимах существенно меньше указанных в документации значений и его оценка, производимая без специальных средств и методов, осуществляется весьма приблизительно.

Оценка механического КПД может быть произведена с аналогичной точностью по модифицированной методике профессора Конакова Г.А. Учитывая близкую связь эффективной мощности дизеля с частотными характеристиками газотурбонагнетателя ГТН (коэффициент корреляции между мощностью, давлением наддувочного воздуха и частотой вращения ГТН близок к единице), предлагается модифицировать указанную методику таким образом, чтобы использовать точно контролируемую на практике величину частоты вращения ротора ГТН:

$$\eta_m = f\left(\frac{TURrpm_H}{TURrpm}\right)$$

Для большинства ГТН лопаточная частота компрессора находится в пределах 3-7 кГц и может быть определена с погрешностью менее 10 гц, что сводит погрешность определения TURrpm в среднем к величине менее 1%, а конечную оценку механического КПД с погрешностью менее 3%.

GENERAL RESEARCH METHODOLOGY TO STUDY VEHICLE PERFORMANCE IN MOTION USING THE HEATING SYSTEM

[1]Mateichyk Vasyl, [1]Smieszek Miroslaw, [2]Tsiuman Mykola, [3]Gritsuk Igor
[1] Rzeszow University of Technology (Poland)
[2] National Transport University (Ukraine)
[3] Kherson State Maritime Academy (Ukraine)

To provide optimal temperature condition of the internal combustion engine (ICE) and the vehicle during pre-start and after-start thermal development and the operation of the vehicle is a complicated task. It can be solved using systems research methods. It is necessary to influence the main systems objects of the ICE and the vehicle. They are: a coolant, motor oil, catalytic converter (CC) of the exhaust gases cleaning system of the ICE and the vehicle interior at low ambient temperatures. For simultaneous impact on the systems objects, the combined heating of the ICE and the vehicle can be used. It can be done due to the combined heating system (CHS) based on phase-transitional thermal accumulators (TA) with heat accumulating material (HAM) [1].

To determine the parameters of optimal temperature of the engine and the vehicle under operating conditions, it is advisable to develop methodological bases. They help evaluate fuel economy and environmental performance of the vehicle equipped with the heating system when the vehicle is in motion. The methodology takes into account the environmental parameters, road conditions, design parameters of the vehicle, modes of its motion, thermal state of the catalytic converter and the engine cooling system.

To solve this problem, the research was conducted at the departments of Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU) and National Transport University (NTU). The researchers developed and investigated the CHS components of the vehicular engine with phase-transitional TA [1]. They also developed and improved basic elements of mathematical models for evaluating fuel economy and environmental performance of internal combustion engines and vehicles under operating conditions [2]. Computer integrated technology to control transport operation was developed and adapted for use. It ensured the creation of monitoring systems to obtain information about separate vehicles, to study their diagnostic parameters and to forecast the technical condition of the vehicle [3] during operation in terms of ITS (Intelligent transport system) information capabilities [4].

The peculiarities of the heating system are detailed in [5]. The peculiarities of the monitoring system to learn the condition parameters are detailed in [6].

The research was conducted under corresponding laboratory conditions with the designed test stands. The researchers studied the heating system elements in order to choose HAM, the development of phase-transitional TA design, the improvement of the technology of the vehicular engine thermal development and the optimization of pre-start and after-start development with engines and without them. Experimental studies were conducted using the monitoring system of technical condition parameters of the vehicle [5, 6]. The main objects of experimental studies were: under laboratory conditions - 6FS 12/14 inline engine [1] and under operating conditions - G4GC inline engine of a passenger car KIA CEE'D 2.0 5MT2 [6] and 8FS 9.2/8 V-shaped truck engine [5]. The vehicles were equipped with the heating system. The results of experimental studies were thoroughly analyzed in [5, 6].

The results of experimental studies show that using the heating system can reduce the total engine heating period by 17.8 - 68.4% and fuel consumption for heating by 19.5 - 56.25%. It depends on the ambient temperature and heating mode of the engine (idling, heating in motion, etc.). However, in order to determine the impact of using the heating system on total fuel consumption and harmful emission of the vehicle, it is necessary to conduct a research when the vehicle is in motion under certain predefined conditions.

In order to determine the effect of the developed heating system on fuel economy and environmental performance of the vehicle considering its heating during the motion, a

corresponding research methodology has been developed. The methodology is based on the use of a mathematical model of the "engine-catalytic converter" system [2].

The object of further studies to calculate fuel economy and environmental performance of the vehicle equipped with the heating system is KIA CEE'D 2.0 5MT2 with the installed G4GC engine.

The research methodology involves evaluating fuel economy and environmental performance in typical modes of the vehicle motion. It ensures adequate comparison of these parameters for different conditions of heating the vehicular engine. For further research, therefore, the driving cycle according to the UNECE Regulation № 83-05 [7] has been chosen as a set of typical modes of the vehicle motion. This cycle is used to evaluate the parameters of the vehicle environmental safety, i.e. harmful emission and fuel economy of passenger cars and light-duty trucks. The cycle includes four elementary urban cycles with a total length 4.052 km, a duration 780 s and a maximum speed 50 km/h and extra-urban cycle with a length 6.955 km, a duration 400 s and a maximum speed 120 km/h.

To study the nature of the ambient temperature influence on the efficiency of the developed heating system, it has been decided to perform the calculations provided the ambient temperature was -20 °C, 0 °C and 20 °C. Such temperature conditions differ from the recommended ones to test the driving cycle (20 - 30 °C). So, the research results cannot be used to establish the compliance with environmental standards. The results are used only to evaluate the efficiency of the developed heating system.

The basis of the mathematical model for modes of the driving cycle to simulate the vehicle motion determines the required engine torque *Me* and crankshaft rotation speed *ne*. They provide appropriate values of speed *Vv* and acceleration *jv* of the car.

In sections of acceleration, the values of the required torque and crankshaft rotation speed are determined at the starting and end points of these sections for similar conditions in steady modes. It is considered that the change of the engine performance is linear. The engine control system disables fuel supply while driving in a mode of compulsory idling. So, when slowing with the clutch pedal pressed down, the required torque is not determined. It is assumed that there are no fuel consumption and emission of harmful substances. When slowing with the clutch pedal up, then it is assumed that crankshaft rotation speed corresponds to the minimum idling rotation speed.

REFERENCES

1. Verbovskiy V.S., Gritsuk I.V., Adrov D.S., Krasnokutska Z.I. “The Investigation of gas engine pre-start heating system based on the use of thermal accumulator with phase-transitional heat accumulating material“, Internal combustion engines, Tech. Scientific Journal. Kharkiv: NTU “KhPI”. 1: 110-116, 2013.

2. Mateichyk V.P., Tsiuman M.P. “The study of the adjusting parameters influence on fuel economy and environmental performance of the petrol engine with exhaust gas cleaning system”, Scientific Notes. - Lutsk: LNTU, 28: 331-335, 2010.

3. Volkov V.P., Mateichyk V.P., Komov P.B. et al. “Technical operation of vehicles within intelligent transport systems”, The Herald of National Technical University “KhPI”, The Collection of Scientific Papers. Series: automobile and tractor production, 29 (1002): 138-144, 2013.

4. Osipkov, V., Ksenevich, T., Belousov, B., Karasev, O. et al., "Intelligent Transport Systems: Revolutionary Threats and Evolutionary Solutions," SAE Technical Paper 2016-01-0157, 2016, doi:10.4271/2016-01-0157.

5. Gritsuk, I., Volkov, V., Gutarevych, Y., Mateichyk, V. et al., "Improving Engine Pre-Start And After-Start Heating by Using the Combined Heating System," SAE Technical Paper 2016-01-8071, 2016, doi:10.4271/2016-01-8071.

ПОЛІПШЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА В ЗИМОВИХ УМОВАХ

Мисюра М.І.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет (Україна)

Вступ. За останні декілька десятиріч дизельні двигуни отримали широке розповсюдження в якості силової установки для вантажних автомобілів. Дизельні палива мають основний недолік – залежність властивостей від температури навколишнього середовища. Цей недолік значно знижує ефективність експлуатації транспортних засобів за певних умов.

Актуальність досліджень. Дизельні силові установки застосовуються для різноманітної техніки від автомобілів до судових силових установок. Дизельні палива мають істотні переваги перед бензинами [1]. Усереднений коефіцієнт корисної дії дизельної силової установки (ДСУ) майже удвічі може перевищувати ККД карбюраторного двигуна [3]. Існує декілька способів доведення до необхідних вимог зимових сортів дизельних палив [2].

В умовах експлуатації транспортно-господарської техніки з ДСУ можливо впливати на низькотемпературні властивості дизельних палив тільки механічними засобами. Дизельні силові установки (ДСУ) підрозділяють на високо-, середньо- і малооборотні. Для кожного типу призначено своє пальне. Високооборотні дизелі встановлюють в основному на автомобілях. Для них призначено паливо, яке зазвичай і називають дизельним.Одними з основних недоліків дизельних палив є деякі їх властивості, що призводять до труднощів запуску дизельних двигунів в зимовий час [2]. Тому дизельні палива випускаються з неоднаковими характеристиками залежно від пори року. Вони є мало не єдиними нафтопродуктами, що мають сезонні вимоги до показників їх якості.

Рисунок 1. Способи покращення низькотемпературних якостей літнього дизельного палива

Основні транспортні засоби, що використовують високооборотні дизелі, - вантажівки. Дизельні двигуни мають наступні переваги перед карбюраторними:

1. Витрата палива при роботі на режимі максимальної потужності на 30-35 % менше. 2. Підвищена надійність роботи. 3. Рівномірний розподіл палива по циліндрах і рівномірне навантаження окремих циліндрів. 4. Середня температура робочого циклу дизеля нижча. 5. Забезпечує пожежну безпеку. 6. Дизельні двигуни допускають більші перевантаження і відрізняються більшою стійкістю в роботі.

До недоліків дизелів відноситься їх більша питома вага і менша в порівнянні з карбюраторними двигунами швидкохідність. В умовах низьких температур зовнішнього повітря запуск дизелів протікає важче, ніж карбюраторних двигунів.

Найбільш значимими показниками дизельних палив, що впливають на подачу та сумішеутворювання, є низькотемпературні якості.

Постановка задачі. В Україні існує дефіцит зимових сортів дизельних палив. Для зимових дизельних палив розроблені особливі вимоги до низькотемпературних

властивостей - температури помутніння, температури застигання і граничної температури фільтрованості. При цьому зимою в системі паливоподачі дизеля може спостерігатися загустіння палива – тобто його парафінізація. Для усунення цього явища застосовують ефект руйнування парафінів, які базуються на різноманітних фізичних процесах. Прототип даної роботи описано в патенті, де руйнування парафінів пропонується здійснювати за допомогою ультразвукового генератора. Ця система живлення за рахунок обробки його ультразвуковим полем забезпечує високу якість підготовки палива, що рухається по циркуляційному контуру. До недоліків даної системи живлення варто віднести те, що вона недостатньо ефективна в умовах низьких температур, що визначає її обмежене застосування й обумовлює високі витрати на обслуговування паливних фільтрів. Недоліком описуваної паливної установки є низька ефективність фільтрування в умовах низьких температур. В зимовий період температура можливої експлуатації автомобілів звичайно перебуває між температурою помутніння й температурою застигання, тобто повної втрати плинності палива. Помутніння палива обумовлене випаданням кристалів парафінів, які, забиваючи фільтри, призводять до відмови двигуна.

Мета запропонованих досліджень - підвищення ефективності фільтрації палива в умовах низьких температур.

Результати досліджень. Поставлена мета досягається тим, що, у системі паливоподачі дизеля, що містить прямий контур і циркуляційний контур з послідовно включеними паливним баком, паливопідкачуючим насосом, фільтром тонкого очищення палива, паливним насосом високого тиску, що сполучаються трубопроводами й зливальним трубопроводом паливного бака.

Новим в запропонованій схемі паливоподачі є двопозиційний одноходовий клапан-термостат, внутрішня порожнина фільтра тонкого очищення розділена проникненою для ультразвукових хвиль перегородкою на дві камери, в одній з яких розміщено фільтруючий елемент, а в іншій - гідродинамічний випромінювач, при цьому вхід клапана-термостата підключено до виходу циркуляційної магістралі паливного насоса високого тиску, перший вихід клапан-термостата сполучений зі зливальним трубопроводом паливного бака, а другий вихід -з камерою, у якій розміщено гідродинамічний випромінювач, при цьому вихід останнього сполучення зі зливальним трубопроводом паливного бака.

На рис. 2 зображено функціональну схему запропонованої системи паливоподачі запропоновану систему живлення двигуна внутрішнього згоряння дизельним паливом з використанням гідравлічного випромінювача. Роботу системи варто розглядати з двох позицій [5].

Перша позиція: температура можливої експлуатації автомобіля лежить вище температури помутніння палива. У цьому випадку з паливного бака 1 паливопідкачуючий насос 2 подає паливо через фільтр тонкого очищення 3 у паливний насос високого тиску 4 і по зливальній магістралі 9 з паливного насоса високого тиску злив палива надходить через двопозиційний одноходовий клапан - термостат 5 у паливний бак.

Друга позиція: температура експлуатації автомобіля лежить нижче температури випадання кристалів парафіну. У цьому випадку двопозиційний одноходовий клапан-термостат 5 перемикає злив надлишку палива по паливопроводу 7 у камеру гідродинамічного випромінювача 6, а далі - по паливопроводам 8, 9 паливо знову надходить у паливний бак. Для підвищення ефективності дії системи живлення двигуна внутрішнього згоряння дизельним паливом пропонується паливопровод 7 виконувати з матеріалу з еластичними стінками. При цьому накопичена у еластичному матеріалі енергія сприятиме утворенню «ударної» солітонної хвилі, яка має зруйнувати парафінні відкладення на шляху подачі палива. Якість фільтрації палива забезпечується багаторазовим проходженням випромінювача через циркуляційний контур, де в камері гідродинамічного випромінювача руйнуються кристалічні ґрати палива в результаті ультразвукового опромінення.

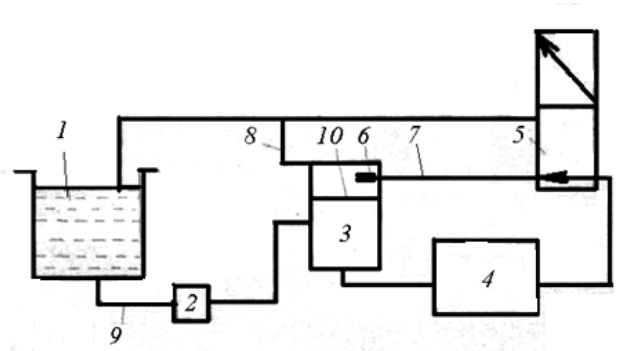


Рисунок 2. Система паливоподачі: 1 – паливний бак; 2 – паливний насос; 3 – фільтр тонкої очистки; 4 – паливний насос високого тиску; 5 - двопозиційний одноходовий клапан-термостат; 6 – гідродинамічний випромінювач; 7, 8, 9 – паливопроводи; 10 – перегородка, яка є прозорою для ультразвукових хвиль.

Таким чином, нами пропонується система паливоподачі дизеля, що містить прямий контур і циркуляційний контур з послідовно включеними паливним баком, паливопідкачуючим насосом, фільтром тонкого очищення палива, паливним насосом високого тиску, що сполучаються трубопроводами й зливальним трубопроводом паливного бака. Ця схема відрізняється тим, що, з метою поліпшення фільтрації в умовах низьких температур, система постачена двопозиційним одноходовим клапаном-термостатом, внутрішня порожнина фільтра тонкого очищення розділена проникненою для ультразвукової хвилі перегородкою на дві камери, в одній з яких розміщено фільтруючий елемент, а в іншій - гідродинамічний випромінювач. Причому вхід клапана-термостата підключено до виходу циркуляційної магістралі паливного насоса високого тиску, перший вихід клапана-термостата сполучений зі зливальним трубопроводом паливного бака, а другий вихід-з камерою, у якій розміщений гідродинамічний випромінювач, при цьому вихід останньої сполучено зі зливальним трубопроводом паливного бака. Таким чином, ефект ультразвукової хвилі в роботі реалізується у вигляді установки подачі дизельного палива з використанням гідравлічного опромінювача, де передбачається видалення парафінних відкладень у системі паливоподачі за допомогою енергії відокремленої ультразвукової хвилі. На схему установки одержано авторське свідоцтво № 1740748 «Система топливоподачи дизеля» [5].

Висновки. Застосування механічного впливу на дизельне пальне дозволить покращити експлуатаційні характеристики транспортних засобів з дизельними силовими установками. В подальшому планується визначити характеристики гідродинамічного випромінювача.

ЛІТЕРАТУРА

1. Митусова Т.Н., Калинина М.В. Дизельные и биодизельные топлива//Нефтепереработка и нефтехимия, 2004. - №10. – С.11-14.

2. Б.А.Энглин. Применение жидких топлив при низких температурах. – М.: 2004 – 149 с.

3. А.М.Данилов. Присадки и добавки. Улучшение экологических характеристик топлив. – М.: Химия, 1996. – 232 с.

4. Мисюра Н.И. Математическое обеспечение описания колебательной системы / Мисюра Н.И., Ларин А.Н. // Геометричне та комп’ютерне моделювання: енергозбереження, екологія, дизайн. - Київ: КНУТД №4 (30), 2006. - С. 109 – 114.

5. Авторское свидетельство № 1740748 «Система топливоподачи дизеля», А.В.Дитятьев, Н.И.Мисюра, Н.Т.Сидельцева. Заявка №4752842. Зарегистрировано в Госреестре изобретений СССР 15 февраля 1992г.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ИДЕНТИФИКАЦИИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СУДОВОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Михайленко В.С.
Национальный университет «Одесская морская академия» (Украина)

Введение. Одним из сравнительно современных методов динамической идентификации, основанных на результатах наблюдения за изменениями значений контролируемых параметров объекта управления на определенном интервале времени, является метод Калмана [1]. Этапы реализации метода заключаются в следующем:

- в процессе эксплуатации через строго фиксированные интервалы времени записывают значения входных и выходных параметров;
- выбирают упрощенный вид аналитической модели, записанной в виде разностного уравнения того или иного порядка;
- по результатам наблюдения и принятого типа модели методом минимума суммы квадратов отклонений определяют коэффициенты разностного уравнения;
- решают разностное уравнение и сравнивают полученные динамические характеристики с экспериментом;
- при больших отклонениях задаются разностным уравнением более высокого порядка и повторяют расчет.

Для дифференциального лилейного уравнения с k- го порядка, описывающего динамику объекта управления, аналогом будет разностное уравнение вида:

$$y_n = A_0 y_{n-1} + A_1 y_{n-2} + \ldots + A_{k-1} y_{n-k} + B_0 x_{n-1} + B_1 x_{n-2} + \ldots + B_{k-1} x_{n-k},$$

где n — номер точки эксперимента; A, B — коэффициенты разностного уравнения. Оно может быть принято в качестве исходной модели при динамической идентификации. где n — номер точки эксперимента; A, B — коэффициенты разностного уравнения. Оно может быть принято в качестве исходной модели при динамической идентификации.

Поскольку порядок идентифицируемого объекта обычно неизвестен, следует начинать с наиболее простой модели, а именно — разностного уравнения первого порядка вида:

$$y_n = A_0 y_{n-1} + B_0 x_{n-1}.$$

Если модель окажется недостаточно адекватной, следует взять в качестве модели разностное уравнение второго порядка:

$$y_n = A_0 y_{n-1} + A_1 y_{n-2} + B_0 x_{n-1} + B_1 x_{n-2}.$$

Далее, используя методику минимизации суммы квадратов отклонений, т.е. функционала вида:

$$F = \min \sum_{i=1}^{n} (y_{эi} - y_{pi})^2,$$

Получаем систему уравнений:

$\frac{\partial F}{\partial A_0} = 0$; $\frac{\partial F}{\partial A_1} = 0$; $\frac{\partial F}{\partial B_0} = 0$; $\frac{\partial F}{\partial B_1} = 0$. Из которых можно определить коэффициенты A_0, A_1, B_0, B_1, удовлетворяющие критерию оптимальности.

Постановка задачи. Рассмотрим задачу идентификации на примере нахождения математической модели объекта СЭУ (главного двигателя) для канала измерения «температура охлаждающей воды».

Системы охлаждения современных главных судовых двигателей внутреннего сгорания (СДВС) служат для обеспечения максимально высоких технико-экономических показателей эксплуатации этих двигателей исключительно на номинальных режимах работы. Однако современная практика показывает, что судовые энергетические установки эксплуатируются продолжительное время на частичных режимах нагрузок [2]. В этой связи

усовершенствование систем охлаждения главных СДВС является весьма актуальной задачей. В системах охлаждения цилиндров СДВС от температуры охлаждающей воды в зарубашечном пространстве в значительной мере зависит температура стенки, которая, в свою очередь, влияет на протекание рабочего процесса в цилиндре, величину работы трения в цилиндропоршневой группе и интенсивность ее износа [3, 4]. Для двигателей малой и средней мощности, а также для относительно быстроходных двигателей с повышением температуры охлаждающей воды эффективная мощность увеличивается. Это увеличение зависит от типа двигателя и сорта цилиндровой смазки. Увеличение мощности связано с уменьшением потерь на трение. При полной нагрузке увеличение температуры охлаждающей воды незначительно изменяет удельный расход топлива, а на частичных нагрузках обнаруживается зона оптимальной температуры, при которой удельный расход топлива минимален. Повышение температуры охлаждающей воды до определенных пределов уменьшает износ цилиндропоршневой группы. Верхний предел температуры определяется условиями безопасной работы двигателя. В связи с применением сернистого и высоковязкого сортов топлива намечается тенденция к повышению температурного режима в системе охлаждения цилиндров и форсунок у мощных малооборотных двигателей до 62–85°С. Поэтому система терморегулирования главных судовых дизелей должна поддерживать постоянной (в пределах заданной неравномерности) температуру охлаждающей воды до 65–80°С при различных нагрузках и температурах забортной воды. Наиболее приемлемой для таких двигателей в настоящее время считается температура воды на выходе из двигателя 80°С (двигатели Зульцер, Бурмейстер и Вайн), при которой обеспечивается нормальный режим охлаждения. Повышение уровня поддержания температуры охлаждающей воды зависит от конструктивных особенностей двигателя, сорта применяемого масла и сорта топлива. На рис. 1 представлена схема регулирования температуры охлаждающей воды $t_2=T_{вых}$, действующая по наиболее распространенному способу перепуска [2].

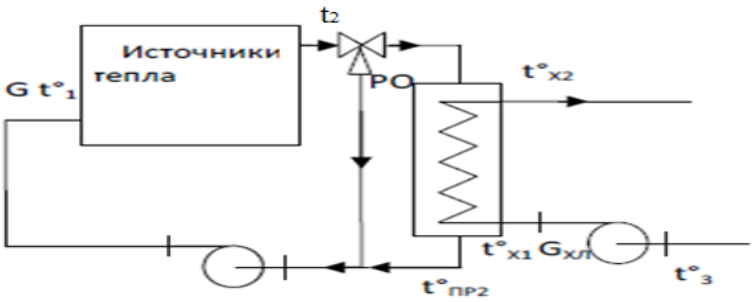


Рисунок 1. Схема регулирования температуры охлаждающей воды перепуском

Результаты исследования

Приведем аналитическое описание представленной системы [1]. Количество отведенной теплоты определяется формулой теплового баланса:

$$q_{отв} = c_в G_в g(T_{вых} - T_x) \quad (1)$$

где $c_в$ – удельная теплоемкость воды, $G_в$ – расход пресной воды через зарубашечное пространство, g- положение регулирующего органа (РО) (трехходового клапана), $T_х$ – температура воды после охладителя (t_1).

Количество подведенной теплоты выражается функцией температуры газов и регулируемой температуры на выходе из двигателя

$$q_{под}= f(T_г;T_{вых}) \quad (1)$$

В соответствии с выражением (1)

$$q_{отв} = f(g; T_{вых}; T_x) \tag{2}$$

После разложения зависимостей (1), (2) в ряд Тейлора и использовании его линейных членов подставим линеаризованные выражения для $q_{отв}$ $q_{под}$ в формулу (1.3) выражающую неустановившееся (динамическое) состояние системы (нарушение статического равновесия между количеством подводимой и отводимой теплоты).

$$c_п = \mathrm{d}T_{вых}/\mathrm{d}t = q_{под} - q_{отв} \tag{3}$$

где $c_П$ – приведенная теплоемкость системы охлаждения. С учетом условий статического равновесия получаем уравнение динамики системы охлаждения двигателя

$$c_п \frac{d\Delta T_{вых}}{dt} + [(\frac{\partial q_{отв}}{\partial T_{вых}})_0 - (\frac{\partial q_{под}}{\partial T_{вых}})_0]\Delta T_{вых} = (\frac{\partial q_{под}}{\partial T_{газ}})_0 \Delta T_г - (\frac{\partial q_{отв}}{\partial g})_0 \Delta g - (\frac{\partial q_{отв}}{\partial T_x})_0 \Delta T_x \tag{4}$$

Уравнение (4) разделим на фактор устойчивости температурного режима охлаждения дизеля (5)

$$F_в = \frac{\partial q_{отв}}{\partial T_{вых}} - \frac{\partial q_{под}}{\partial T_{вх}} \tag{5}$$

и введем относительные координаты $y_m = \Delta T_х/T_{хо}$; $y_0 = \Delta T_{вых}/T_{выхо}$; $y_г = \Delta T_г/T_{го}$; $x=\Delta g/g_o$. После введения постоянной времени T, коэффициентов усиления по исследуемым каналам $K_г, K_g, K_x$ получим уравнение динамики системы охлаждения двигателя (инерционное звено):

$$(Tp + 1) y_0 = K_г y_г - K_g x - K_x y_m \tag{6}$$

Для анализа температурного режима главного судового двигателя (ГД) фиксировалось нарастание температуры охлаждающей воды при приложении номинальной нагрузки. Результаты измерений приведены в таблице. Требуется определить постоянную времени нагрева двигателя и получить математическую модель процесса для системы эргатического регулирования температуры охлаждающей воды на выходе из ГД (АСР t_2).

Таблица 1. Данные теплоэнергетического процесса

t, ч	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\Theta,^0 C$	12	38,7	54,9	64,8	70,7	74,3	76,6	77,9	78,7	80
$\Theta_{модели},^0 C$	—	—	54,91	—	70,70	—	—	—	78,6	—

Из данных наблюдения видно, что температура изменилась от $\Theta_{нач} = 12^0 C$ до $\Theta_{уст} = 80^0 C$. Согласно методу Калмана [1], для идентификации математической модели объекта управления, используем разностное уравнение первого порядка:

$$\Theta_п = A_0 \Theta_{п-1} + B_0 \Theta_{уст}$$

Для упрощения расчетов примем интервал времени измерений замеров $\Delta t = 2$ *ч*

Для минимизации суммы квадратов отклонений запишем функционал

$$F = \min \sum_1^m (\Theta_{эп} - \Theta_п)^2 = \min \sum_1^m (\Theta_п - A_0 \Theta_{п-1} - B_0 \Theta_{уст})^2 \cdot$$

Приравняем нулю частные производные от функционала:

$$\frac{\partial F}{\partial A_0} = \sum_1^m 2(\Theta_п - A_0 \Theta_{п-1} - B_0 \Theta_{уст}) \Theta_{п-1} = 0 ;$$

$$\frac{\partial F}{\partial B_0} = \sum_1^m (\Theta_n - A_0 \Theta_{n-1} - B_0 \Theta_{уст}) \Theta_{уст} = 0$$

И с учетом того, что

$\sum_1^m \Theta_{уст} = m\,\Theta_{уст}$ и $\Theta_{уст} \neq 0$, получим систему канонических уравнений:

$$A_0 = \sum_1^m \Theta_{n-1} + B_0 m \Theta_{уст} \Theta_{уст} = \sum_1^m \Theta_n ;$$

$$A_0 = \sum_1^m \Theta^2_{n-1} + B_0 \Theta_{уст} \sum_1^m \Theta_{n-1} = \sum_1^m \Theta_n \Theta_{n-1} .$$

откуда:

$$A_0 = \frac{m \sum_1^m \Theta_n \Theta_{n-1} - \sum_1^m \Theta_{n-1} \sum_1^m \Theta_n}{m \sum_1^m \Theta^2_{n-1} - \left(\sum_1^m \Theta_{n-1} \right)^2} ;$$

$$B_0 = \frac{\sum_1^m \Theta_n \sum_1^m \Theta^2_{n-1} - \sum_1^m \Theta_{n-1} \sum_1^m \Theta_n \Theta_{n-1}}{\Theta_{уст} \left(m \sum_1^m \Theta^2_{n-1} - \left(\sum_1^m \Theta_{n-1} \right)^2 \right)} ,$$

где m – число экспериментальных точек. Так как интервал времени принят равным 2 ч, то из полученных экспериментально данных при m = 4 выбираем точки:

Таблица 2. Расчетные данные

t, ч	0	2	4	6	8
$\Theta n, ^0C$	—	54,9	70,7	76,6	78,7
$\Theta n-1, ^0C$	12	54,9	70,7	76,6	—

Тогда

$\sum_1^4 \Theta_n = 282$; $\sum_1^4 \Theta_{n-1} = 215$; $\sum_1^4 \Theta^2_{n-1} = 14\,139$;

$\sum_1^4 \Theta_n \Theta_{n-1} = 16\,110$. Подставляя полученные значения в ввыражения для A_0 и B_0 , получаем:

$A_0 = 0.368$; $B_0 = 0.632$, и разностное уравнение при $\Theta_{уст} = 80^0C$ принимает вид:

$\Theta_n = 0,368\Theta_{n-1} + 50,5$

Для проверки адекватности модели по полученному выражению рассчитаны значения Θ в при тех же интервалах времени (табл.2 (модели)). Сравнивая расчетные данные с данными эксперимента, убеждаемся в допустимой адекватности математической модели объекту управления. Это позволяет сделать вывод возможности описания объекта в виде дифференциального уравнения первого порядка вида:

$$T \frac{d\Theta}{dt} + \Theta = \Theta_{уст} . \qquad (7)$$

где T – постояная времени. Решением котрого является:

$\Theta = \Theta_{уст}(1 - e^{-t/T}) + \Theta_{нач} e^{-t/T}$, где полагая $\Theta = \Theta_n$, $\Theta_{нач} = \Theta_{n-1}$ и $t = n \Delta t$, при $n = t$ получаем

$A_0 = e^{\Delta t/T}$, откуда $T = -\Delta t / \ln A_0 = -2 / \ln 0,368 = 2/0,9997 = 2 ч$.

Постоянная времени нагрева равна 2 ч, а дифференциальное уравнение (7) примет вид:

$$2\frac{d\Theta}{dt} + \Theta = 80 \cdot \tag{8}$$

Уравнение (1.8) является инерционным звеном первого порядка [5]. С учетом влияния возмущения (степень открытия клапана (рис.1). Определяется коэффициент усиления K объекта по каналу регулирования: $K = \frac{\Delta Y}{\Delta N}$ По, возмущение клапаном ΔN=10%, таким образо K = 8 (°С/% УП), где УП – показания указателя положения клапана. Инерционное звено принимает следующий вид:

$$W(s) = \frac{8}{(2s + 1)} \tag{9}$$

Выводы. Представленный метод идентификации математических моделей объектов управления, позволяет получить, для дальнейшего исследования, модели широкого класса тепловых объектов СЭУ. Аналитический метод Калмана позволяет более точно, в отличие от экспериментальной методики и без дополнительных затрат на экспериментальное оборудование, определить параметры моделей, а в последующем и рассчитать значения настроечных параметров для ПИ и ПИД - регуляторов в автоматизированных системах регулирования судовых объектов. Внедрение данного метода в компьютерные системы управления объектами СЕУ является перспективной практической задачей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Kalman R.E. Contribution to the Theory of Optimal Control // Bull. Soc. Mat. Mech. 1960. Vol. 5, № 1. P. 102–119.

2. Ланчуковский В.И., Козьминых А.В. Автоматизированные системы управления судовых дизельных и газотурбинных установок. Учебник. М – Транспорт, 1983 – 320 с.

3. Возницкий И.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания, том 1: М. - Моркнига, 2008. - 282 с.

4. Чернышев С.К. Diesel Engines / Судовые ДВС. Пособие для подготовки вахтенных механиков.М. – Негоциант, 2006 – 303 с.

5. Ротач В.Я. Теория автоматического управления. – М. – МЭИ,2008 – 396 с.

ПОШУК ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ АВТОБУСНОЇ МАРШРУТНОЇ МЕРЕЖІ М. ХЕРСОН

Музалевська Ю.Ю.
Херсонський національний технічний університет (Україна)

Зміни в житті України призвели до значної модифікації структури потреб населення в перевезеннях і перебудові маршрутних систем більшості українських міст, які найчастіше носили стихійний характер. У той же час прийняття рішень про зміну маршрутних систем являє собою складну науково-практичну задачу, що торкається інтересів великої кількості городян та має величезне соціальне й економічне значення [1].

Основними завданнями найбільш значимих проектів розвитку транспортної інфраструктури в сучасних містах, які розробляються і реалізуються в даний час, є [1,2]:

- радикальне підвищення транспортної доступності;
- зниження тиску на існуючу транспортну інфраструктуру за рахунок впровадження нових видів транспорту і систем управління транспортними потоками;
- покращення екологічної ситуації;
- забезпечення гармонійного розвитку міста та районів за рахунок транспортної системи.

Протягом останніх років на ринку пасажирських транспортних послуг м. Херсон спостерігаються значні зміни попиту на міські автобусні перевезення, поява нових учасників, корегування маршрутної мережі без урахування вищезазначених змін [3,4]. Особливої актуальності дана проблема набуває в умовах зростання рівня автомобілізації населення на фоні недостатніх темпів розвитку вулично-дорожньої мережі.

На сьогоднішній день розроблена система нормативів функціонування пасажирського транспорту, що дає можливість оцінити якість його роботи [5]:

1) нормативи, які визначають доступність транспортної системи;
2) нормативи, які визначають рівень технологічної організації роботи автотранспорту на маршруті;
3) нормативи, які визначають витрати часу на пересування;
4) нормативи, які визначають рівень комфортності поїздки;
5) нормативи, які визначають безпеку пересування.

Задачами, що вирішуються за допомогою вищезазначених нормативів, є [5]:

- визначення рівня задоволення попиту населення міста на перевезення;
- оцінка якості обслуговування населення транспортом загального користування на основі встановлених показників якості;
- розрахунок оптимальної маршрутної мережі транспорту загального користування.

Метою даної системи є підвищення якості обслуговування населення транспортом загального користування.

Відповідно до встановленого рівня якості в кожному нормативі визначаються конкретні показники, яким повинна відповідати система організації і здійснення пасажирських перевезень транспортом загального користування [5].

З метою визначення перспективних шляхів розвитку міської автобусної пасажирської мережі м. Херсон пропонується провести оцінку її сучасного стану за двома групами показників. До першої групи обрати показники, що визначають доступність транспортної системи [5-7]:

1. Маршрутний коефіцієнт, що відображує насиченість ділянки мережі пасажирськими сполученнями. Розраховують за формулою:

$$K_M = \frac{\sum_{i=1}^{n} L_{m_i}}{L_M}. \qquad (1)$$

де L_{m_i} – довжина *i*-того маршруту, км;

L_M – довжина маршрутної мережі, км.

Показник якості: $К_м > 2 \div 2,5$ (показник застосовується з урахуванням маршрутів міського наземного електричного транспорту загального користування).

2. Щільність маршрутної мережі, що розраховують за формулою:

$$\delta = \frac{L_c}{F_M}. \tag{2}$$

де L_c – довжина маршрутної мережі, км;

F_M – площа забудованої частини міста, км^2.

Показник якості: δ = 1,6 – 1,8 (показник застосовується з урахуванням маршрутів міського наземного електричного транспорту загального користування).

Даний показник характеризує насиченість території міста лініями наземного міського транспорту. Чим вище щільність, тим менше відстань між лініями і тим менше часу витрачають пасажири на підхід до ліній вищезазначеного транспорту.

3. Транспортна рухливість населення, тобто кількість мережних поїздок, дорівнює:

$$B = \frac{Q_{річн}}{N_{жит}}. \tag{3}$$

де $Q_{річн}$ – річний обсяг перевезень (пас.);

$N_{жит}$ – чисельність населення, що проживає на території транспортної мережі міста, чол.

Показник якості: $B \geq 420$ (показник застосовується з урахуванням маршрутів міського наземного електричного транспорту загального користування).

4. Коефіцієнт змінності пасажирів. Визначається відношенням середньої довжини маршруту до середньої відстані поїздки пасажирів:

$$K_з = \frac{L_м}{L_{ср}}. \tag{4}$$

Показник якості: $K_з$ дорівнює від 2 до 4.

5. Середня відстань поїздки пасажира є відношенням фактичного пасажирообігу до обсягу перевезень:

$$L_{ср} = \frac{P}{Q}. \tag{5}$$

де P – пасажирообіг, пас.км;

Q – обсяг перевезень, пас.

Показник якості: $L_{ср} < 5 \div 7$ км.

До другої групи обрати показники, що відображують експлуатаційні характеристики транспортної мережі:

1. Коефіцієнт непрямолінійності маршруту – означає відносну оцінку конфігурації траси маршруту і визначається за формулою:

$$k_i = \frac{L_{M_i}}{L_{B_i}}. \tag{6}$$

де L_{M_i} – довжина *i*-того маршруту, км;

L_{B_i} – відстань між пунктами початку і кінця маршруту по повітряній лінії, км.

Для маршрутів, що зв'язують житлові райони з центром міста $k_i \le 1{,}2$.

Для маршрутів, що зв'язують периферійні райони між собою й у середньому для всієї маршрутної мережі $k_i \le 1{,}3$.

2. Ступінь дублювання одного маршруту іншим:

$$\rho_{i,j} = \frac{L_{i,j}}{L_{M_i}}. \qquad (7)$$

де i – маршрут, що дублюється;

j – маршрут, що дублює;

$\rho_{i,j}$ – ступінь дублювання *i*-того маршруту *j*-тим, %;

$L_{i,j}$ – довжина сполученої ділянки маршрутів, км

Показники якості обслуговування населення міським пасажирським транспортом загального користування м. Херсон [3-7] наведені в таблицях 1, 2.

Таблиця 1. Оцінка якості обслуговування населення міським пасажирським транспортом загального користування м. Херсон

№ з/п	Показники рівня якості обслуговування	Показник якості	Розрахункова величина	Відповідність нормі
1	Маршрутний коефіцієнт	$К_м > 2 \div 2{,}5$	4,68	>
2	Щільність маршрутної мережі	δ =1,6 – 1,8	2,33	>
3	Транспортна рухливість населення	$В \ge 600$	244	<
4	Коефіцієнт змінності пасажирів	$К_з = 2 - 4$	2,11	відповідає нормі
5	Середня відстань поїздки пасажира	$L_{ср} < 5 \div 7$ км	7	відповідає нормі
6	Коефіцієнт непрямолінійності маршруту	$k_i \le 1{,}2$ $k_i \le 1{,}3$	2,25	>

Таблиця 2. Результати аналізу дублювання автобусних маршрутів м. Херсон

Кількість діючих маршрутів, од.	Кількість випадків дублювання, од.		
	100 %	Від 80 до 100 %	Від 40 до 80 %
41	1	8	87

Невід'ємною частиною підвищення якості функціонування пасажирського транспорту є забезпечення зниження рівня завантаження рухом на вулицях міста. В ході дослідження були отримані розрахункові значення інтенсивності руху транспортних засобів загального користування за основними аварійно небезпечними ділянками вулично-дорожньої мережі (ВДМ) міста.

Найбільша інтенсивність руху спостерігається на наступних ділянках ВДМ:

- Миколаївське шосе на ділянці від пл. Перемоги до пров. Пугачова;
- вул. Потьомкінська по всій довжині;
- вул. Соборна на ділянці від вул. Воронцовської до пл. Корабелів;
- вул. І. Кулика по всій довжині;
- пр. 200 річчя Херсона по всій довжині.

Однак з цих ділянок ділянки по вул. Соборній, вул. І.Кулика, пр. 200 річчя Херсона хоч і мають високу інтенсивність руху, але рівень завантаження залишається в межах норми.

Висновки.Існуюча пасажирська транспортна мережа міста Херсон вимагає значного вдосконалення, викликаного надто завищеними отриманими в результаті дослідження показниками якості функціонування, серед яких: маршрутний коефіцієнт, щільність маршрутної мережі, ступінь дублювання маршрутів, коефіцієнт непрямолінійності маршрутів, рівень завантаження ВДМ.

Перевищення отриманого значення маршрутного коефіцієнту пояснюється великою кількістю маршрутів зі схожими трасами. До того ж, надмірне дублювання маршрутів супроводжується значною завантаженістю зупиночних пунктів і негативно відбивається на роботі транспорту загального користування в цілому. Завищене отримане значення коефіцієнта непрямолінійності маршрутів характеризує мережу з виключно високою непрямолінійністю трас.

В силу того, що маршрутна мережа має вирішальний вплив на всі інші елементи маршрутної системи, завдання маршрутизації грає провідну роль в удосконаленні, плануванні і організації роботи масового міського пасажирського транспорту. У переважній більшості робіт, присвячених дослідженню маршрутної мережі, завдання формування нової схеми маршрутів трактується як визначення таких трас і провізних можливостей маршрутів, які забезпечують мінімальне або максимальне значення функціонала, обраного в якості критерію оптимізації.

Для м. Херсон процес розробки раціональної мережі автобусних маршрутів повинен переслідувати наступні реально досяжні цілі:

1. Покращення якості обслуговування населення маршрутами міських автобусів.
2. Усунення необґрунтованого дублювання маршрутів руху міських автобусів.
3. Зменшення завантаження магістральних вулиць центра міста потоками маршрутного пасажирського транспорту.

ЛІТЕРАТУРА

1. Біліченко В.В. Проблеми та перспективи розвитку маршрутної мережі пасажирських перевезень у м. Вінниця / В.В. Біліченко // Наукові нотатки Луцького національного технічного університету. – Луцьк. – 2014. – № 45. – С. 42 – 47.
2. Амоша О. І. Європейський досвід забезпечення ефективного функціонування підприємств міського пасажирського транспорту [Електронний ресурс] / О. І. Амоша, О. С. Філіппова // Економіка будівництва і міського господарства. – 2010. – Том 6. № 4. Режим доступу до журн.: www.nbuv.gov.ua/portal/Soc.../st-02.pdf.
3. Головне управління статистики у Херсонській області [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.ks.ukrstat.gov.ua.
4. Справочник маршрутов Херсона [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.wikiroutes.info.
5. Нормативи якості транспортного обслуговування населення на регулярних маршрутах загального користування в м. Запоріжжі [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.meria.zp.ua.
6. Херсонська торгово-промислова палата [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.tpp.ks.ua.
7. Вакуленко К. Є. Управління міським пасажирським транспортом : навч. посібник / К. Є. Вакуленко, К. В. Доля; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2015. – 257 с. ISBN 978-966-695-382-0.

НАДЁЖНОСТЬ КОНДИЦИОНЕРОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТРАНСПОРТА

Наглюк И.С., Левченко А.В., Наглюк М.И.
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет (Украина)

Введение. На современном этапе развития авиационного, железнодорожного, автомобильного, морского и речного транспорта к новой технике предъявляются жёсткие и все возрастающие требования по повышению надёжности, долговечности, комфортности и уменьшения экологического ущерба наносимого окружающей среде, а также снижению расхода топливо-смазочных и эксплуатационных материалов. Реализация ресурса заложенного в двигателе и агрегатах, возможна только при использовании эксплуатационных материалов современного поколения, полностью соответствующих по эксплуатационным свойствам их конструкционным особенностям и условиям эксплуатации.

Регламентированные сроки смены масел не всегда обоснованы ввиду применения двигателей и агрегатов различных моделей и модификаций, работающих в неодинаковых условиях эксплуатации. Масла, как правило, к сроку замены не исчерпывают запаса своих эксплуатационных свойств и могут работать дольше без снижения надёжности работы двигателей и агрегатов транспортных средств. При достижении одним или несколькими показателями качества масла предельных значений происходит увеличение скорости изнашивания деталей агрегатов в результате, снижается надежность, экологичность и экономичность работы автомобиля.

Анализ исследований и публикаций. У каждого эксплуатационного материала [1,2,3], включая хладагенты (фреоны), есть область применения, регламентируемая международными нормативными документами. Исходя их этого, каждый производитель техники, в том числе такие автомобильные концерны как BMW, MB, VW, GM и др. разрабатывает конкретные требования к применению того или иного эксплуатационного продукта для своих систем кондиционирования воздуха в салоне автомобиля.

В руководстве по эксплуатации (техническому обслуживанию и ремонту) автомобилей, перечисленных производителей, как регламентирующем документе на проведение работ технического обслуживания, четко обозначены материалы и порядок проведения работ по обслуживанию систем кондиционирования. А именно: использование в качестве хладагента – фреона марки R 134a, в качестве смазочного материала – синтетических масел на основе сложных эфиров полиолов (POE) или полиалкилгликолей (PAG). Другие сочетания материалов (хладагентов других марок, а также, масел минеральной или полусинтетической основы) могут вызвать изменение смазывающих свойств масел и оказывать негативное влияние на надежность (безотказность и срок) эксплуатации агрегатов систем кондиционирования применяемых на автомобилях.

Постановка задачи. Провести исследование изменения смазочных свойств синтетического компрессорного масла при заправке кондиционера разными марками хладагента во время эксплуатации автомобиля. В процессе эксплуатации автомобилей, при работе агрегатов масло выполняет функции накопителя продуктов изнашивания и загрязнений, а это приводит к изменению основных показателей качества масла [4].

Для испытаний были взяты несколько образцов отработанного синтетического компрессорного масла Planetelf ACD 100 FY фирмы Total, которое работало с хладагентом R 134a фирмы San Mei (образец № 1) и со смесью хладагентов R134a, R142b и R 22 (R134a -18,2%, R142b-15%, R22-66,8%) образец № 2 в одних условиях и одинаковое время. Испытания проводились на четырёхшариковой машине трения (ЧШМ) по методике ГОСТ 9490.

Результаты испытаний представлены в таблице 1.

Таблица 1. Скорости поступления продуктов износа (железа) в моторное масло при эксплуатации автомобилей и автобусов

Показатели	Образец №1	Образец №2	Норматив-ный документ, ГОСТ
1.Трибологические характеристики при температуре (20 ± 5) ºС определяемые на ЧШМ: - критическая нагрузка ($Р_к$), Н - показатель износа ($Д_и$) при постоянной нагрузке 196 Н, мм	657 0,27	588 0,76	9490

Выводы. При работе синтетического компрессорного масла Planetelf ACD 100 FY со смесью хладагентов R134a, R142b и R22 происходит прогрессирующее ухудшение смазочных свойств, снижение критической нагрузки ($Р_к$) на 10,5% и увеличение показателя износа ($Д_и$) в 2,8 раза за 1 час работы по сравнению с маслом работающего с хладагентом R 134a. Данные показатели в процессе дальнейшей работы системы конденцианирования будут только ухудшаться.

Эксплуатация компрессорного оборудования на синтетическом компрессорном масле Planetelf ACD 100 FY со смесью хладагентов R134a, R142b и R22 не желательно, так как это вызывает резкое снижение смазочных свойств ресурса узлов системы кондиционирования, что приводит к быстрой потере работоспособности и отказу оборудования системы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Венцель Е. С. Улучшение качества и повышение сроков службы нефтяных масел / Е. С. Венцель, С. Г. Жалкин, Н. И. Данько. – Харьков: УкрГАЖТ, 2003. – 168с.

2. Григорьев М. А. Качество моторного масла и надежность двигателей / М. А. Григорьев, Б. М. Бунаков, В. А. Долецкий. – М.: Изд-во стандартов, 1981.– 232с.

3. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: Підручнік / О.А. Лудченко. – К.: Знання-Прес, 2003. – 511с.

4. Наглюк И.С. Изменение трибологических свойств моторных и трансмиссионных масел при эксплуатации / И.С. Наглюк // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля: наук. журнал. – Луганськ, 2010. – №6 (148). – С. 135–138.

СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ ПРОПУЛЬСИВНИМ КОМПЛЕКСОМ СУДНА – КАБЕЛЕУКЛАДАЧА

Наговський Д.А., Дощенко Г.Г.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. На сьогоднішній день офшорний флот стрімко розвивається. Від вантажних суден до суден підтримки, електрообладнання та системи управління становляться дедалі складнішими. Це вимагає високої компетенції персоналу, який обслуговує цей флот, зокрема флот підтримки, а також надійної роботи систем автоматичного управління вузлів судна, що базується на прямих та непрямих вимірюваннях поточних параметрів системи (швидкість обертання, тиск, струм, напруга тощо).

Актуальність досліджень. Зважаючи на призначення, кабелеукладачі мають безліч електричного та електронного обладнання, обслуговуванням якого займається електромеханік [1]. Технологія обслуговування, наприклад, електродвигунів насосів та електродвигунів азимутальних трастерів суттєво відрізняються, зогляду на потужності, питомої напруги тощо. Тому отримання відповідними системами управління достовірних даних вимірювання є запорукою надійної роботи суднового електрообладнання і дослідження є актуальним.

Постановка задачі. Дослідити систему управління пропульсивними трастерами DP2 Kongsberg Portable Thruster System на предмет достовірності вимірювань регульованих та регулюючих величин.

Результати досліджень. Суднова пропульсивна система управління контролює всі пропульсивні елементи та надає індивідуальні команди управління та уставки для кожного пропульсивного блоку. Розташування елементів пропульсивної системи на судні зображено на рис. 1

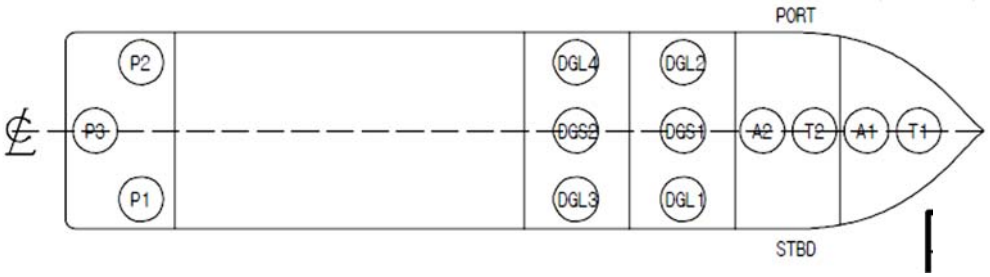


Рисунок 1. Розташування елементів пропульсивної системи на судні

На рис.1: DGL1-4 – генератори по 3800кВт, DGS1-2 – генератори по 3300кВт, T1, T2 – тунельні гвинти по 2200кВт, A1, A2 – втягуючі гвинти по 2000кВт, P1-P3 – пропульсивні гвинти по 3000кВт.

Система управління пропульсивним комплексом складається із взаємодії двох систем керування: VFD від компанії ABB та системи контролю та управління положенням гвинта (TCU) від компанії Wartsila. Програмний сумісний контроль виконується інтегрованою системою автоматики Kongsberg та K-chief (відповідно, DP-2 система)

Система керування VFD використовує наступні вхідні параметри:

- Номінальна потужність електродвигуна;
- Номінальний момент електродвигуна;
- Номінальний струм електродвигуна;
- Номінальна швидкість електродвигуна;
- Живлення електродвигуна;
- ККД електродвигуна;
- Максимальний струм електродвигуна;
- Попередження щодо температури обмоток електродвигуна;

- Максимальний момент гвинта;
- Максимальна потужність гвинта;
- Максимальна швидкість гвинта;
- Максимальний час прискорення/гальмування гвинта.

Управління приводом базується на мікропроцесорному програмному забезпеченні. Контроллер NAMC (Application and Motor Controller) управляє двигуном через сигнали вимірювання, параметри, уставки та команди від PLC AC800 та управляючої панелі CDP 312. Система управління видає команди контролеру приводу електродвигуна, котрий обчислює позиції переключення IGBT- ключів. Драйвери ключів приймають ці сигнали для управління мостами інвертору.

Управління двигуном за допомоги перетворювача частоти засноване на прямому контролі моменту двигуна (DTC) за допомоги потоку статора. Силові ключі інвертора регулюються для досягнення необхідного потоку статора і крутного моменту двигуна. Силовий модуль перемикається тільки тоді, коли значення фактичного крутного моменту і потоку статора відрізняються від еталонних значень більш ніж допустимий гістерезис. Контрольне значення регулятора крутного моменту приходить або від регулятора швидкості, або безпосередньо від зовнішнього джерела.

Управління двигуном вимагає вимірювання проміжної напруги мережі і двофазних струмів двигуна. Потік статора розраховується шляхом інтегрування напруги двигуна в векторному просторі. Крутний момент двигуна обчислюється як векторний добуток потоку статора і струму ротора.

Визначено з [2],що система керування VFD не використовує пряме вимірювання швидкості обертання валу пропульсивного двигуна для управління ним. Концепція керування швидкістю обертання пропульсивних двигунів системою VFD зображена на рис.2.

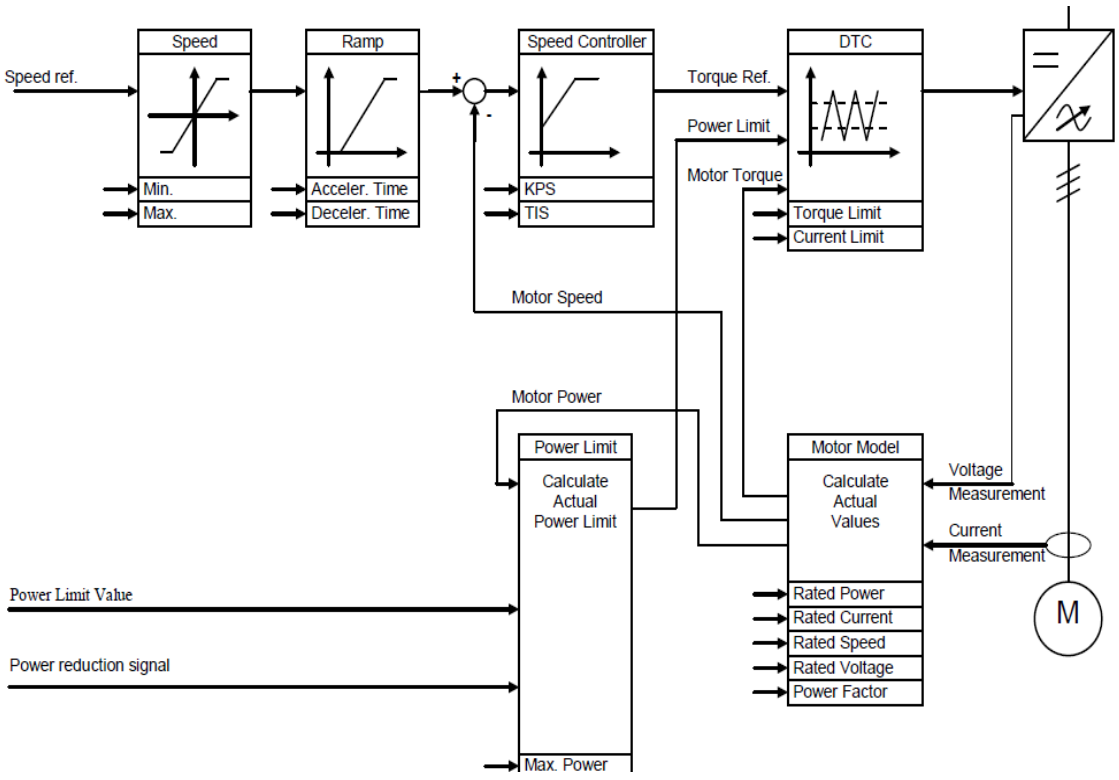


Рисунок 2. Концепція керування швидкістю обертання пропульсивних двигунів системою VFD

В процесі експлуатації в силу природних явищ виникають ситуації, коли розрахована швидкість є незадовільною і окремий трастер чи декілька аварійно

зупиняються. Це вимагає певних аварійних дій з боку екіпажу. Тому пропонується не уникати прямих вимірів та встановити датчик Telemecanique XS518B1DAL5, фірми Schneider Electric для контролю обертів трастеру в кількості 2шт. на кожен трастер для забезпечення достовірності вимірювання.

Тип датчику – індуктивний. Безконтактні індуктивні датчики – найбільш популярні. Якщо порівнювати індуктивні датчики з механічними, то переваги очевидні: безконтактний принцип роботи, відсутність рухомих деталей і деталей тертя, висока частота перемикання в поєднанні з високою точністю спрацьовування. Індуктивні безконтактні вимикачі є мініатюрними детекторами з металу і дозволяють детектувати об'єкти, виготовлені з будь-якого металу. На індуктивні датчики не впливає висока вологість, пил, вібрація. Датчик має ступінь захист IP67, IP67; робочу частоту 4кГц, робочу температуру від -25 до +85 градусів Цельсію, та вібростійкість 50Гн.

В системі управління, для забезпечення достовірності та резервування ми рекомендуємо встановити 2 таких датчика. В [2] датчики такого типу називаються “pickup”. Зовнішній вигляд датчика показаний на рис. 3.

Таким чином, при встановленні вищезазначеного датчика, на віддалену панель попереджень буде посилатись сигнал розбіжності фактичної швидкості з враховуємою від VFD. Якщо рівень сигналів від двох датчиків-pickup’ів однаковий, а попередження про розбіжність присутнє, це означає, що VFD помиляється щодо розрахункової швидкості, і трастер несправний. Оператор, на свій розсуд, може вивести саме його з експлуатації.

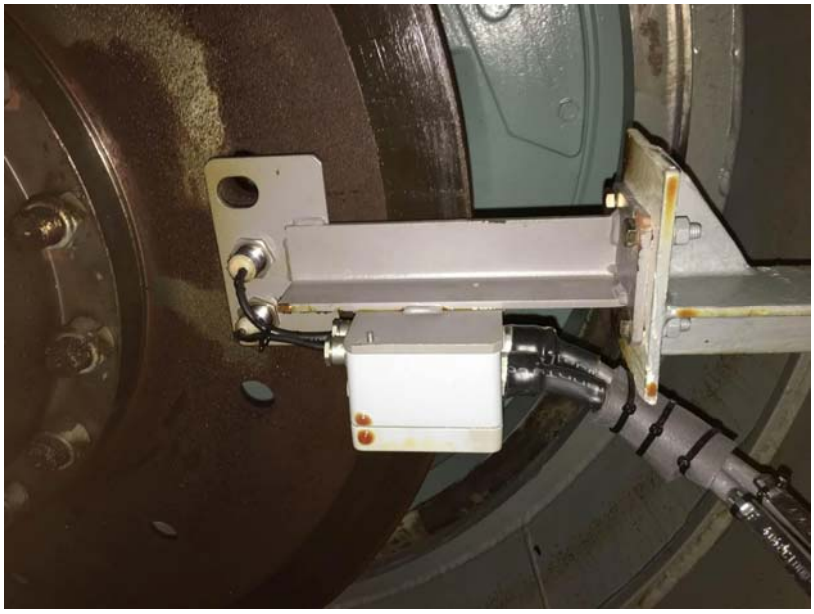


Рисунок 3. Датчик Telemecanique XS518B1DAL5 в дії

Система DP2 Kongsberg допускає вивід з експлуатації 1-го двигуна без втрати контролю над судном та без втрати позиції. В системі Kongsberg кожен рушій, рульовий механізм або підрулюючий пристрій має свою власну роздільну систему керування (RCS).

Повне ручне управління для силової установки, таким чином, складається з декількох паралельних RCS-х систем. Загальні функції для передачі команд і вибору режиму управління на кожній позиції управління обираються на кожній позиції та синхронізуються в паралельну систему[2]. Структурна схема пропульсивної системи управління з датчиком обертів показана на рис. 4.

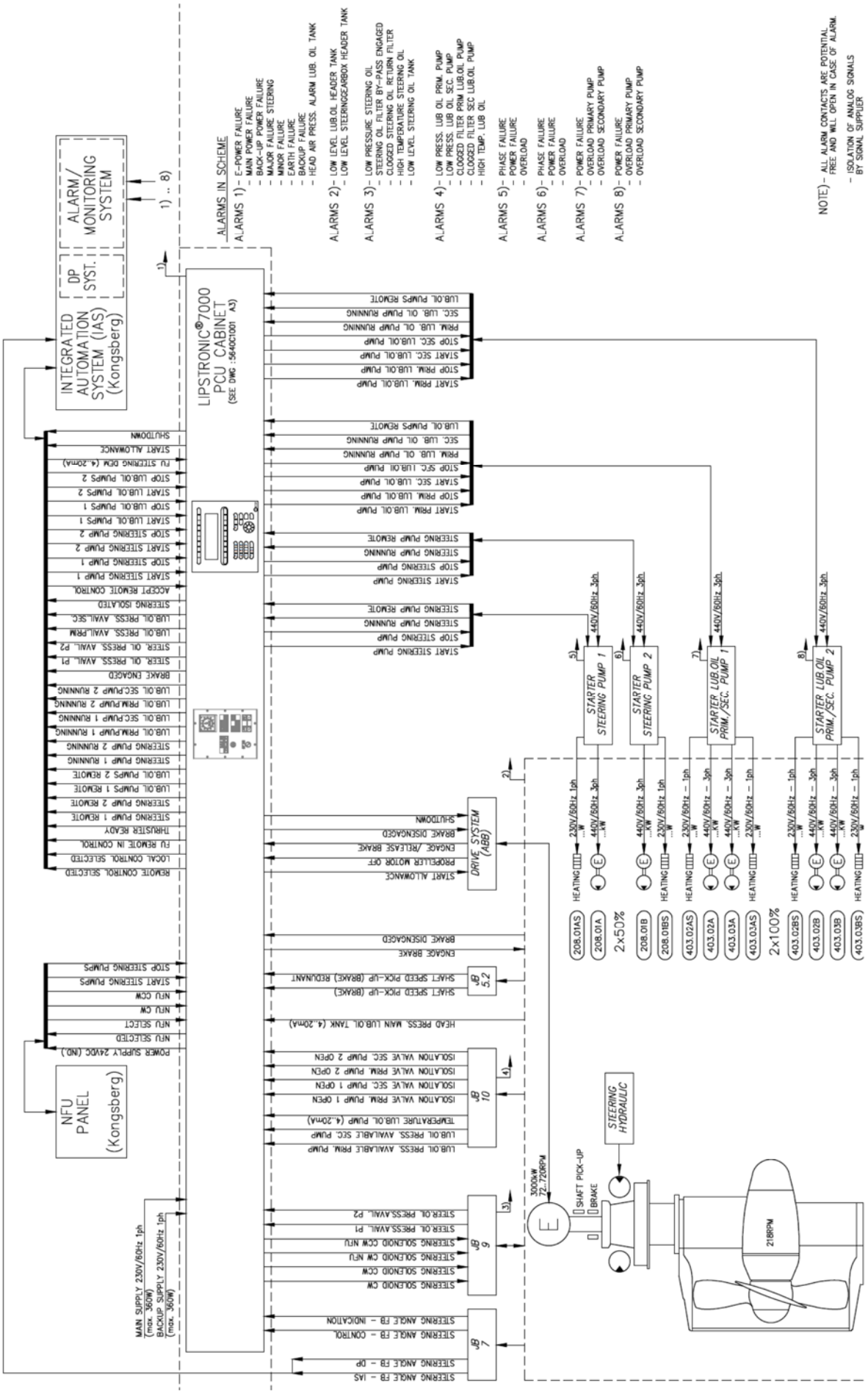


Рисунок 4. Структурна схема пропульсивної системи управління з датчиком обертів

Висновки. Таким чином, використання прямих вимірювань в сукупності з непрямими дозволяє виявляти несправні трастери судна та приймати рішення щодо їх відключення від процесу управління положенням судна; скоротити час на пошук несправного трастеру та причини несправності.

ЛІТЕРАТУРА

1. Model Course 7.08 Electro-Technical Officer. – London: IMO, 2014. – 190 p.
2. Technical specifications Top Coral do Atlantico, 2014. – 1029 p.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ПО ПАРАМЕТРАМ РАЗГОНА И ВЫБЕГА МАШИНЫ

Рабинович Э.Х., Зуев В.А.
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет (Украина)

Введение. Актуальность исследования. Будем называть машиной любое устройство, предназначенное для выполнения механической работы и имеющее привод (двигатель и трансмиссию) и рабочий орган.

Необходимый элемент рациональной системы технической эксплуатации машин – это регулярное получение информации о текущем состоянии объекта, т.е. диагностика. На крупных объектах, типа главных двигателей судов, турбогенераторов и т.п., имеется достаточно встроенных диагностических средств. На небольших массовых объектах, например, автомобилях, технико-экономические соображения сегодня ограничивают такие возможности. То же относится к объектам, созданным давно, но до сих пор находящимся в эксплуатации. Здесь нужны методы, позволяющие оценить состояние объекта по его рабочим (выходным) параметрам. Для автомобилей в качестве таких параметров предлагаются значения времени разгона от первой до второй скорости t_{acc12} и время выбега от третьей до четвертой скорости t_{dec34}.

Постановка задачи. Требуется установить количественное соотношение между измеряемыми в рабочих режимах выходными параметрами машины и искомыми выходными параметрами двигателя, характеризующими его техническое состояние. В нашем случае это соотношение между измеренными длительностями разгона и выбега автомобиля и фактическим крутящим моментом двигателя.

Результаты исследований. Время разгона определяется резервом тяги $P_p(v)$, т.е. разностью между тяговой силой, создаваемой приводом машины и зависящей от скорости $P_k(v)$, и сопротивлениями движению $P_c(v)$. Отношение P_p к массе объекта m – ускорение $j(v)$, которое и определяет текущую скорость при известном текущем времени разгона:

$$v_{acc12} = \sum_{v1}^{v2} \frac{P_{pi}}{m} \cdot \left(t_i - t_{i-1}\right). \tag{1}$$

Отсюда можно найти для каждого интервала скорости силу P_p и соответствующий эффективный крутящий момент двигателя M_e

$$P_{pi} = m \cdot \frac{\Delta v_i}{\Delta t_i};\ P_{ki} = P_{pi} + P_{ci};\ M_{ei} = \frac{P_{ki} \cdot r_d}{u_0 \cdot u_g \cdot \eta}, \tag{2}$$

где r_d – динамический радиус ведущего колеса, м; u_0, u_g – передаточные числа главной пары и включенной передачи; η-КПД трансмиссии.

Используем в качестве примера данные дорожных испытаний автомобиля Lada Priora [1]. Время разгона на IV передаче от 90 до 120 км/ч составило 11,5 с. Показатели выбега в этом скоростном диапазоне мы не могли измерить из-за недостаточной длины горизонтального участка испытательной дороги (1750 м). По усредненным диаграммам выбега в двух противоположных направлениях от 80 до 20 км/ч подобрана математическая модель, которая описывает процесс с погрешностью ±0,8 с; общая длительность выбега экспериментальная 95,95 с, расчетная 96,4 с; ошибка 0,5%. Модель включает в себя сопротивления качению P_f, аэродинамические P_w и потери холостого хода трансмиссии P_x:

$$P_f = m \cdot g \cdot (1,4354 \cdot 10^{-7} v^2 - 8,7314 \cdot 10^{-6} v + 0,010918),\ \text{где}\, m = 1454\,\text{кг}, \cdot g = 9,81\,\text{м/с}^2; \tag{3}$$

$$P_w = 1,1 \cdot \rho \cdot C_x \cdot F / 2 \cdot (v / 3,6)^{\alpha}, \tag{4}$$

где 1,1 – коэффициент, учитывающий, что на дороге сопротивление воздуха выше, чем в аэродинамической трубе [2]; ρ – плотность воздуха во время теста, 1,205 кг/м^3; C_x – коэффициент аэродинамического сопротивления, 0,32; F – лобовая площадь автомобиля, 1,93 м^2; α – зависящий от скорости показатель степени в формуле сопротивления воздуха [3, 4].

$$\alpha = -4,2220 \cdot 10^{-12} v^6 + 2.4800 \cdot 10^{-9} v^5 - 5,8313 \cdot 10^{-7} v^4 + 6,9818 \cdot 10^{-5} v^3 - 4,4316 \cdot 10^{-3} v^2 + 0,1367 v + 0,56448 \quad (5)$$

Номинальная зависимость крутящего момента двигателя от частоты вращения коленчатого вала (КВ) получена оцифровкой опубликованной [5] кривой момента с последующей аппроксимацией:

$$M_e = 1,4778 \cdot 10^{-19} n^6 - 2,8176 \cdot 10^{-15} n^5 + 2,0765 \cdot 10^{-11} n^4 - 7,4912 \cdot 10^{-8} n^3 + 1,3259 \cdot 10^{-4} n^2 - 0,077934 n + 94,827 \quad (6)$$

Расчет выполнялся методом конечных разностей [6] по разработанной нами программе в редакторе Excel. Шаг сетки 2 км/ч обеспечивает погрешность менее 0,01%. Целью расчета было определить, насколько снижен реальный крутящий момент M_{er} по сравнению с номинальным. Снижение оценивалось коэффициентом K_{dc}, который предполагал равномерное уменьшение всех ординат кривой:

$$M_{er} = K_{dc} \cdot M_e \quad (7)$$

Расчет показал, что экспериментальное время разгона от 90 до 120 км/ч (11,5 с) достигается при значении K_{dc}=1,06502. Определенный таким способом наибольший крутящий момент был больше номинального на 6,5% и составлял 154,4 Н·м, а не объявленный 145 Н·м. Но в литературе уже были сообщения, что двигатель ВАЗ-21126 может развивать момент до 157 Н·м без форсирования [7, 8].

В том же эксперименте были выполнены разгоны на 1-ой передаче от 0 до 45 км/ч – пять заездов подряд. Разгон длился в среднем менее 5 секунд (срабатывала отсечка при достижении оборотов ограничения). За это время ускорение не успевало стабилизироваться, составляя при 25 км/ч 2,72 м/с^2, при 27 – 2,95 и при 30 км/ч – 3,34 м/с^2.

Имея эти сведения, мы оценили влияние ускорения на крутящий момент двигателя (известно, что с ростом ускорения момент снижается [9]). Для этого, сопоставляя разгоны на 1-ой и 4-ой передачах, составили систему уравнений:

$$\begin{cases} \dfrac{M_e \cdot u_0 \cdot u_4 \cdot \eta}{r_d} - \sum P_{c4} = m_4 \cdot j_4 \\ \dfrac{K^{ac} \cdot M_e \cdot u_0 \cdot u_1 \cdot \eta}{r_d} - \sum P_{c1} = m_1 \cdot j_1 \end{cases}, \quad (8)$$

где K^{ac} – коэффициент снижения момента M_e под действием ускорения j; 4 и 1 – индексы передач.

На 4-ой передаче ускорение мало, так что его влиянием на момент можно пренебречь и считать K^{ac} = 1. Динамический радиус принят постоянным при всех скоростях выше примерно 5 км/ч и на обеих передачах – это характерно для радиальных шин [10, 11].

Выберем скоростные режимы на двух передачах так, чтобы обороты КВ в обоих случаях были одинаковы. Тогда можно считать, что *Me* в обоих случаях равны, вывести из двух уравнений выражения для них, приравнять и дальше получить выражение для K^{ac}.

$$\begin{cases} M_e = \dfrac{\left(m_4 \cdot j_4 + \sum P_{c4}\right) \cdot r_d}{u_0 \cdot u_4 \cdot \eta} \\ M_e = \dfrac{\left(m_1 \cdot j_1 + \sum P_{c1}\right) \cdot r_d}{u_0 \cdot u_1 \cdot \eta \cdot K^{ac}} \end{cases} . \text{ Отсюда } K^{ac} = \frac{\left(m_1 \cdot j_1 + \sum P_{c1}\right) \cdot u_4}{u_1 \cdot \left(m_4 \cdot j_4 + \sum P_{c4}\right)} \qquad (9)$$

Исходные данные и результаты дальнейшего расчета в условиях того же примера сведены в табл. 1.

Таблица 1. Исходные данные и результаты расчета K^{ac}

I передача			n,	IV передача			$\boldsymbol{K^{ac}}$
V_1, км/ч	ΣP_{c1}, Н	J_1, м/с^2	мин$^{-1}$	V_4, км/ч	ΣP_{c4}, Н	J_4, м/с^2	
25	188,63	3,3951	3193,0	96,65	581,28	0,75427	**0,7781**
27	200,407	3,4791	3448,4	104,38	648,35	0,73522	**0,8250**
30	212,387	3,5926	3831,58	115,98	770,04	0,68733	**0,9067**

Полученные результаты позволяют оценить момент инерции двигателя – эти значения найти в литературе сложно, а они необходимы для расчета приведенной массы автомобиля. Подставим $\boldsymbol{K^{ac}}$ в исходное уравнение разгона на 1-ой передаче, развернув приведенную массу m_1:

$$\frac{K^{ac} \cdot M_e \cdot u_0 \cdot u_1 \cdot \eta}{r_d} - \sum P_{c1} = \left[m_{dc} + I_{en} \cdot \left(u_0 \cdot u_1 / r_d\right)^2\right] \cdot j_1 , \qquad (10)$$

где m_{dc} – приведенная к ведущим колесам масса автомобиля при выбеге, т.е. сумма поступательно движущейся массы и приведенной массы колес и ведомой части трансмиссии, которая при выбеге вращается вместе с колесами, кг; I_{en} – момент инерции подвижных частей двигателя, приведенный к оси КВ, кг·м^2.

После очевидных преобразований получена расчетная формула для I_{en}:

$$I_{en} = \frac{\left[\left(K^{ac} \cdot M_e \cdot u_0 \cdot u_1 \cdot \eta\right) / r_d - \sum P_{c1}\right] / j_1 - m_{dc}}{\left(u_0 \cdot u_1 / r_d\right)^2} . \qquad (11)$$

Расчет по этой формуле для трех скоростей при разгоне на I передаче дал три значения момента инерции двигателя – 0,1466, 0,1456 и 0,1431 кг·м^2. Среднее составило 0,1451 кг·м^2. Сюда входят моменты инерции самого двигателя, кожуха сцепления («корзины») и ведущей части трансмиссии, т.е. диска сцепления, первичного вала и шестерен постоянного зацепления на вторичном валу. Суммарный момент инерции ведущей части трансмиссии составляет 0,0091 кг·м^2 (наша оценка). Тогда момент инерции двигателя с кожухом сцепления равен 0,136 кг·м^2, что совпадает с аналогичным значением для двигателя автомобиля ВАЗ-2101 [12], хотя ожидалось меньшее значение. Аналогичный описанному расчет для разгона на первой передаче того же автомобиля, но облегченного на 125 кг, дал среднее значение 0,1296 – видимо, более близкое к истинному.

Выводы. Итак, предложен метод оценки технического состояния двигателя, его момента инерции и чувствительности к ускорениям по выходным рабочим параметрам без демонтажа с машины и применения специального оборудования. Метод включает в себя выполнение разгона и выбега на разных скоростных и нагрузочных режимах с регистрацией параметров указанных режимов. Метод пригоден для любой машины, устройство и оснащение которой позволяет реализовать такие проверки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Выбор средств измерения параметров движения автомобиля при дорожном диагностировании / Э.Х. Рабинович, Д.В. Абрамов, Д.М. Клец [и др.] // МЕТРОЛОГІЯ ТА ВИМІРЮВАЛЬНА ТЕХНІКА: IX Міжнар. наук.-техн. конф. "МЕТРОЛОГІЯ–2014" – 15–16 жовтня 2014 р., Х.: наук. праці. — Х.: ННЦ "Інститут метрології", 2014. — С. 363-366.

2. Петрушов В. А. Автомобили и автопоезда. Новые технологии исследования сопротивлений качению и воздуха. — М.: Торус Пресс, 2008.

3. Рабинович Э.Х. Расчет коэффициентов сопротивлений движению автомобиля по пути выбега / Э.Х. Рабинович, В.П. Волков, Е.А. Белогуров // Вестник ХНАДУ: сб. научн. тр. – Х.: ХНАДУ, 2009. – Вып. 44. – с.30-34.

4. Сопротивление движению легкового автомобиля на скоростях 30…160 км/ч / Волков В.П., Рабинович Э.Х., Белогуров Е.А. [и др.] // Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та металознавство»). Луцьк, РВВ Луцького НТУ, 2012. Вип.. 36, С. 46-51.

5. Конструктивные особенности двигателя ВАЗ-21126 Lada-2170 Priora / [Электронный ресурс] Режим доступа к статье: autoholding. net/851_konstruktivnie_osobennosti_dvigatelya_vaz_IIIIIIVI_ LADA_IIIVIIO_PRIORA.html

6. Метод конечных разностей - SlideShare / [Электронный ресурс] Режим доступа к статье: https://www.slideshare.net/tm_ssau/ss-15817146

7. Lada_Priora / [Электронный ресурс]. Режим доступа к ресурсу: **http://ru.wikipedia.org/wiki/Lada_Priora**

8. Кисляков А. Производство силовой установки на базе двигателя ВАЗ 21126 / Александр Кисляков / [Электронный ресурс]. Режим доступа к ресурсу: http://www.reaa.ru/cgibin/yabb/YaBB.pl?action=print;num=1301511341

9. Performance measurements on chassis dynamometers (“rolling roads”). Published by Rototest Research Institute, March 2005. Part 2/2. SAL-N05030802–CH2-PRI04.pdf. / [Электронный ресурс] Режим доступа к статье: http://rototest-research.eu/index.php?DN=30

10. Фортунков Д.В. Исследование износа шин легковых автомобилей / Автомоб. пром., №4 1977. – С. 14-16.

11. Wiegand B. AUTOMOTIVE DYNAMICS and Design: TIRE BEHAVIOR // Brian Paul Wiegand [Электронный ресурс] Режим доступа к статье: www.academia.edu/.../AUTOMOTIVE_DYNAMICS_ _D...

12. Цитович И.С., Альгин В.Б. Динамика автомобиля. — Мн.: Наука и техника. — 1981.– 191 с.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ СИСТЕМНО-ІНФОРМАЦІЙНОЇ КВАЛІМЕТРІЇ ЛЮДСЬКОГО ЧИННИКА В АЕРОНАВІГАЦІЙНИХ СИСТЕМАХ

[1]Рева О.М., [1]БорсукС.П., [2] Селезньов Г.М., [1]Насіров Ш.Ш.
[1]Національний авіаційний університет (Україна)
[2]Авіаційна компанія «BBS-Aviation»

Як вже неодноразово зазначалося багатьма вченими та фахівцями з забезпечення безпеки польотів (БП), людський чинник (ЛЧ) вже майже століття є першопричиною абсолютної більшості авіаційних подій (АП). Вкажемо, що відповідна статистика вказує і на позитивний вплив авіаційних фахівців, насамперед авіаційних операторів (АО) «переднього краю» (авіадиспетчерів (А/Д), членів льотного екіпажу) на усунення наслідків технічних відмов повітряних суден (ПС) та радіотехнічних засобів (РТЗ) управління повітряним рухом (УПР). Однак, загальна картина причин виникнення АП і серйозних інцидентів (СІ), на жаль не покращується, незважаючи на суттєве збільшення рівня освіти і професійної підготовки (ПП) зазначеної категорії АО.

Рішення проблем ЛЧ вимагає, у тому числі, кваліметрічної оцінки закономірностей його прояву. Враховуючи актуальність цієї проблеми, Національна Рада з Безпеки на Транспорті США (NTSB) чітко визначила «особливу важливість досліджень і кваліметрії закономірностей ставлення АО до небезпечних дій або умов під час прийняття рішень» (ПР), чому й присвячені наші праці [1-7 та ін.]. При цьому зауважимо, що поєднання відомих теорій і методів вимірювань і оцінювання якості з методами системного аналізу (МСА) дозволяє суттєво розширити застосування кваліметрії у дослідженнях ЛЧ під час ПР АО. Розглянемо можливість їх застосування для теоретичного обґрунтування системно-інформаційної структури кваліметрії закономірностей прояву ЛЧ. Отже, для задач вимірювання ЛЧ дуже важливою є процедура обробки вхідної інформації. Оскільки навіть коректне отримання такої інформації у вигляді зворотного зв'язку само по собі не є достатнім для ефективного функціонування суцільного комплексу аеронавігаційної системи (АНС). Адже після отримання інформацію необхідно її обробити, проаналізувати і зробити відповідні висновки, що становить три окремі складні задачі. Обробка інформації як процес складається з декількох суб-процесів, одним з яких є порівняння отриманих даних із певними еталонними показниками в самому широкому їх розумінні. Дійсно, кожен А/Д має порівнювати реальні відстані між літаками з НЕПС, прогнозувати час підльоту, кількість наявного пального, рух метеорологічних завад та інші динамічні чинники середовища й АНС в цілому. У такому складному процесі важливо мати відповідний інструментарій для коректного порівняння отриманих даних із еталонами, або між собою, чому сприяють певні положення теорії якості [8]:

$$q_i = \frac{L_i}{L_{åò.} = L_{Í\ ÅÏ\ Ñ}} \quad \text{або} \quad q_i = \frac{L_{åò.} = L_{Í\ ÅÏ\ Ñ}}{L_i}, \tag{1}$$

де L_i, $L_{åò.} = L_{Í\ ÅÏ\ Ñ}$ – відповідно поточне та еталонне значення *i*-го показника професійної діяльності А/Д, що відповідає нормі ешелонування повітряних суден (НЕПС).

Оцінка якості – це основний етап виявлення закономірностей прояву ЛЧ під час ПР, яка має бути об'єктивною. Якість і кількість – це характеристика результату певного процесу. Мірою якості (або числовим уявленням) R і його елементів $r(t)$ називається їх відображення на шкалі дійсних чисел R_i [8]:

$$\mu: \quad R \to R_i \quad \text{або} \quad r(t) \to R_i. \tag{2}$$

Аналогічно визначається міра (чисельне уявлення) чинників якості:

$$Z: \quad V \to R_i \quad \text{або} \quad U(t) \to R_i. \tag{3}$$

Таким чином, міри – це функціонали якості або функціонали чинників. Відображення

μ, як і Z, може бути композицією декількох відображень:

$$\mu = \mu_n^0 \cdot \mu_{n-1}^0 \cdot \ldots \cdot \mu_2^0 \cdot \mu_1^0; \quad \mu = \mu_n \cdot \mu_{n-1} \cdot \ldots \cdot \mu_2 \cdot \mu_1; . \qquad (3)$$

або

$$\mu\left(r(t)\right) = \mu_n\left(\ldots \mu_2\left(\mu_1\left(r(t)\right)\right)\ldots\right). \qquad (4)$$

У частинному випадку $\mu \equiv E$, тобто $\mu\left(r(t)\right) \equiv r(t)$, де E зазвичай – одинична матриця [9]. Синонімом міри якості є її відповідний показник $\mu \sim p$. У відображенні замість множини R_e реальних чисел застосовується множина смислових лінгвістичних одиниць S_e типу «відмінний», «хороший», «придатний», «непридатний» тощо. Зазначену міру називають семантичною мірою якості, яку у символічному записі можна подати так:

$$S: \quad R \to S_e \quad \text{або} \quad S: \quad \{r_i\} \to S_e. \qquad (5)$$

Поняття семантичної міри включає в зміст кваліметрії не лише кількісну, але і семантичну (якісну) оцінку.

Основні типи мір якості включають відображення шкалування і згортання. Тому дослідження ЛЧ залежить від ефективності як відповідних шкал (систем оцінювання), так і від методів, що охоплюють досліджувану частину професійної діяльності А/Д, що відповідає, за визначенням ІСАО, їх «ставленню до небезпечних дій або умов» (рис. 1).

Виходячи з наведеного, можна визначити поняття «системно-інформаційної кваліметрії», як системно організований збір якісно-кількісної інформації про особливості і закономірності прояву ЛЧ під час ПР А/Д. Оскільки ПР – головна функція будь-якого менеджменту, то кваліметрія реперних показників та характеристик професійної діяльності А/Д орієнтована нами саме на забезпечення прийняття відповідних рішень. Системний аспект кваліметрії має усі специфічні ознаки системи (структурність, динамічність, визначеність, впорядкованість тощо), що дійсно дозволяє використовувати МСА до моніторингу, тобто безперервного процесу спостереження, реєстрації параметрів ПР досліджуваного об'єкту (А/Д) в порівнянні з заданими критеріями типу (1) та ін. І оскільки ПР відбувається з урахуванням особливостей функціонування усіх складових складної поліергатичної цілеспрямованої організаційної і активної системи управління (СПЦОАСУ) «льотний екіпаж – ПС – середовище – орган УПР», йдеться про ергономічну системно-інформаційну кваліметрію закономірностей прояву ЛЧ.

Отже, з урахуванням ПСА, критеріїв цілеспрямованої поведінки систем вироблення рішень, а також методології теорії якості і теорії кваліметрії нами було розроблено структурну модель ергономічної системно-інформаційної кваліметрії особливостей прояву ЛЧ під час ПР А/Д (рис. 2). Модель на рис. 2 враховує особливості фізичної суті досліджуваних процесів, акцентує увагу на кваліметрії ЛЧ під час ПР і має три модулі: 1) загальне управління АНС; 2) етапи управління та ПР, що здійснюються А/Д в процесі професійної діяльності; 3) системно-інформаційна ергономічна кваліметрія.

Перший модуль займає вищий ієрархічний рівень моделі і визначається цивілізаційними уявленнями суспільства щодо забезпечення належного рівня БП, державними вимогами, міжнародними нормами, технічними характеристиками ПС та РТЗ УПР, а також параметрами які є системоутворюючими чинниками організації та здійснення УПР.

Етапи УПР та ПР утворюють другий модуль рис. 2, що охоплює оцінювання проблемної ситуації (блок № 6), планування (блок № 7), прогнозування (блок № 8), саме ПР (блок № 9), виконання рішень (блок № 10), моніторинг (блок № 11) і корекцію виконання рішень (блок № 12). Другий модуль визначає професійну діяльність ДОПР як безперервну низьку ПР, що відбувається з дотриманням ПСА і має задовольняти критеріям цілеспрямованості і раціональності, що й забезпечує ефективність рішень.

Під час розгляду ЗПР (блок № 6) оцінюється множина альтернатив, потрібних для здійснення вибору, показники та критерії ефективності, невизначеності, раціональності, системи переваг (СП) та ставлення А/Д до ризику як людини, яка приймає рішення (ЛПР).

В той же час планування (блок № 7) враховує добовий план польотів у зоні відповідальності і є функцією організації і здійснення ОПР. Планування - це заздалегідь передбачуваний та

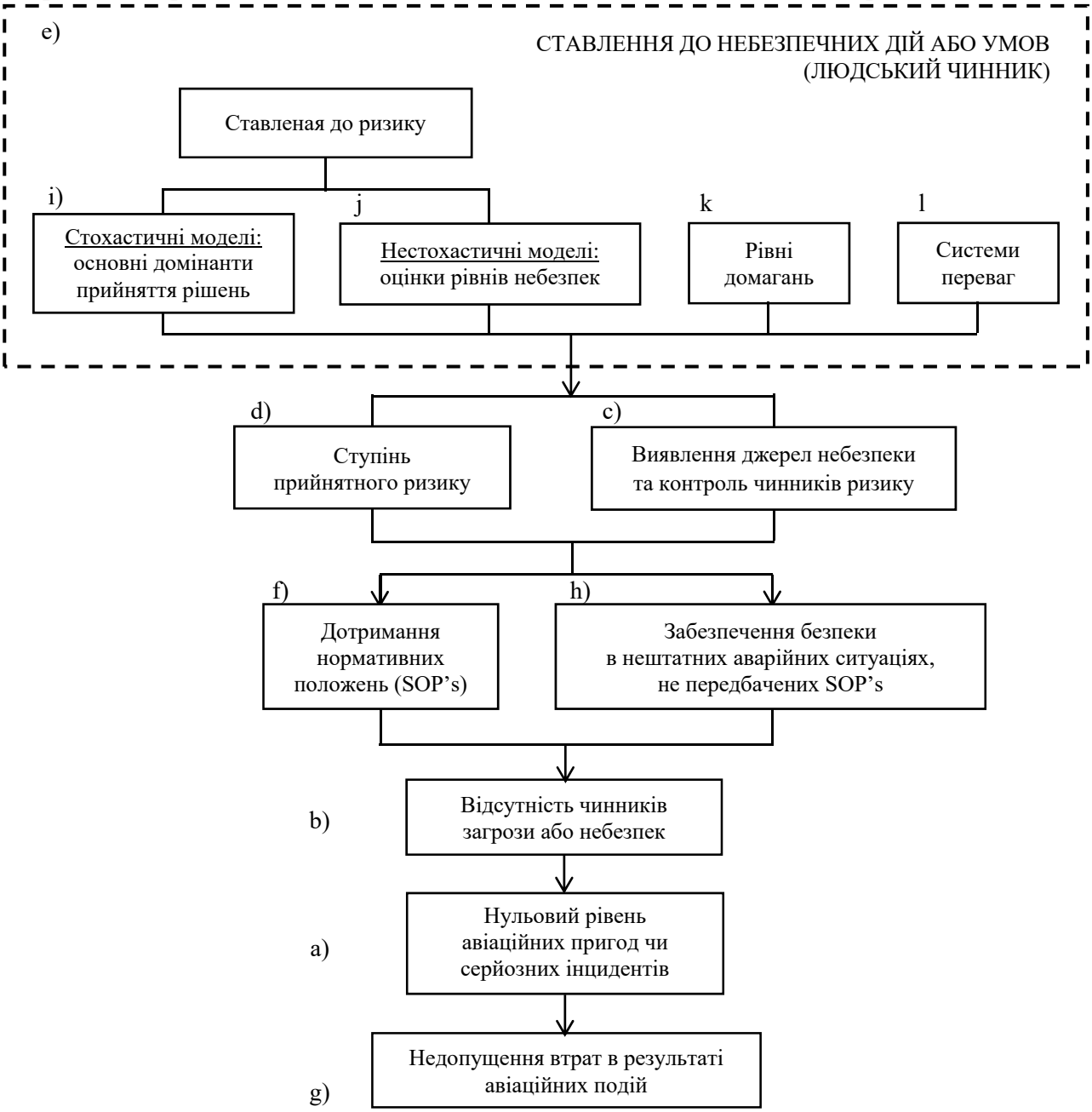


Рисунок 1. Уявлення взаємодії складових концепцій безпеки ICAO з позицій прояву людського чинника

обміркований порядок, система дій, заходів, робоче навантаження А/Д (кількість ПС, що одночасно ним обслуговуються у зоні відповідальності), послідовність і терміни обслуговування ПС на належному рівні забезпечення БП. Ефективність планування забезпечується виконанням наступних умов:

1) керівна ланка (модуль 1) володіє інформацією щодо виміряних показників та тенденцій результатів здійснення УПР;

2) А/Д уявляють індивідуальні кваліметрічні показники прояву ЛЧ під час ПР;

3) обрані оптимальні шляхи та заходи досягнення бажаного кінцевого результату (БКР) під час УПР.

Етап «прогнозування» (блок № 8 рис. 2) розглядатимемо з позицій проактивності. Адже йдеться про головну властивість людської натури бути суб'єктом, а не об'єктом дій, коли

поведінка обумовлена власними рішеннями, а не обставинами, що утворилися незалеж но від ЛПР. Пріоритетними у такого А/Д є рішення, відповідальність, свідомий вибір, цінності. На другий план відставлені емоції, обставини, зовнішні впливи. Отже, проктивність позитивно впливає на процеси ПР.

Врахування простору середовища (блок № 19 на рис. 2), пов'язано з класифікаційними ознаками вирішуваних А/ДОПР проблемних ситуацій, зокрема складності, динамічності та невизначеності задач ПР (ЗПР) в УПР, що є особливістю етапу «прийняття рішень» (блок № 9). Важливу роль при цьому відіграють критерії раціональної поведінки систем вироблення рішень (прийнятності, оптимальності, адаптивності).

Для побудови ефективної системи УПР необхідно провести:

1) формування цільових показників-індикаторів якості УПР;

2) порівняння досягнутого рівня показників-індикаторів з цільовими (нормативними) і оцінити на його основі якості процесу УПР;

3) вироблення керуючих дій на умови і чинники, що визначають досягнуту якість для мінімізації відхилень.

Безперервний моніторинг (блок № 11) оцінює якість ПР, що дозволяє провести ефективну кваліметрію (блоки №№ 24-30) встановлених реперних показників та характеристик професійної діяльності А/Д. У разі потреби корекції виконання рішень (блок № 12) необхідно додатково оцінити й проаналізувати проблемну ситуацію.

Критерій споживання є незвичайно важливим у контексті наших досліджень, оскільки його реалізація здійснюється (третій модуль на рис. 2) за методологією теорії корисності і теорії задоволення [7; 8; 10-13 та ін.], що сприяє побудові оціночних функцій корисності (ОФК) показників та характеристик професійної діяльності А/Д, які будуються по спеціальній методиці для закритих і відкритих ЗПР. Аналіз такого роду ОФК сприяє кваліметрічній оцінці основних домінант ПР (ОДПР) та рівнів домагань (РД) АД, і через них – оцінці рівня БП в АНС. З іншого боку, зазначені теорії сприяють побудові нечітких кваліметрічних моделей ставлення А/Д до ризику.

Блоки № 35 і № 36 рис. 2 нами не розглядаються, оскільки вони потребують більш суттєвої уваги, ніж це дозволяється вимогами до обсягу цієї публікації. Таким чином, узагальнюючи отримані і подані у цій публікації результати розробки методологічних основ ергатичної системно-інформаційної кваліметрії ЛЧ під час ПР А/Д в АНС, вкажемо на такі найбільш важливі положення.Оскільки діяльність диспетчера обслуговування повітряного руху як системи має розглядатися, з одного боку, як завершене ціле, а, з іншого боку, як складне утворення багатьох складових, обґрунтоване їх дослідження через такі характеристики прийняття рішень, як ОДПР, РД та нечіткі оцінки рівнів небезпек.

Виявлено особливу роль критерію споживання, керуючись яким і спираючись на методологію теорії якості (ефективності), корисності, задоволення, будуються ОФК і нечіткі моделі ставлення АД до небезпечних дій або умов професійної діяльності.

Обґрунтовано дефініцію «системна кваліметрія», під якою розуміється системно організований збір якісно-кількісної інформації про особливості і закономірності прояву ЛЧ під час ПР А/Д. Системний аспект кваліметрії був встановлений, виходячи з ознак системи, що їй властиві (структурність, динамічність, визначеність, впорядкованість тощо), що дійсно дозволяє використовувати МСА до процесів виміру, оцінки, аналізу і управління професійною діяльністю А/Д. Оскільки ПР А/Д відбувається з урахуванням особливостей функціонування усіх складових СПЦОАСУ «льотний екіпаж – ПС – середовище – орган УПР», зазначено ергономічний аспект системно-інформаційної кваліметрії закономірностей прояву ЛЧ. Побудовано структурну модель ергономічної системно-інформаційної кваліметрії професійної діяльності А/Д, спрямовану на виявлення закономірностей прояву ЛЧ під час ПР. Особливістю вимірюваних при цьому показників є їх проактивність, що має позитивний вплив на уявлення А/Д щодо правильного ставлення до небезпечних дій або умов УПР.

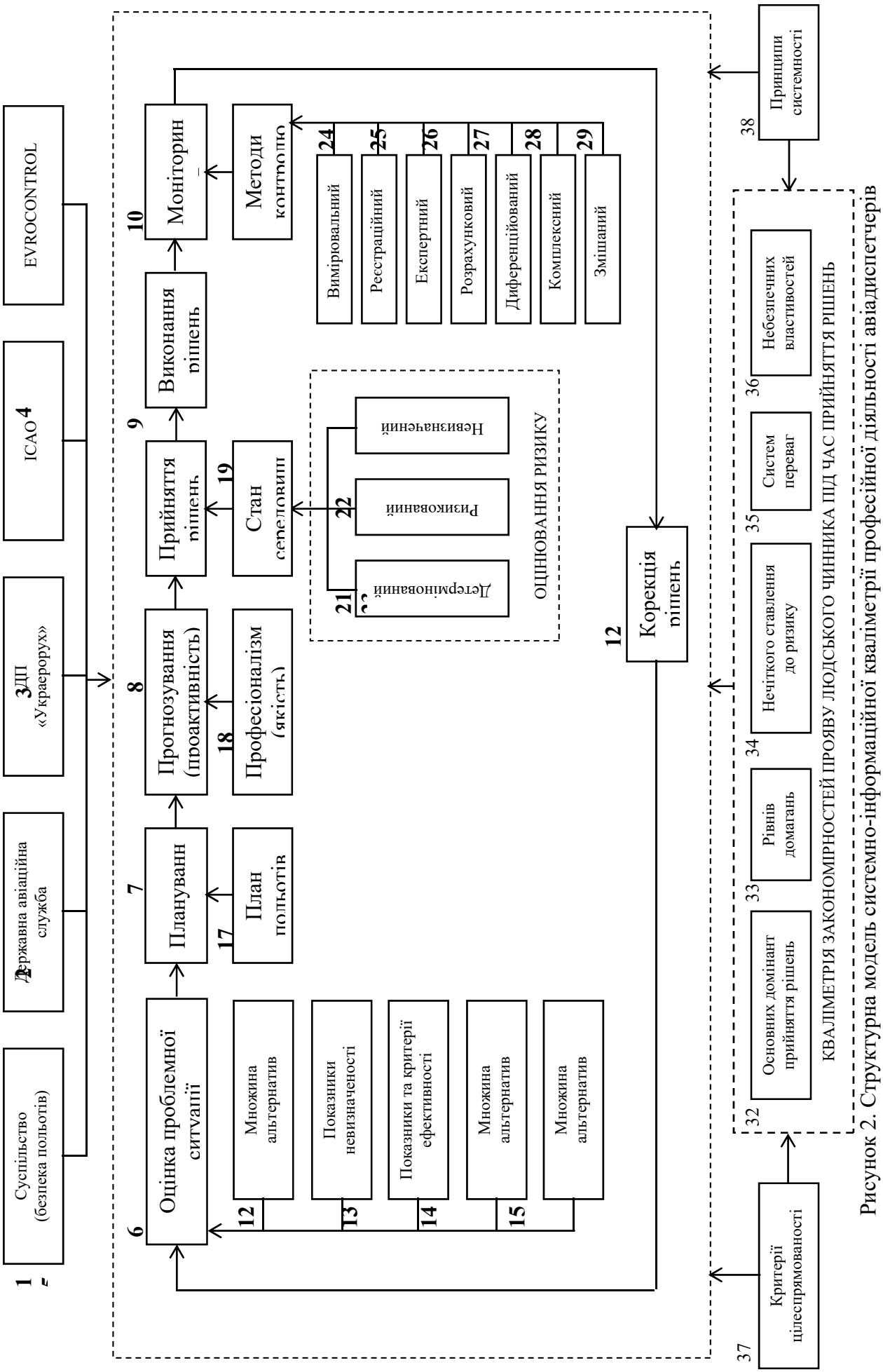


Рисунок 2. Структурна модель системно-інформаційної кваліметрії професійної діяльності авіадиспетчерів

ЛІТЕРАТУРА

1. Селезньов Г.М. Основні тенденції у схильності (несхильності) до ризику у авіадиспетчерів / Г.М. Селезньов // Наукові праці академії. - Вип. VIII.- Кіровоград: ДЛАУ, 2004. - С. 162-171.

2. Рева А. Н. Человеческий фактор и безопасность полетов: (Проактив-ное исследование влияния): монография / А. Н. Рева, К. М. Тумышев, А. А. Бек-мухамбетов ; науч. ред. А. Н. Рева, К. М. Тумышев. – Алматы, 2006.– 242 с.

3. Визначення питомої ваги диспетчерів управління повітряним рухом з позицій їх ставлення до ризику / О. М. Рева, С. П. Борсук, В. А. Шульгін, Ш. Ш. Насіров // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування. 5-а Міжнародна науково-практична конференція, 01-03 жовтня 2014. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – С. 411-413.

4. Рева А. Н. Нечеткая оценка риска нестыковки блоков «человек - процедуры» модели SHELL ИКАО / А. Н. Рева, С. П. Борсук // Інтелектуальні системи прийняття рішень і проблеми обчислювального інтелекту : м-ли Міжнар. наук. конф., присвяченої пам'яті професора Ф. Б. Рогальського, - с.м.т. Залізний Порт Херсонської обл., 28-31 травня 2014 р., - Херсон : ХНТУ, 2014. - С. 153-155.

5. Борсук С. П. Визначення основної домінанти поведінки студентів диспетчерів в умовах порушення норм ешелонування / С. П. Борсук // Наукоємні технології. – Київ, 2015. - №3 (27). - С. 261-265.

6. Нечітка міра розпізнавання авіадиспетчерами небезпеки норм порушень норм ешелонування повітряних суден / О. М. Рева, В. А. Шульгін, П. Ш. Мухтаров, Б. М. Мирзоєв // Авіаційно-космічна техніка і технологія : наук.-техн. ж. – Х. : Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковсь-кого «ХАІ», 2015. - № 7 (124). – С. 141-147.

7. Ставлення авіаційних операторів «переднього краю» до небезпечних дій або умов професійної діяльності – головний чинник забезпечення безпеки польотів / О. М. Рева, С. П. Борсук, В. А. Шульгін [та ін.] // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT-2016): матеріали VIII Міжнародної наук.-практ. конф., Херсон, 24-26 травня 2016 р. – Херсон: ХДМА, 2016. – С. 90-97.

8. Надежность и эффективность в технике: Справочник в 10 т. - Т. 3. Эффективность технических систем / под общ. ред. В. Ф. Уткина, Ю. В. Крючкова. – М. : Машиностроение, 1988. – 328 с.

9. Бронштейн И. Н. Справочник по математике (для инженеров и учащихся вузов) / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев ; пер. с нем. ; под ред.: Г. Гроше, В. Циглера. – Лейпциг : Тойбнер ; М. : Наука, 1981. – 719 с.

10. Фон Нейман Дж. Теория игр и экономическое поведение / Дж. Фон Нейман, О. Моргенштерн. – М. : Наука, 1970. – 708 с.

11. Фишберн П. Теория полезности для принятия решений / П. Фишберн ; пер. с англ. – М. : Наука, 1978. – 352 с.

12. Козелецкий Ю. Психологическая теория решений / Ю. Козелецкий ; под ред. Б. В. Бирюкова ; пер. с польск.: Г. Е. Минца, В. Н. Поруса. – М. : Прогресс, 1979. – 504 с.

13. Кини Р. Л. Принятие решений при многих критериях : предпочтения и замещения / Р. Л. Кини, Х. Райфа ; пер. с англ. ; под ред. И. Ф. Шахнова. – М. : Радио и связь, 1981. – 560 с.

ПЕРЕДУМОВИ ТА НАСЛІДКИ ЗНИЖЕННЯ ВСТАНОВЛЕНИХ ОБМЕЖЕНЬ ШВИДКОСТІ РУХУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В УКРАЇНІ

Рябушенко О.В., Наглюк І.С.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет (Україна)

Вступ. 14 червня 2017 року Кабінет Міністрів України затвердив Стратегію підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року (розпорядження від 14 червня 2017 р. № 481-р) [1]. В якості основної мети зазначалося зниження рівня смертності внаслідок ДТП і ступеня тяжкості наслідків ДТП для учасників дорожнього руху та зменшення соціально-економічних втрат України від дорожньо-транспортного травматизму. В рамках реалізації зазначеної Стратегії Міністерство інфраструктури погодило проект постанови Кабміну щодо внесення зміни Правил дорожнього руху, в якому передбачається зменшення дозволеної швидкості руху в населених пунктах з 60 до 50 км/год. Також в планах Кабміну посилення контролю за дотриманням швидкісного режиму руху та зменшення межі перевищення встановленої швидкості руху, за яке не передбачено адміністративної відповідальності (так звана «толерантність») з існуючих 20 км/год до 10% від величини обмеження швидкості.

Незважаючи на декларовані наміри наблизитися таким чином до європейських стандартів, такі ініціативи уряду викликали неоднозначну реакцію громадськості, перш за все в медіапросторі та соціальних мережах. Та чи є позиція скептиків достатньо обґрунтованою?

З одного боку, рівень смертності на дорогах України залишається одним із найвищих в Європі, а однією з причин ДТП є перевищення безпечної швидкості, особливо це стосується смертельних випадків [2].

З іншого боку, зростаюча потреба в підвищенні рухливості населення та автомобільних перевезеннях вимагає збільшення швидкостей сполучення. Тому не тільки пересічні водії, а й перевізники, в багатьох випадках негативно ставляться до зниження встановлених обмежень швидкості, оскільки вважають, що такі нововведення призведуть до збільшення витрат часу на пересування.

Актуальність досліджень. Відносний рівень смертності та травматизму внаслідок ДТП в Україні дійсно є одним із найвищих серед країн Європи [3]. Це, безперечно, вимагає від уряду безвідкладних та ефективних дій в напрямку підвищення рівня безпеки дорожнього руху.

Світовий досвід доводить, що одним із основних напрямків вирішення проблеми безпеки дорожнього руху є впровадження ефективної системи управління швидкістю. Найважливішим елементом цієї системи є раціональний вибір встановлених обмежень швидкості руху транспортних засобів [4]. Але, оскільки швидкісний режим руху транспортних засобів безпосередньо впливає на час доставки вантажів та пасажирів, будь-які зміни в цьому питанні матимуть вплив на показники функціонування транспортно-логістичного комплексу та економіки країни в цілому. Крім того, встановлені обмеження швидкості мають бути зрозумілими для населення, оскільки це питання є дуже соціально чутливим.

Постановка задачі. Серед основних причин незадовільного стану безпеки дорожнього руху Стратегія зазначає невідповідність швидкісних режимів та надмірна швидкість руху автомобілів, особливо у населених пунктах. Але ніяких посилань на достовірні результати досліджень причин ДТП на дорогах України не приводиться, навпаки, вказується що за відсутності якісного збору статистичних даних щодо травмованих і загиблих унаслідок ДТП, статистичні показники дорожньо-транспортного травматизму по Україні можуть не відображати реальні цифри. При такому положенні плануються до реалізації конкретні глобальні заходи щодо зміни швидкісного режиму руху

в населених пунктах.

Серед інших аргументів, лобісти нововведень відзначають, що усі країни ЄС мають обмеження швидкості в містах 50 км/год, але при цьому не уточнюється, що у провідних країнах ЄС використовується зональний принцип обмежень швидкості руху, чому сприяє високий рівень розвинення вулично-дорожньої мережі мегаполісів.

Таким чином, спробуємо з об'єктивної позиції розглянути наступні питання. Чи доцільно в умовах України обмежити швидкості в населених пунктах до 50 км/год? Чи доцільно залишення значення «толерантності» (межі перевищення встановленої швидкості руху, за яке не передбачено адміністративну відповідальність) у 20 км/год?

Результати досліджень. Основним аргументом на користь зниження швидкісного режиму руху на дорогах України є очікуване зменшення кількості та тяжкості ДТП. Дійсно, велика кількість досліджень вказує на прямий зв'язок між швидкістю руху та аварійністю. Але для Україні немає результатів якісного аналізу ДТП та навіть достовірних даних щодо розподілу швидкостей руху на вулично-дорожній мережі міст. Через це не було проведено будь-якого техніко-економічний аналіз запропонованих заходів з метою спрогнозувати величину соціально-економічного ефекту від зменшення дозволеної швидкості руху.

Необхідність такого аналізу виникає через значну кількість прямих та побічних негативних наслідків від зменшення обмеження швидкості руху в містах. Проведемо аналіз лише деяких із них.

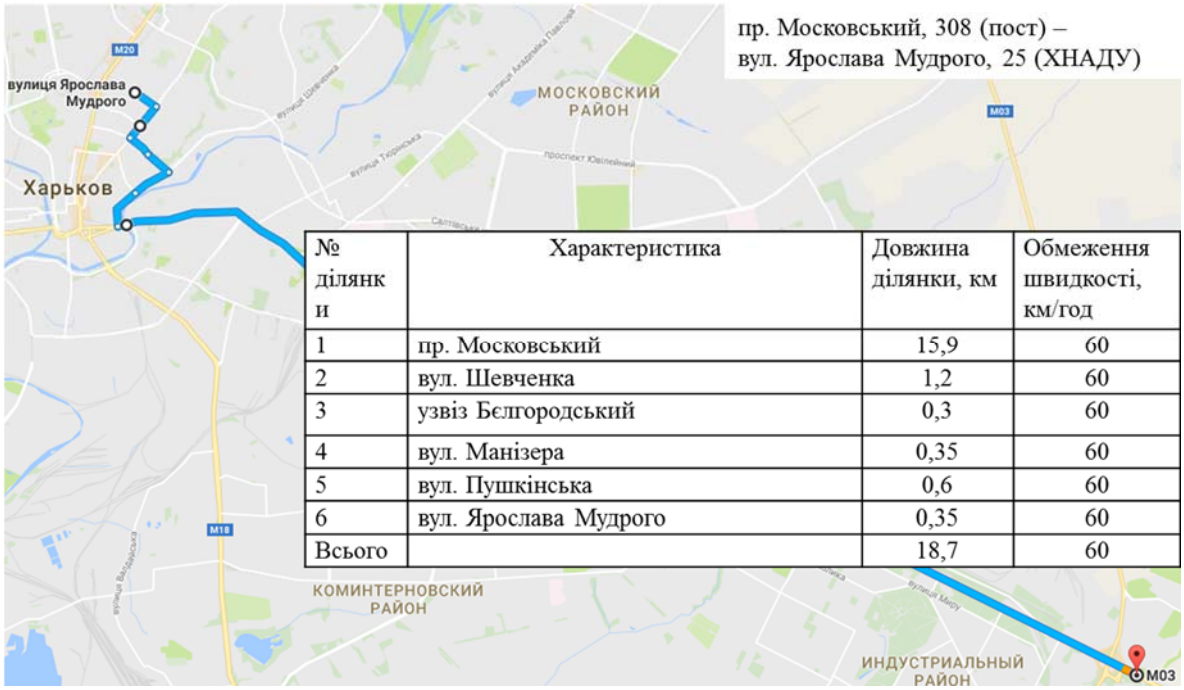
Зниження технічної швидкості. Технічна швидкість руху є одним із основних показників якості організації дорожнього руху. Не є секретом, що велике значення «толерантності» до перевищення встановленої швидкості руху в умовах України компенсувала низький рівень розвинення вулично-дорожньої мережі великих міст, перш за все це відсутність магістральних вулиць та доріг безперервного руху. Це дозволяло підвищити значення технічної швидкості та через це позитивно впливало на показники ефективності процесу перевезень автомобільним транспортом.

Для визначення ступеня впливу обмежень швидкості на технічну швидкість в реальних умовах експлуатації в на кафедрі організації та безпеки дорожнього руху ХНАДУ були проведені експериментальні дослідження. Експериментальний легкового автомобіль рухався у транспортному потоці за двома маршрутами. Маршрут № 1 проходив в межах міста Харкова від пр. Московського (пост на в'їзді в місто) до вул. Ярослава Мудрого. Маршрут № 2 проходив переважно за межами міста від с.м.т. Новопокровка до сел. Комуніст. Детальна характеристика маршрутів наведена на рисунках 1 та 2.

Фіксувалися відстань, яку пройшов автомобіль та час поїздки. Було виконано не менше шести поїздок в прямому та зворотному напрямку кожного з маршрутів у будні дні тижня у проміжку часу між 8.00 та 17.00 годинами. Докладне описання результатів експерименту наведено в роботі [5].

Рух за маршрутами відбувався попеременно у двох режимах: із дотриманням вимог Правил дорожнього руху щодо обмежень швидкості; з використанням «толерантності», тобто з перевищенням дозволеної швидкості на 20 км/год.

За результатами дослідження були отримані значення технічної швидкості для кожної поїздки та середніх швидкостей сполучення для кожного з режимів руху обох маршрутів. Для міського маршруту №1 (довжиною 19 км) при дотриманні вимог Правил (обмеження 60 км/год) середня технічна швидкість склала 28 км/год. У разі використання толерантності (обмеження 80 км/год) середня технічна швидкість склала 34 км/год. Таким чином, було встановлено, що зменшення обмежень швидкості в межах міста на 20 км/год призводить до зменшення технічної швидкості на 6 км/год.



№ ділянки	Характеристика	Довжина ділянки, км	Обмеження швидкості, км/год
1	пр. Московський	15,9	60
2	вул. Шевченка	1,2	60
3	узвіз Бєлгородський	0,3	60
4	вул. Манізера	0,35	60
5	вул. Пушкінська	0,6	60
6	вул. Ярослава Мудрого	0,35	60
Всього		18,7	60

Рисунок 1. Схема та характеристика маршруту №1

№ ділянки	Характеристика	Довжина ділянки, км	Обмеження швидкості, км/год
1	с.м.т. Новопокровка	0,7	60
2	Новопокровка – Кам'яна Яруга	5,1	90
3	с.м.т. Кам'яна Яруга	0,3	60
4	траса М-03 (с.м.т. Кам'яна Яруга)	0,4	90
5	траса М-03	6,1	110
6	траса М-03 (с.м.т. Рогань)	1,1	60
7	траса М-03	4,5	110
8	траса М-03 (м. Харків)	4,4	60
9	траса М-03 (м. Харків, об'їзна дорога)	0,2	40
9	траса М-03	2,3	90
10	траса М-03 - компанія "Philip Morris International Ukraine" (парковка)	0,4	90
Всього		25,5	90,27

Рисунок 2. Схема та характеристика маршруту №2

Якщо припустити лінійний характер залежності технічної швидкості від значення обмеження швидкості в діапазоні 60 – 80 км/год, можна записати для міських маршрутів:

$$V_{т} = 0,3 \cdot V_{обм} + 10 \qquad (1)$$

де $V_{т}$ - технічна швидкість руху км/год; $V_{обм}$ - фактичне обмеження швидкості, км/год.

Після зниження встановленого обмеження швидкості в населених пунктах до 50 км/год та встановлення «толерантності» у 10% замість 20 км/год фактичне обмеження становитиме 55 км/год. В цьому випадку можна припустити зменшення технічної швидкості до 27 км/год, тобто на 7 км/год від отриманого при існуючих на даний момент умовах руху експериментального значення. Якою мірою це вплине на показники функціонування транспортної системи?

Зменшення продуктивності автомобільних перевезень. Відомо, що підвищення технічної швидкості веде до пропорційного збільшення річної транспортної роботи парку транспортних засобів, тобто виробітки автомобіля (при незмінних інших техніко-економічних показниках). Якщо характеризувати міру зміни технічної швидкості коефіцієнтом K_V (відношення швидкостей сполучення до та після впровадження заходів), то зміна річного виробітку при інших незмінних техніко-експуатаційних показниках можна визначити як:

$$\frac{P_{\text{до}}}{P_{\text{пысля}}} = \frac{\frac{1}{K_V} + \eta \cdot \beta}{1 + \eta \cdot \beta} \tag{2}$$

де $P_{\text{до}}$ і $P_{\text{після}}$ - виробіток автомобіля відповідно до і після впровадження заходів; η - доля простоїв під навантаженням-розвантаженням (чи на зупинних пунктах пасажирського транспорту) від усього часу в наряді.

Відповідна графічна залежність представлена на рис. 3.

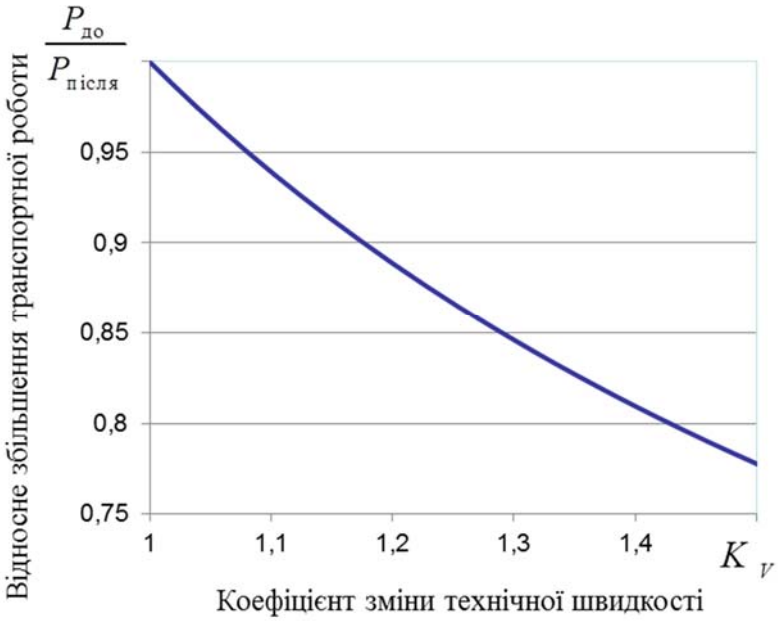


Рисунок 3. Вплив зміни технічної швидкості на виробітку автомобіля

Таким чином, якщо прийняти, що зміна швидкісного режиму руху в великих містах призведе до прогнозованого нами зменшення технічної швидкості на вказану вище величину, можна очікувати на зменшення транспортної роботи автомобільного транспорту на 14% (при незмінних інших транспортно-експлуатаційних показниках).

Зниження річного виробітку автомобіля в результаті зменшення технічної швидкості веде до необхідності залучення додаткового рухомого складу і до збільшення постійних експлуатаційних витрат, що входять в собівартість перевезень в розрахунку на будь-який питомий показник (автомобіле-кілометр, тонно-кілометр, тонну вантажу).

При організації перевезень пасажирів зменшення технічної швидкості руху, через збільшення часу оборотного рейсу, також призведе до зниження продуктивності. Тоді, в разі збереження незмінними інтервалів руху на маршрутах та часу простоїв на зупинках, необхідно буде збільшити кількість потрібного рухомого складу. Хто покриватиме в цьому випадку додаткові витрати перевізників?

Висновки. В даній роботі були розглянуті проблемні питання, пов'язані з пропозицією Державного агентства автомобільних доріг України щодо зменшення допустимої швидкості руху в межах населених пунктів та ліквідації так знаної «толерантності» до перевищення швидкості. Це, безперечно, є глобальною зміною десятиріччями існуючого режиму руху на дорогах України. Попре всі добрі намірі авторів зазначеного проекту, нажаль, не було проведено всебічного техніко-економічного аналізу наслідків від його реалізації.

При визначенні заходи з підвищення безпеки дорожнього руху варто не тільки спиратися на передовий Європейський досвід, а також враховувати існуючий стан та характеристики дорожнього руху в Україні.

Транспортна система в цілому та система управління швидкістю руху в країнах Західної Європи виражає значну гнучкість у задоволенні інтересів усіх учасників дорожнього руху, а при встановленні обмежень швидкості широко використовується зональний підхід. Тому, при загальному обмеженні швидкості руху в містах 50 км/год, наявності великої кількості зон з обмеженням 30 км/год, завдяки розвиненій мережі швидкісних доріг забезпечуються комфортні та безпечні умови руху. В той час, як на вулично-дорожній мережі міст України майже повністю відсутні магістральні вулиці та дороги безперервного руху. В цих умовах, впровадження зазначених вище змін може призвести до значного зниження технічної швидкості руху, та як наслідок негативно вплине на ефективність функціонування транспортної системи в цілому.

Наскільки ці додаткові втрати будуть компенсовані ймовірним ефектом від підвищення показників безпеки дорожнього руху - залишається питанням відкритим.

Тому, на нашу думку, пропозиція Укравтодору щодо внесення змін в систему обмежень швидкості руху на даному етапі не є достатньо обґрунтованим. На даний момент було б доцільно підсилити контроль та забезпечити дотримання вже існуючого швидкісного режиму руху на дорогах України, після чого провести аналіз зміни аварійності.

ЛІТЕРАТУРА

1. Про схвалення Стратегії підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року. Кабінет Міністрів України. [Електронний ресурс]. - Режим доступу: http://zakon5.rada.gov.ua/laws/show/481-2017-р

2. . Каталог офіційних статистичних публікацій на 2016 рік [Електронний ресурс]. - Режим доступу: http://www.oblstat.kiev.ua/content/p.php3?lang=1&c=456

3. Сучасні напрямки розв'язання проблем організації дорожнього руху в Україні та підвищення його безпеки [Електронний ресурс]. - Режим доступу: http://www.stattionline.org.ua/pravo/65/9921-suchasni-napryamki-rozv-yazannya-problem-organizacii-dorozhnogo-ruxu-v-ukraïni-ta-pidvishhennya-jogo-bezpeki.html

4. Управление скоростью: Руководство по безопасности дорожного движения для руководителей и специалистов [Електронний ресурс]. - Режим доступу: http://www.who.int/roadsafety/projects/manuals/speed_manual/ru/

5. Рябушенко О.В. Дослідження швидкості сполучення на маршрутах міста Харкова та області / Рябушенко О.В., Сахно С.В. // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів: науковий журнал. – Харків, 2017. - № 8. – 237-242.

ПОЛЕГШЕННЯ ЗАПУСКУ ДВИГУНА З МАХОВИКОМ

Самарін О.Є.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. Маховик поршневого двигуна представляє собою спеціальне дископодібне механічне пристосування, що кріпиться болтами до заднього кінця колінчастого вала і служить головним чином для створення інерції обертання колінчастого вала і трансмісії [1]. Завдяки силам інерції маховик виводить поршні з мертвих точок і забезпечує рівномірність обертання колінчастого валу. Він виконує наступні функції:

- зниження нерівномірності обертання колінчастого вала;
- передача крутного моменту від двигуна до коробки передач;
- передача крутного моменту від стартера на колінчастий вал двигуна.

Враховуючи масове використання маховиків у двигунах внутрішнього згоряння і високі вимоги до пускових характеристик та стабільності роботи при експлуатаційному режимі навантаження, а також вимоги до зниження витрат палива, проблема зменшення пускового моменту та його підвищення при експлуатації двигуна набуває практичної значущості.

Актуальність досліджень. Найбільшого поширення знайшов маховик суцільної конструкції, що являє собою масивний чавунний диск. На зовнішню поверхню диска напресовано сталевий зубчастий вінець, що забезпечує провертання колінчастого вала при запуску двигуна за допомогою стартера. З одного боку маховика виконана маточина для кріплення до фланця колінчастого вала, інша сторона грає роль ведучого диска зчеплення.

При роботі двигуна на різних оборотах колінчастий вал постійно закручується і розкручується, тобто піддається крутильним коливанням. У двигуні застосовуються гасителі крутильних коливань різної конструкції. Одним з таких пристроїв є двомасовий маховик (інша назва - амортизаційний маховик).

Перевагами двомасових маховиків є гасіння коливань, зниження вібрацій, ізоляція шумів, зручність перемикання передач, зниження зносу синхронізаторів, захист трансмісії від перевантаження і навіть економія палива. З іншого боку інтенсивна робота двомасового маховика призводить до посиленого зносу пружинно-демпферної системи і навіть поломки її основного елементу - дугової пружини. Все це стримує масове застосування демпферного маховика на двигунах.

Сучасні тенденції розвитку автомобільних двигунів, такі як даунсайзінг (зменшення обсягу і маси двигуна зі збереженням потужності) і даунспідінг (розширення діапазону крутного моменту двигуна з можливістю роботи на низьких оборотах), зажадали нового рівня гасіння коливань. З 2008 року на двигунах застосовується двомасовий маховик з маятниковим гасителем коливань.

Для усунення нерівномірності обертання колінчастого вала в діапазоні низьких оборотів на маховику разом з дугового пружиною встановлюється відцентровий маятник. Він створює власні коливання, які у протифазі накладаються на згладжені коливання після дугового пружини і повністю їх гасять.

Відцентровий маятник виконаний у вигляді вантажів, розташованих по колу маховика. При низьких оборотах двигуна вантажі маятника розгойдуються сильніше, тому що діючі на них відцентрові сили малі. При збільшенні оборотів амплітуда коливань вантажів зменшується і їх роль в гасінні коливань знижується.

Полегшений маховик використовується при тюнінгу двигуна. Перерозподіл маси маховика до країв диска дозволяє зменшити його масу і в свою чергу зменшити момент інерції. Із застосуванням полегшеного маховика двигун швидше досягає максимальних обертів, відповідно має кращу розгінну динаміку, а також спостерігається збільшення потужності до 5%.

Як видно з проведеного аналізу, існуючі конструкції маховиків мають постійний момент інерції як при пуску, так і при експлуатації двигуна. Але робота двигуна при вказаних режимах суттєво відрізняється, що викликає різні вимоги до маховиків.

При запуску двигуна момент інерції маховика має бути мінімальним, що полегшує сам запуск і знижує витрати палива, а при робочому навантаженні момент інерції має бути максимальним, що забезпечує рівномірну і стабільну роботу двигуна. Розглянуті конструкції маховиків не відповідають встановленим вимогам.

Мета та задачі проведення досліджень. Створити такий маховик поршневого двигуна, у якому при запуску двигуна основна маса маховика концентрується у центрі біля маточини, що зменшує пусковий момент інерції, а при досягненні холостих обертів основна маса переміщується до зубчастої реборди на периферію маховика, що забезпечує максимальний момент інерції і рівномірну роботу двигуна.

Для досягнення поставленої мети необхідно провести аналіз конструкції маховиків, встановити причину указаного недоліку та запропонувати її усунення.

Рішення поставленої задачі. На рис.1 показано загальний вигляд маховика із змінним моментом інерції.

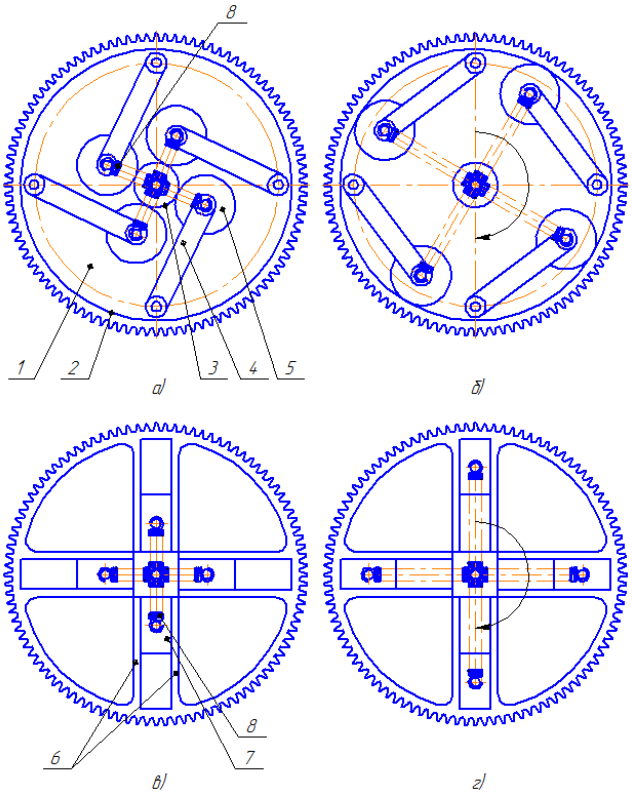


Рисунок 1. Маховик двигуна із змінним моментом інерції: а - маховик з важелями перед запуском; б - маховик з важелями після досягнення холостих обертів двигуна; в - маховик з напрямними перед запуском; г - маховик з напрямними після досягнення холостих обертів двигуна; 1 – диск; 2 - зубчаста реборда; 3 – маточина; 4 – важіль; 5, 7 – вантаж; 6 – напрямні; 8 – пружина

Поставлена задача вирішується тим, що на диску 1 шарнірно встановлено важелі 4, на кінцях яких закріплено грузи 5 або на диску 1 жорстко закріплено напрямні 6, у яких розташовано грузи 7.

Важелі 4 притягнуто пружинами 8 до маточини 3 так, що грузи 5 впираються у неї, або грузи 7 притягнуто пружинами до маточини 3 так, що вони впираються у неї.

Сила пружин 8 розрахована так, що при частоті обертання маховика, яка дорівнює холостим обертам двигуна, важелі 4 відхиляються і грузи 5 впираються у реборду 2 маховика або грузи 7 переміщуються по напрямних 6 і впираються у реборду 2 маховика.

Шарнірне встановлення на диску 1 важелів 4, на кінцях яких закріплено грузи 5 або жорстке закріплення на диску 1 напрямних 6, у яких розташовано грузи 7, дозволяє грузам вільно переміщатись під дією пружин та сил інерції.

Притягування важелів 4 пружинами 8 до маточини 3 так, що грузи 5 впираються у неї, або притягування грузів 7 пружинами до маточини 3 так, що вони впираються у неї, дозволяє зосередити основну масу маховика біля маточини 3 і максимально зменшити силу інерції при запуску двигуна.

Розрахунок сили пружин 8 так, що при частоті обертання маховика, яка дорівнює холостим обертам двигуна, важелі 4 відхиляються і грузи 5 впираються у реборду 2 маховика або грузи 7 переміщуються по напрямних 6 і впираються у реборду 2 маховика дозволяє максимально збільшити силу інерції маховика при досягненні холостих обертів двигуна.

Маховик із змінним моментом інерції працює наступним чином.

Перед запуском двигуна пружини 8 діють на важелі 4 з грузами 5 або на грузи 7 і притягують їх до маточини 3 так, що вони впираються у неї. Тому при запуску двигуна сила інерції маховика мінімальна.

Після запуску двигуна на грузи 5 або 7 діє відцентрова сила, яка їх відхиляє від маточини 3 і при досягненні двигуном холостих обертів притискає до зубчастої реборди 2. У такому положенні грузів 5 або 7 сила інерції маховика максимальна.

Висновки та рекомендації. Застосування запропонованого маховика дозволить полегшити запуск двигуна та зменшити витрати енергії за рахунок перерозподілу основної маси маховика між центром та периферією і відповідного зменшення або збільшення моменту інерції.

Розробка рекомендована для застосування у складі поршневих двигунів, режим роботи яких пов’язано з частими зупинками та запусками.

Для забезпечення синхронізації роботи механізму пружини мають бути однакової довжини і жорсткості.

Перед встановленням грузи мають бути зважены. Різниця маси грузів може становити не більше 1…2% .

Маховик необхідно статично від балансувати при при розведених грузах. Після встановлення маховика на колінчастий вал останній має бути від балансовано динамічно при робочій частоті обертання.

Для запобігання заклинюванню грузів у напрямних вони повинні бути ретельно механічно оброблені і змащені мастилом.

Кількість грузів у маховику може відрізнятись від кількості, наведеної
на рис. 1. Рекомендується встановлювати парну кількість грузів, що значно полегшує вирівнювання дисбалансу як при монтажі, так і при балансуванні.

У разі виникнення необхідності заміни груза, протилежні грузи повинні бути підібрані по масі і мінятись парами.

Для досягнення максимального ефекту від запропонованого рішення маса додаткових грузів повинна наближатись до маси основного маховика. В такому випадку зміна моменту інерції буде суттєвою.

ЛІТЕРАТУРА

1. http://howcarworks.ru/ Что такое маховик и зачем он нужен двигателю – прототип

2. http://systemsauto.ru › Двигатель › Двигатель внутреннего сгорания

3. Гоц А. Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учеб. пособие / Владим. гос. ун-т. – Владимир: Редакционно-издательский комплекс ВлГУ, 2005. – 124 с.

ПНЕВМОІМПУЛЬСНЕ ОЧИЩЕННЯ КОРПУСУ СУДНА

Самохвалов В.С., Смоляной Є.С.
Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова
(Україна)

Вступ. Розглядаються різні способи економії палива на суднах: зниження швидкості судна на 15% (з 15 до 12,75 вузлів або з 27 до 23 вузлів) дає зниження витрати палива на 24,4%; зниження питомої витрати палива головними двигунами (ГД) з 189 до 165 г/кВт·год дає можливість економити паливо на 16%; зниження частоти обертання гребного гвинта (ГГ) з 110 до 60 хв$^{-1}$ дає економію 12% (застосування необростаючих, самополіруючих покриттів - 10%, покращення обводів та обтічності корпусу - 8%; застосування направляючих обтікачів та насадок ГГ - 5%; застосування валогенератору - 2%; покращення системи утилізації скидного тепла - 2%; зниження суднових витрат електричної енергії та тепла - 1%).

Актуальність досліджень. Особливо важливе значення має вибір та правильне застосування покриттів корпусу. Збільшення шорсткості корпусу тільки на 20 мкм збільшує витрату палива на 1%. Зниження технічної швидкості ходу суден внаслідок обростання підводної частини корпусу відбувається через збільшення шорсткості обшивки, а отже, і опору води руху. Інтенсивність обростання збільшується по мірі збільшення солоності і температури води, причому на стоянці судна обростають швидше, ніж на ходу. Негладка, шорстка поверхня обростає швидше, ніж гладка. Сприятливу дію надає прісна вода і низька температура води. Таким чином, можна зробити висновок, що судна, які плавають у помірних широтах і мають стоянки в прісноводних портах, знаходяться у відношенні обростання в більш сприятливих умовах, ніж судна, що плавають у південних морях і мають стоянки в портах з солоною водою. Засобами боротьби з обростанням суден є своєчасне очищення підводної частини суден, а також застосування профілактичних заходів.

Постановка задачі. Технологічна шорсткість, обумовлена фарбуванням, і експлуатаційна шорсткість, викликана руйнуванням фарби, корозією корпусу і його обростанням, являють собою випадкові, суто нерегулярні процеси, які аналізуються в формі профілограм або за результатами вимірювань. Ці процеси досліджені на установках і суднах, та оброблені статистичними методами.Корозія і руйнування фарби знижують швидкість ходу суден, збільшують питому потужність, підвищують витрату палива. В середньому руйнування фарби і корозія призводять до зменшення швидкості ходу на 10...25%.

Результати досліджень. Нами запропоновано для покращення очищення корпусу судна застосовувати генератори пневматичних імпульсів, новизна технічних рішень захищена Патентами України №28413А та №30859А. Які являються робочим органом пневмоімпульсних насосів. Експериментальним шляхом установлено, що максимальний ефект очищення корпусу судна від обростаючих відкладень досягається при сквапності 8...12. Скважність – це відношення часу очікування імпульсу до часу самого імпульсу.

Висновки. Співставляючи витрати на очищення корпусу судна традиційними методами, наприклад механічним видаленням, з запропонованим методом очищення досягається, як зменшення енергоресурсу так і скорочення часу на очищення.Використовуючи класифікацію обростання і накопичений матеріал по втраті швидкості отримані розрахункові значення, що характеризують середньодобові втрати швидкості в залежності від ступеня обростання корпусу, вуз / добу:

при слабкому обростанні ..... .0,00014...0,0009
при помірному обростанні .... 0,001...0,0017
при сильному обростання ..... 0,0019...0,0023.

ЛІТЕРАТУРА

1. Самохвалов В.С., Пятак О.В., Лисенко Г.В., Курилко А.В. Патент України "Генератор пневматичних імпульсів" №28413АБ.В. №8 1999 р.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК В СИСТЕМЕ $H_2O - Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$

Соболь О.В.
Донбасская национальная академия строительства и архитектуры (Украина)

Разработчики электрических и гибридных транспортных средств продолжают активно работать над развитием конструкции экотранспорта. Актуальным на сегодня является вопрос снижения затрат электроэнергии на отопление или охлаждение салона (кабины) этих транспортных средств (ТС). Ведь все прекрасно понимают, что резервы накопительных высоковольтных батарей при температуре ниже -10 ºС начинают снижаться. При тестировании активно продающегося Mitsubishi i-MiEV было установлено, что при температурах ниже указанной отметки мощность силовой установки заметно снижается, а старт электромобиля при температуре ниже -30 ºС может и не состояться. Так же, в отличие от дизельного автомобиля, в электромобилях при эксплуатации зимой (летом), существуют проблемы с комфортом. Комфорт в вопросе отопления (кондиционирования) у Mitsubishi i-MiEV, как и у большинства электрокаров, электрический. На обогрев (охлаждение) расходуется энергия высоковольтной батареи, поэтому не рекомендуется использовать отопитель (кондиционер) на полную мощность. Так, при 0 ºС в движении на экономичных 60 км/час включенная на максимум «печка» сокращает пробег со 140 до 60 км. В городе «дальность» электромобиля при том же «нуле» за бортом и включенном на максимум отопителе падает со 135 до 55 км.

Поэтому, в процессе эксплуатации электрических ТС, при повышенных и пониженных температурах возникает необходимость использовать материалы, способные аккумулировать тепло и холод на продолжительное (до нескольких часов) время. Т.е., возникает необходимость в комплектации хотя бы пассивными устройствами, способными аккумулировать излишки тепла, поддерживая температуру в салоне на уровне комфорта максимально долго. С этими задачами довольно успешно позволяют справиться аккумуляторы тепла и холода на основе кристаллогидратов неорганических солей.

Вместе с тем, анализ литературы свидетельствует о том, что выбор тех или иных материалов для аккумулирования тепла осуществляется скорее методом проб и ошибок, а не в результате систематических целенаправленных исследований. Нет единого алгоритма для достаточно надежного прогнозирования перспективности применения того или иного состава в качестве фазопереходного теплоаккумулирующего материала (ФПТАМ). Отсутствуют надежные экспериментальные данные по теплотам плавления, предкристаллизационным переохлаждениям, устойчивости теплофизических свойств при многократно чередующихся процессах типа «плавление ↔кристаллизация» и т.д.

Таким требованиям к характеристикам ФПТАМ, работающим в заданном интервале температур, удовлетворяют не только чистые кристаллогидраты, но и эвтектические водные растворы солей, смеси кристаллогидратов различной природы и пр.

В данной работе методом ДТА была изучена система $H_2O - Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$.

На рис. 1 представлены экспериментальные ДТА-граммы образцов в системе $H_2O - Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$. Из ДТА-грамм следует, что тепловыделение при кристаллизации растворов, наблюдается не непрерывно от температуры ликвидуса T_L до температуры солидуса T_S, а автономно – первый вблизи T_L, второй вблизи T_S. Это свидетельствует о том, что вначале (вблизи T_L) кристаллизуется основной компонент: в

доэвтектической области – вода, в заэвтектической области – $Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$, а при T_E – эвтектика.

При этом наблюдается устойчивая закономерность: с увеличением концентрации тиосульфата натрия как эндо- так и экзо-эффекты уменьшаются относительно эвтектической температуры и увеличиваются относительно температур ликвидуса.

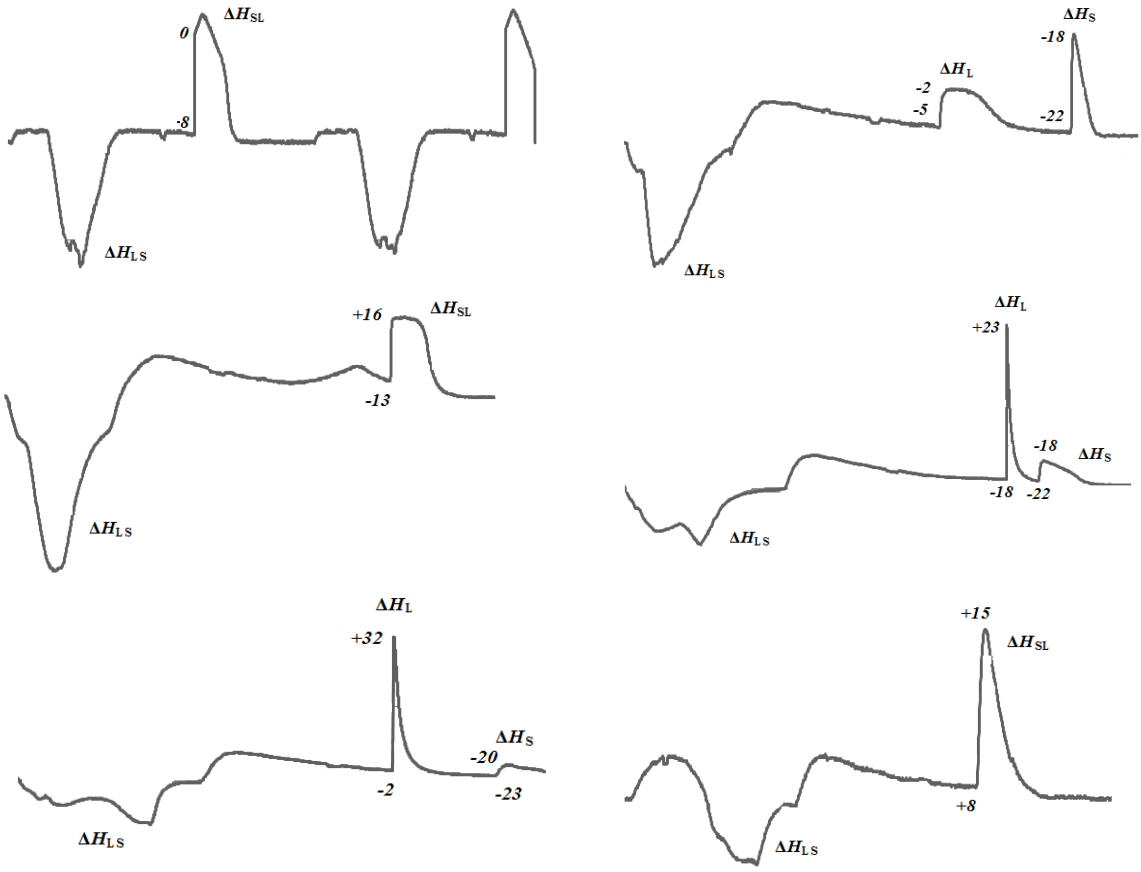


Рисунок 1. Экспериментальные ДТА-граммы образцов в системе $H_2O - Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$.

Методом ДТА были измерены энтальпии плавления ΔH_{LS} и кристаллизации ΔH_{SL}. Суммарное значение энтальпий ΔH_L и ΔH_S приблизительно равно общей энтальпии кристаллизации, т.е. $\Delta H_L + \Delta H_S \approx \Delta H_{SL}$. Однако оказалось, что для всех образцов энтальпия неравновесной кристаллизации ΔH_{SL} была всегда ниже на 15-20% энтальпии плавления ΔH_{LS}. Причина этого расхождения, возможно, кроется в следующем: плавление происходит достаточно медленно, так, что выполняется условие квазиадиабатичности, при котором тепловой эффект пропорционален площади соответствующего эндо-пика на кривой ДТА. Кристаллизация, как правило, реализовывалась в условиях значительного переохлаждения жидкой фазы по схеме взрывного типа на начальном этапе. В этой ситуации, по-видимому, условие квазиадиабатичности не выполняется, в связи с чем нарушается линейность между количеством теплоты и площадью экзо-эффекта, что, возможно, и приводит к гистерезису эндо-и экзоэффектов на кривых ДТА.

По приведенным на рис. 1 ДТА-граммам были подсчитаны энтальпии кристаллизации на каждом этапе: относительно линий ликвидуса ΔH_L, солидуса ΔH_S, суммарная ΔH_{SL}, которые занесены в таблицу 1.

Таблица 1. Энтальпии плавления ΔH_{LS} и кристаллизации относительно линий ликвидуса ΔH_L, солидуса ΔH_S и суммарная ΔH_{SL}.

	ΔH_{LS} кДж/кг	ΔH_{SL} кДж/кг	
H_2O	335,0	274,5	
60вес.%воды+ 40вес.%ТСН-5	290,2	ΔH_L кДж/кг	ΔH_S кДж/кг
		152,5	91,5
		244,0	
Эвтектика	193,7	168,0	
40вес.%воды+ 60вес.%ТСН-5	170,0	ΔH_L кДж/кг	ΔH_S кДж/кг
		45,8	61,0
		106,0	
20вес.%воды+ 80вес.%ТСН-5	183,0	ΔH_L кДж/кг	ΔH_S кДж/кг
		76,3	30,5
		106,8	
ТСН-5	205,0	198,5	

Из этой таблицы следует закономерность изменения общей энтальпии кристаллизации ΔH_{SL} от основного компонента к эвтектике по *U*-образному закону (рис. 2).

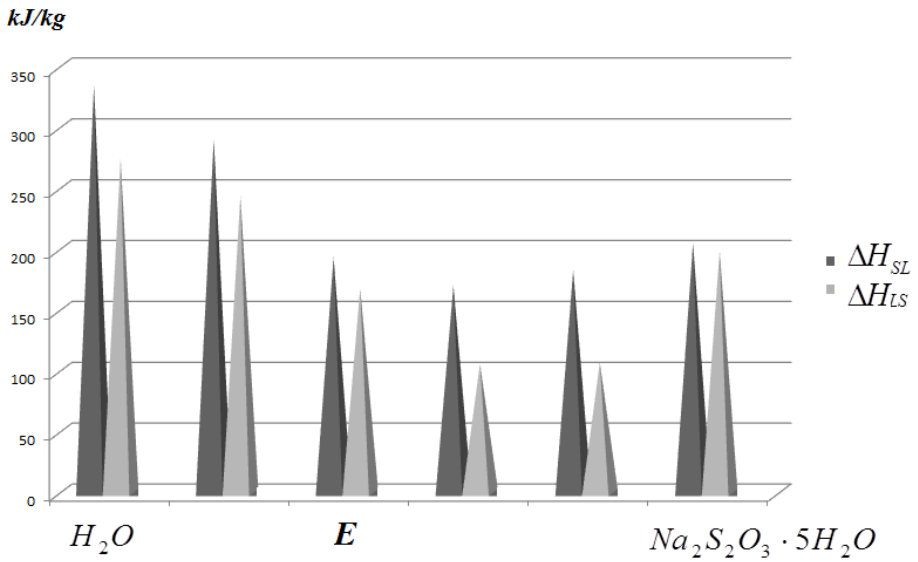


Рисунок 2. Диаграмма изменения общих энтальпий плавления ΔH_{LS} и кристаллизации ΔH_{SL} от основного компонента к эвтектике.

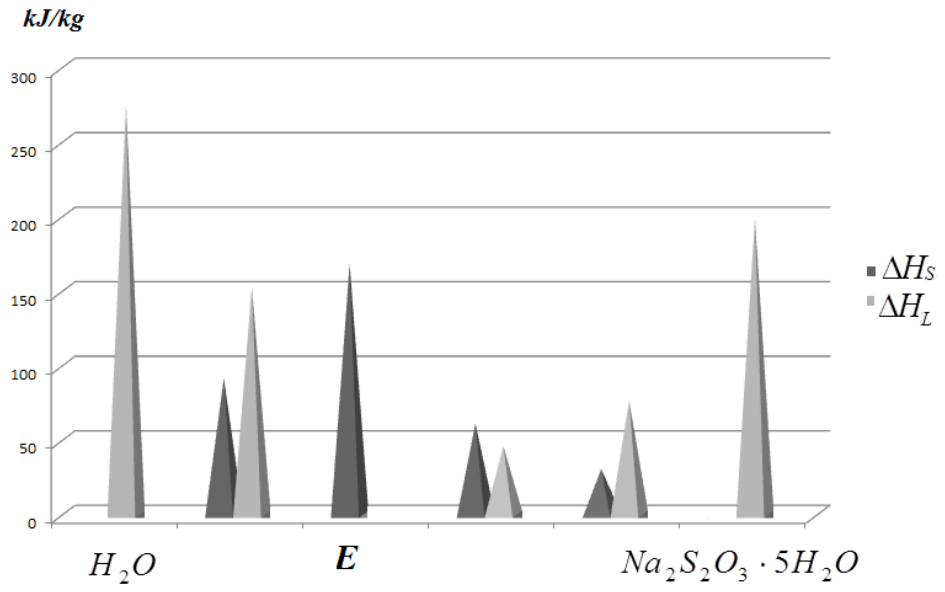


Рисунок 3. Диаграмма изменения энтальпий плавления ΔH_L и кристаллизации ΔH_S от основного компонента к эвтектике.

Вывод. В данной работе методом ДТА были исследованы энтальпии плавления ΔH_{LS} и кристаллизации ΔH_{SL} и проведен анализ их изменения в зависимости от концентрации компонентов в системе $H_2O - Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$ для возможного использования их на транспорте.

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГАЗОТУРБИННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ПО РЕГИСТРИРУЕМЫМ ПАРАМЕТРАМ

Тамаргазин А.А., Линник И.И.
Национальный авиационный университет (Украина)

Введение. На сегодняшний день победа, как будто бы, осталась за дизельными энергетическими установками (ЭУ) для судов. Во всяком случае, свыше 50% существующего мирового тоннажа это теплоходы. Но сейчас бурными темпами растет число спущенных на воду судов-гигантов, круизных лайнеров, контейнеровозов, супертанкеров и т. д. Для сообщения этим «судам гигантам» заданной скорости нужны мощности, которые не всегда могут быть достигнуты двигателями внутреннего сгорания.

Газотурбинные двигатели относится к числу весьма перспективным судовым энергетическим установкам, обладающих большой мощностью при малом весе. Недостаток их, как и паровой турбины – это практическая невозможность ее реверсирования, вследствие чего на судне приходится предусматривать отдельную турбину заднего хода. Впрочем, с появлением винтов регулируемого шага и вспомогательных винтов, расположенных в носовой части судна проблема реверса и маневров заметно упростилась.

В настоящее время газотурбинные ЭУ применяются на судах в США, Великобритании, Канады, ФРГ, Нидерландов, Франции, Италии, Ирана и ряда других стран. Это стало возможным благодаря наличию у газотурбинных ЭУ многих положительных качеств, основные из которых: малый вес и габариты; высокая готовность к работе; низкий уровень вибрации; большая надежность; лёгкость осуществления полной автоматизации; применение дистанционного управления.

Кроме того, по сравнению с дизельными и паротурбинными эти двигатели легче ремонтировать, условия их эксплуатации лучше и они требуют меньшее количество обслуживающего персонала.

В то же время в зарубежной печати сообщалось, что ГТД не свободны от ряда существенных недостатков:

– при повышении температуры окружающего воздуха на их входе наблюдаются высокие потери мощности;

– большое потребление воздуха, в несколько раз превышающее потребление воздуха дизельными и паротурбинными установками, приводит к увеличению размеров воздухоприёмных и газовыхлопных каналов и усложняет задачу их размещения на судне;

– для передачи крутящего момента на гребные винты необходимы реверсивные редукторы или винты регулируемого шага.

Актуальность задачи. Помимо перечисленных недостатков можно было бы также отметить, что газотурбинные ЭУ требуют повышенного внимания со стороны контроля их технического состояния. Для этого в настоящее время широко применяются автоматизированные системы контроля. Их бурное развитие позволяет сегодня устанавливать индивидуальные накопители информации на каждую ЭУ. А объединение индивидуальных накопителей информации со средствами спутниковой связи, позволяют по новому подойти и к решению задачи сопровождения ЭУ в эксплуатации, увеличив количество регистрируемых параметров и разовых команд, устранить субъективность обслуживающего персонала, которая проявляется при ручной регистрации параметров, позволяет в реальном масштабе времени отслеживать техническое состояние всех энергоустановок находящихся в эксплуатации, как в пароходстве, так и на судостроительной фирме. Поэтому актуальной на сегодняшний день является задача создание алгоритмического и программного обеспечения для таких автоматизированных систем контроля.

Постановка задачи. Под математической моделью исходного состояния понимают

формализованное описание в статистическом аспекте определенного этапа эксплуатации исправной ЭУ. Таким этапом обычно служит период эксплуатации исправной ЭУ с момента начала её диагностирования до набора необходимого статистического материала для описания этого этапа. Достаточной выборкой для формирования данной модели принимается выборка, как минимум, из 20 диагностических участков. Следует особо подчеркнуть, что для формирования достоверной математической модели исходного состояния, которое во многом определяет достоверность оценки технического состояния вообще, есть исправное состояние ЭУ на этом этапе её эксплуатации, что подтверждается при выполнении технического обслуживания. Исходя из этого, можно предложить следующий методологический подход к построению модели ЭУ.

Результаты исследований. В качестве диагностических используются такие параметры ЭУ как $n_{\text{Н}}$, $n_{\text{В}}$, $t_{\text{Т}}^{*}$, $G_{\text{Т}}$, $t_{\text{вх}}^{*}$. Для каждого параметра должны быть сформированы выборки из 16 значений. В каждой выборке соответственно критерию Смирнова осуществляется проверка аномальности распределения. Должны быть рассчитаны выборочное среднее и выборочное среднеквадратичное отклонение [1]:

$$\overline{\Pi} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\Pi_i\,,\; S = \sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}\left(\Pi_i - \overline{\Pi}\right)^2}\,,$$

где n – размер выборки.

Для максимального и минимального значений параметра в выборке должно быть определено значение выражения:

$$u_{(\min)}^{\max} = \frac{1}{S}\left|\Pi_{(\min)}^{\max} - \overline{\Pi}\right|.$$

Полученное значение должно сравниваться с критической величиной $u_{\text{кр}}$. Если $u_{(\min)}^{\max} \geq u_{\text{кр}}$, то значение параметра, подозреваемое в аномальности, аномально и должно быть исключено. При исключении значения параметра, процедура должна выполняться для последующих его максимального и минимального значений. В этом случае для определения $\overline{n}$ и S должно использоваться соответственно меньшее число значений. Из выборки в 16 значений допускается отбраковка не более 4 значений. При большем количестве значений, которые исключаются, вся выборка должна быть отбракована и сразу же должна быть сформирована новая выборка, в которой вновь должна быть выполнена проверка аномальности.

Для каждого параметра должно быть определено среднее значение параметра на диагностическом участке:

$$\Pi_{\text{ср}} = \frac{1}{m}\sum_{i=1}^{m}\overline{\Pi}_i\,,$$

где i – порядковый номер выборки; m – количество выборок на диагностическом участке.

Должна быть проведена отбраковка дисперсий, которые выпадают, по критерию Бартлетта. Для этого определяется величина M по формуле [2]:

$$M = N\ln\left(\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{m}n_i S_i^2\right) - \sum_{i=1}^{m}n_i \ln S_i^2\,,$$

где n_i – число значений параметра, которые остались в выборке с порядковым номером i после отбраковки.

Полученная величина сравнивается с критической величиной $M_{\text{кр}}$. Если $M \geq M_{\text{кр}}$, то максимальное значение $S^2{}_{i\max}$ должно быть отбраковано, а величина M рассчитывается снова.

После завершения отбраковки по критерию Бартлетта должна быть определенная средневзвешенная дисперсия параметра на диагностическом участке:

$$S_{\text{ср}}^2 = \sum_{i=1}^{q}\left(n_i - 1\right)S_i^2 \Big/ \sum_{i=1}^{q}\left(n_i - 1\right),$$

где q – число выборок, которые остались после отбраковки по критерию Бартлетта.

Вместе со средним значением параметра на диагностическом участке и средневзвешенной дисперсией в алгоритме тенденций изменения параметра на протяжении нескольких диагностических участков должно использоваться число значений q, по которому определялась средневзвешенная дисперсия и значение суммарной наработки ЭУ.

Если после завершения обработки диагностического участка не определено среднее значение параметра, то должно быть сформировано и выдано сообщение о том, что среднее значение параметра не найдено. В этом случае не определяется и средневзвешенная дисперсия.

Если при отбраковке по критерию Бартлетта $q = 3$, то дальнейшая отбраковка должна быть прекращена и средневзвешенная дисперсия определяется по этим двум значениям.

Экспоненциальное сглаживание должно выполняться по рекуррентной формуле:

$$\Pi_j^{\text{сг}} = \Pi_{j-1}^{\text{сг}} + \left(\overline{\Pi}_j - \Pi_{j-1}^{\text{сг}}\right),$$

где j – порядковый номер выборки; α – коэффициент сглаживания; $\Pi_{j-1}^{\text{сг}}$ – предыдущее сглаженное значение параметра (для первого значения принимается $\Pi_1^{\text{сг}} = \overline{\Pi}_1$).

Анализ тенденции изменения параметра выполняется с помощью критерия Хальда [3]:

$$r = \frac{\sum_{j=1}^{m-1}\left(\Pi_{j+1}^{\text{сг}} - \Pi_j^{\text{сг}}\right)^2}{2\sum_{j=1}^{m}\left(\Pi_j^{\text{сг}} - \Pi_{\text{ср}}^{\text{сг}}\right)^2},$$

где $\Pi_{\text{ср}}^{\text{сг}}$ – среднее значение, рассчитанное по сглаженному значению.

Среднее определяется по формуле:

$$\Pi_{\text{ср}}^{\text{сг}} = \frac{1}{m}\sum_{j=1}^{m}\Pi_j^{\text{сг}}.$$

Величина r должна вычисляться после накопления 5 первых значений, а после накопления в массиве более 20 значений, должны быть использованы 20 последних значений параметра.

Полученное значение r необходимо сравнить с критическим значением $r_{\text{кр}}$.

Если $r \le r_{\text{кр}}$, то имеет место тренд параметра.

После накопления 5 первых значений должно быть определено базовое значение параметра по формуле:

$$\Pi_{\text{баз}} = \frac{1}{5}\sum_{k=1}^{5}\Pi_{\text{ср}k},$$

где r – номер полета.

Должна быть определенная генеральная дисперсия:

$$S_{\text{баз}}^2 = \frac{1}{5}\sum_{k=1}^{5}S_{\text{ср}k}^2.$$

Также должны быть определенные величины:

$$q_{\text{баз}} = \sum_{k=1}^{5}q_k,$$

где q – количество значений параметров.

Полученное значение $\Pi_{\text{баз}}$ необходимо сравнить с предельно-допустимыми значениями $\Pi_{\min}$ и $\Pi_{\max}$.

Если условие $\Pi_{\min} \le \Pi_{\text{баз}} \le \Pi_{\max}$ выполняется, то должно быть сформировано и выведено на монитор сообщение о выходе базового значения параметра за допустимую границу. Если условие $\Pi_{\min} \le \Pi_{\text{баз}} \le \Pi_{\max}$ не выполняется, то значения $\Pi_{\text{баз}}$, $S^2_{\text{баз}}$, $q_{\text{баз}}$ должны

сохраняться в базе данных.

Должны быть определены величины: $\Delta П_1 = П_{min} - П_{баз}$, $\Delta П_2 = П_{max} - П_{баз}$.

Если $\Delta П_1 > \Delta П_{min}$, то должно быть сформировано и выведено на монитор сообщение, о выходе отклонения базового параметра за допустимую границу. Сообщение должно содержать значение $\Delta П_1$, $\Delta П_{min}$, $П_{баз}$. Значения $\Delta П_{min}$ должно быть заменено на значение $\Delta П_1$.

Если $\Delta П_2 < \Delta П_{max}$, то должно быть сформировано и выведено на монитор сообщение, о выходе отклонения базового параметра за допустимую границу. Сообщение должно содержать значение $\Delta П_2$, $\Delta П_{max}$, $П_{баз}$, а значение $\Delta П_{max}$ должно быть заменено на значение $\Delta П_2$.

Анализ увеличения разброса значений параметра выполняется с помощью критерия Фишера [3]:

$$F = \frac{S_k^2}{S_{баз}^2},$$

где S^2_k – средневзвешенная дисперсия в k-ом полете.

Полученное значение F сравнивается с критической величиной $F_{кр}$.

Если $F \geq F_{кр}$, то должно быть сформировано и выведено на монитор сообщение об увеличение разброса значений параметра.

Анализ значимости изменения параметра производится по критерию Стьюдента [3]:

$$t = \frac{П_{срk} - П_{баз}}{\sqrt{\frac{(q_k - 1)S_k^2 + (q_{баз} - 1)S_{баз}^2}{(q_k + q_{баз} - 2)}}} \sqrt{\frac{q_k q_{баз}}{q_k + q_{баз}}}.$$

Полученное значение t сравнивается с критической величиной $t_{кр}$.

Если $t > t_{кр}$, то должно быть сформировано и выведено на монитор сообщение о скачке значения параметра.

Контроль величины отклонения значения параметра от базового на k-ом диагностическом участке определяется по формуле:

$$\Delta П_k = П_{срk} - П_{баз}.$$

Полученное значение отклонения параметра сравнивается с предельно-допустимым отклонением. Если выполняется одно из условий $\Delta П_k < П_{min}$ или $\Delta П_k > \Delta П_{max}$, то должно быть сформировано и выдано на монитор сообщение о выходе отклонения параметра за предельно допустимое значение.

Если выполняется условие $\Delta П_{min} \leq \Delta П_k \leq \Delta П_{max}$, то значения $\Delta П_k$ и соответствующая ему наработка должны быть использованы в алгоритме анализа тенденций изменения параметра на нескольких диагностических участках.

Полученное значение сравнивается с критическим значением $r_{кр}$. Если $r > r_{кр}$, то выполнение алгоритма прекращается. Если $r \leq r_{кр}$, то должны выполняться последующие операции алгоритма.

Определяется средние значения отклонений параметра, наработки и их среднеквадратичные отклонения:

$$\Delta П_{ср} = \frac{1}{m}\sum_{l=1}^{m} \Delta П_l;$$

$$S_П = \sqrt{\frac{1}{m-1}\sum_{l=1}^{m} \left(\Delta П_l - \Delta П_{ср}\right)^2};$$

$$\tau_{ср} = \frac{1}{m}\sum_{l=1}^{m} \tau_l,$$

$$S_{\tau} = \sqrt{\frac{1}{m-1}\sum_{l=1}^{m}\left(\tau_l - \tau_{\text{ср}}\right)^2},$$

где τ_l – значения наработки для члена выборки с порядковым номером i.

Определяются коэффициент b (средняя скорость тренда):

$$b = \frac{\sum_{l=1}^{m}\Delta\Pi_l\tau_l - m\tau_{\text{ср}}\Delta\Pi_{\text{ср}}}{\sum_{l=1}^{m}\tau_l^2 - m\tau_{\text{ср}}^2};$$

и коэффициент a:

$$a = \Delta\Pi_{\text{ср}} - b\tau_{\text{ср}}.$$

Определяется коэффициент корреляции ρ:

$$\rho = \left| b\frac{S_r}{S_{\Pi}} \right|.$$

Полученное значение ρ необходимо сравнить с величиной $\rho_{\text{кр}}$.

Если $\rho \le \rho_{\text{кр}}$, то тренд параметра не является значимым, и выполнение алгоритма в этом случае прекращается.

Если $\rho > \rho_{\text{кр}}$, то тренд параметра будет значимым. В этом случае должно быть сформировано и выведено на монитор сообщение о тренде параметра.

Рассчитывается значение наработки ЭУ, при которой отклонения параметра выйдет за предельные значения $\tau_{\text{вых}}$:

$$\tau_{\text{вых}} = \frac{\Delta\Pi_{\max} - 3S_{\Pi} - Q}{b}, \text{ при } b > 0;\ \tau_{\text{вых}} = \frac{\Delta\Pi_{\min} - 3S_{\Pi} - Q}{b}, \text{ при } b < 0.$$

Значения $\Delta\Pi_{\min}$ и $\Delta\Pi_{\max}$ уточняются в процессе эксплуатации ЭУ.

Должно быть рассчитано время прогноза $\tau_{\text{прогн}}$:

$$\tau_{\text{прогн}} = \tau_{\text{вых}} - \tau_k,$$

где τ_k – последнее значение наработки, используемое для анализа.

Должен выполняться анализ трех последних значений скорости тренда.

В качестве входных данных должны использоваться отклонения параметров от базовых значений для последнего диагностического участка, используемого для анализа.

Если выполняется условие $\left|\Delta\Pi\right| < \Delta\Pi^0$, то отклонению параметра должно быть присвоено нулевое значение.

Знаки отклонений параметров должны сравниваться со знаками отклонений параметров в таблице. Если знаки отклонений параметров совпадают со знаками отклонений какой-либо строки таблицы, то это указывает на наиболее вероятную неисправность проточной части газотурбинного двигателя. В этом случае должно быть сформировано и выведено сообщение о наиболее вероятной неисправности.

Сообщение также должно содержать и сами значения отклонений параметров, порядковый номер полета и соответствующее значение наработки двигателя (рис. 1).

Перед постановкой ЭУ на диагностирование по предлагаемой методике следует убедиться в её исправном состоянии в соответствии с действующим руководством по технической эксплуатации. Это условие необходимо выполнять для того, чтобы достоверно оценить исходные характеристики математической модели исправного состояния каждой конкретной ЭУ, которое формируется на начальном этапе её эксплуатации (диагностирования) и служит базой для дальнейшей оценки степени отклонения фактического ТС от начального состояния. В противном случае, то есть если к моменту постановки ЭУ на диагностирование в ней происходит развитие какой-нибудь неисправности, то математическая модель исходного состояния данной ЭУ будет сформирована неверно. Тогда неисправное состояние может быть принятое за исправное, что в свою очередь, может привести к снижению чувствительности и, в целом, к ошибке

второго рода. Оценка исправности ЭУ должна осуществляться соответственно действующей НТД и совмещаться с очередной формой ТО.

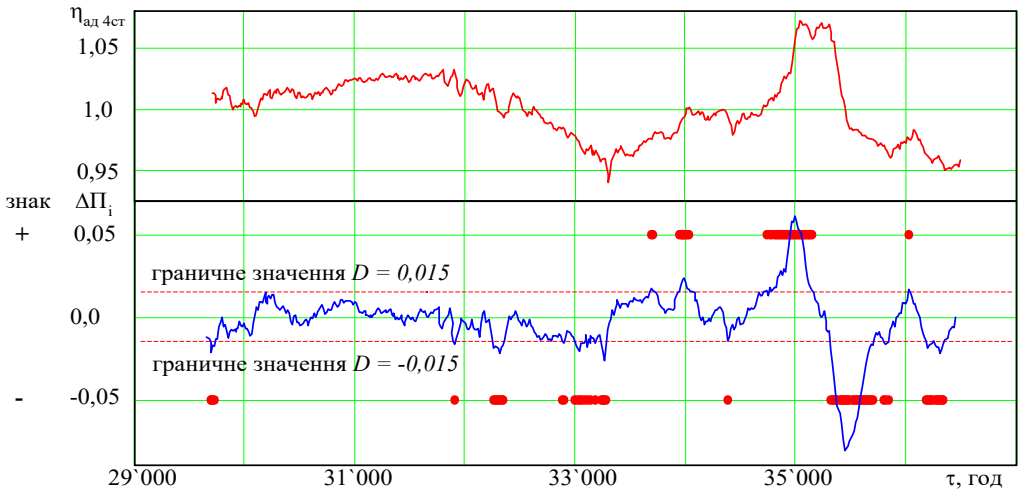


Рисунок1. Определение знаков отклонений одного из параметров при определении знаков отклонений

Выводы. Разработано методическое обеспечение мониторинга технического состояния газотурбинных ЭУ по изменению диагностических признаков, на основании которого создана автоматизированная система. Методическое обеспечение автоматизированной системы разработано на основании расчетных и экспериментальных данных о закономерностях изменения газодинамических параметров рабочего процесса конкретных ЭУ. В связи с этим необходимая в процессе эксплуатации периодическая коррекция математического аппарата автоматизированной системы, разработка алгоритмов оценки технического состояния ЭУ и правил принятия решений о дальнейшей их эксплуатации могут осуществляться под методическим руководством разработчика этих ЭУ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Байхельт Ф. Франкен П. Надежность и техническое обслуживание. Математический подход: Пер. с нем. – М.: Радио и связь, 1988. – 392 с.

2. Надежность технических систем. Справочник / Под ред. И.А.Ушакова. – М.: Радио и связь. 1985. – 608 с.

3. Хан Г., Шапиро С. Статистические модели в инженерных задачах. – М.: Статистика, 1980. – 444 с.

ЦИФРОВІ РЕГУЛЯТОРИ В СИСТЕМАХ ОХОЛОДЖЕННЯ ГОЛОВНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

Тимофеєв К.В., Поливода В.В., Тернова Т.І.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. Температура води в системі охолодження головного двигуна має значний вплив на експлуатаційні та економічні показники роботи двигуна.

Верхня межа температури води визначається умовами безпечної роботи двигуна внутрішнього згоряння.

Щоб підтримувати необхідний температурний режим, використовують замкнуті системи охолодження; в них дизель охолоджується прісною водою, що циркулює в замкнутому контурі.

Актуальність досліджень. Оптимального температурного режиму двигуна досягають при температурі охолоджувальної води на виході з двигуна в діапазоні 75…85ºС.

Використання сірчистих та високов'язких сортів палива призводить до підвищення температури води, що охолоджує циліндри. В потужних двигунах в цілях зниження зносу деталей циліндро-поршневої групи із-за підвищеного вмісту сірки в паливі температура охолоджуючої води досягає 85 ºС.

Підвищення точності підтримання температури охолоджуючої води залежить від конструктивних особливостей двигуна, сортів мастил та палива.

Постановка задачі. В системах охолодження сам двигун розглядається як теплообмінний пристрій, а для забезпечення стабільної середньої температури охолоджувальної води по висоті циліндра рекомендується підтримувати в заданих діапазонах температуру води на виході з двигуна. Потужні двигуни зазвичай обладнують автономними системами охолодження для циліндрів, кришок, поршнів. Автономна система охолодження розглядається як об'єкт керування.

Для ефективної роботи системи охолодження головного двигуна (ГД) необхідно враховувати: параметри самого двигуна як теплообмінного пристрою в перехідних режимах; якісні показники регулятора.

Перехідний процес або неусталений режим в системі охолодження двигуна виникає при порушені статичної рівноваги між кількістю підведеного і відведеного тепла. Рівняння динаміки для замкнутої системи в перепускному внутрішньому контурі, описує її поведінку в неусталеному режимі. Для цього представимо схему обміну тепла між ємностями системи (рисунок 1).

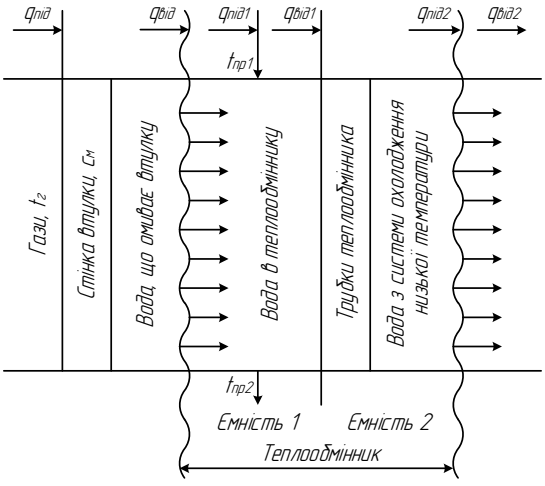


Рисунок 1. Схема обміну тепла між ємностями системи охолодження двигуна

Так як регулюючим параметром є температура води на виході з двигуна, а не на вході, оптимальний температурний режим необхідно підтримувати в найбільш теплонапружених місцях циліндрів і в головці блока, а також в місцях найбільш інтенсивного тертя пов'язаних деталей [1, 2].

При порушені рівноваги зі сторони навантаження змінюється координата навантаження $t_г$ і регульований параметр t_2. Для відновлення потрібного значення t_2 через регулюючий орган на систему виконується дія p. Шляхи проходження дій навантаження і керування на систему різні. Дія збурення виникає всередині циліндрів і передається через стінки втулки охолоджувальної води до місця заміру її температури, а дія керування – від регулюючого органу по контуру охолодження до стінки циліндра двигуна.

Результат математичного моделювання динамічного процесу теплообміну між газами і стінкою циліндрів, з одної сторони та стінкою циліндрів і прісною водою, з другої сторони, і передача теплоти від прісної води до забортної води в теплообміннику може бути представлений трьома диференційними рівняннями в безрозмірній формі, які можна звести до одного диференційного рівняння третього порядку відносно змінної σ, яка відповідає зміні температури води за двигуном [3]:

$$\left.\begin{aligned} T_{дв}\cdot\sigma^{'}+\sigma &= k_1\cdot\lambda - k_2\cdot\mu - k_3\cdot\theta_1 \\ T_1\cdot\theta_1^{'}+\theta_1 &= k_4\cdot\mu + k_5\cdot\lambda + k_6\cdot\theta_2 \\ T_3\cdot\theta_2^{'}+\theta_2 &= k_7\cdot\mu + k_8\cdot\theta_1 \end{aligned}\right\}$$

Математична модель системи враховує такі параметри, як кількість теплоти, що підводиться до теплообмінних пристроїв та відводиться від них, температуру води та витрату води через теплообмінні пристрої і дозволяє проаналізувати властивості системи при різних навантаженнях головного двигуна.

В якості регулятора в системі охолодження головного двигуна пропонується застосувати цифровий ПІД-регулятор температури фірми OMRON типу E5EN, який має розширену функціональність, покращені характеристики та підвищену точність індикації і прогнозоване обслуговування.

На рисунку 2 представлено модернізований контур системи охолодження головного двигуна. В якості регулятора в контурі використовується сучасний цифровий регулятор температури OMRON E5EN, датчик Danfoss MBT 5250 та перетворювач струм-тиск Power-Genex IPC-42.

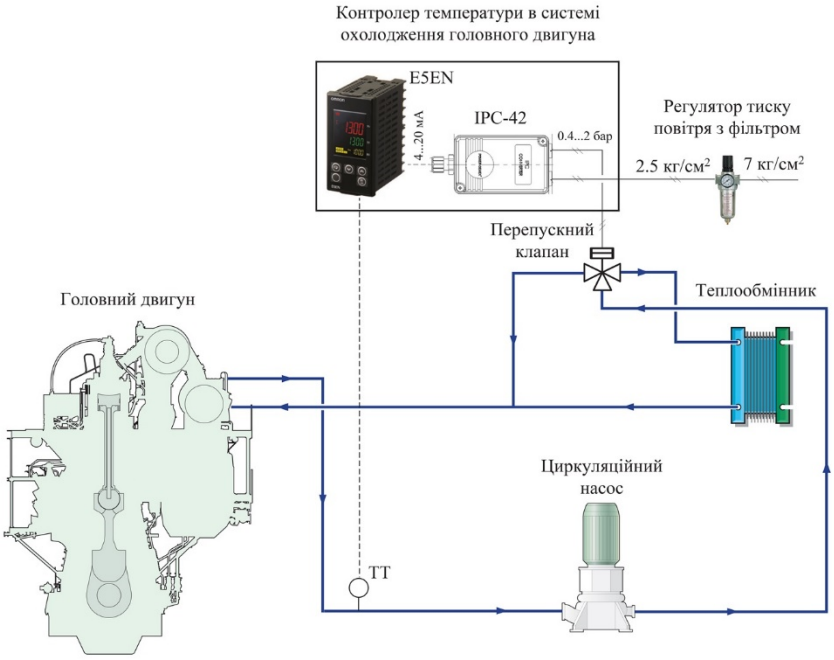


Рисунок 2. Модернізований контур охолодження головного двигуна

ПІД-регулювання використовується в системах автоматичного керування для формування керуючого сигналу з цілю отримання заданих характеристик точності та якості перехідного процесу [4].

Коефіцієнти ПІД-регулятора встановлюються відповідно до характеристик системи регулювання. Визначення коефіцієнтів є дуже складною роботою, яка потребує багато часу для математичного моделювання системи та її аналізу, тому для налаштування регулятора використовується функція самоналаштування цифрового регулятора температури OMRON E5EN. Структурна схема регулятора представлена на рисунку 3.

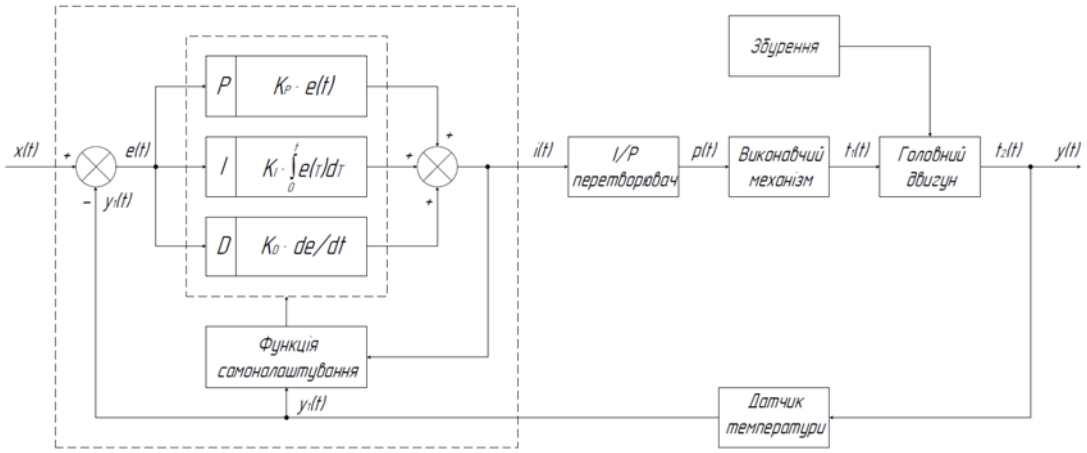


Рисунок 3. Структурна схема ПІД-регулятора з функцією самоналаштування

Головний двигун є дуже складним об’єктом регулювання і неправильна експлуатація системи охолодження ГД може спричинити значні пошкодження в самій системі і, як наслідок, призвести до поломки ГД. Пропонується перевірити регулятор на належну роботу перед монтажем в щит і виконати підключення та необхідні налаштування, а також ознайомитись з його інтерфейсом.

Результати досліджень. Для тестування цифрового регулятора може використовуватись випробувальний стенд, який складається з ємності що заповнюється водою. В ємність з водою поміщають нагрівальний пристрій та датчик температури. Нагрівальний пристрій підключається до напруги живлення через реле, вмикання та вимикання якого контролюється цифровим регулятором температури. Датчик температури підключається до регулятора. Під час випробування були отриманні перехідні характеристики які зображенні на рисунках 4 та 5.

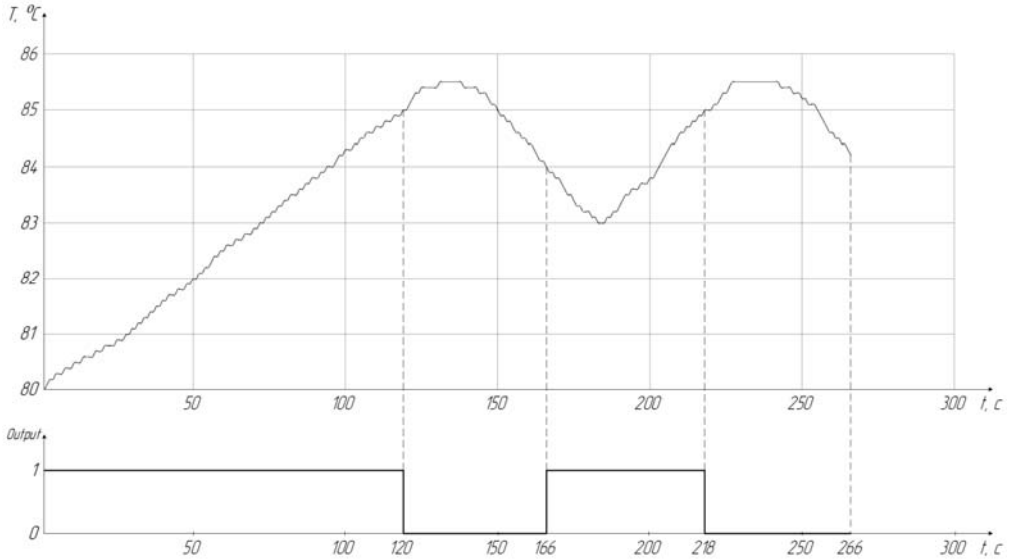


Рисунок 4. Часова характеристика процесу самоналаштування

Після завершення автоматичного налаштування, цифровий регулятор температури самостійно встановив параметри ПІД-регулятора:

- зона пропорційності $P=1,4$;
- час інтегрування $I=47$;
- час диференціювання $D=8$.

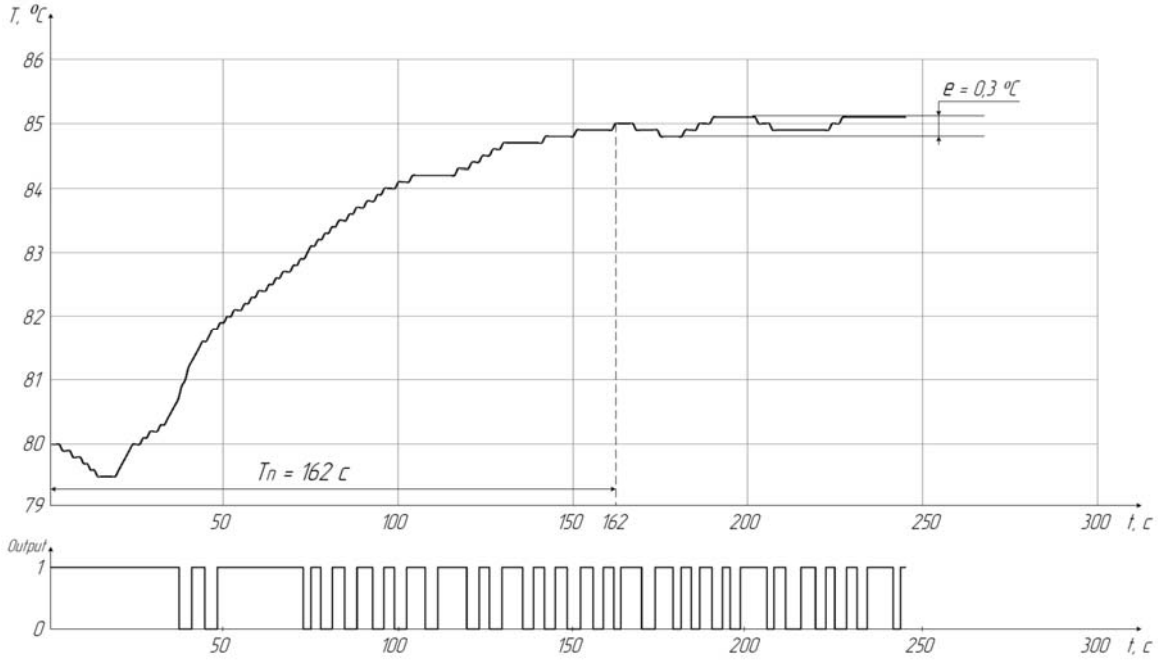


Рисунок 5. Перехідна характеристика регулювання температури

З даної характеристики видно, що час регулювання складає $T_п$=162 с, а статична похибка складає e=0,3 °С.

Висновки. Математичний опис системи дозволяє проаналізувати властивості системи при різних навантаженнях головного двигуна. При математичному моделюванні системи враховуються такі параметри, як кількість теплоти що підводиться до теплообмінних пристроїв та відводиться від них, температура та витрата води через теплообмінні пристрої. Для підтримання температури охолоджуючої води з високою точністю в системі застосовано цифровий ПІД-регулятор температури OMRON E5EN. Якщо аналітичне визначення ПІД-коефіцієнтів є достатньо складним, то пропонується використовувати в регуляторі OMRON E5EN функцію самоналаштування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Пахомов Ю. А. – Судовые энергетические установки с двигателями внутреннего сгорания: Учебник. – М.: ТрансЛит, 2007. – 528 с.

2. Костылев И. И. – Судовые системы: Учебник. – СПб.: Изд-во ГМА им. адм. С. О. Макарова, 2010. – 420 с.

3. Беляев И. Г. Автоматизация процессов в судовой энергетике: Учебник. –М.: Транспорт, 2000. – 399 с.

4. Сыромятников В. Ф. – Наладка автоматики судовых энергетических установок: Справочник. – Л.: Судостроение, 1989. – 352 с.

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ КОТЛОМ НА БАЗЕ ПРОГРАММИРУЕМЫХ ЛОГИЧЕСКИХ КОНТРОЛЛЕРОВ И СЕНСОРНОЙ ПАНЕЛИ

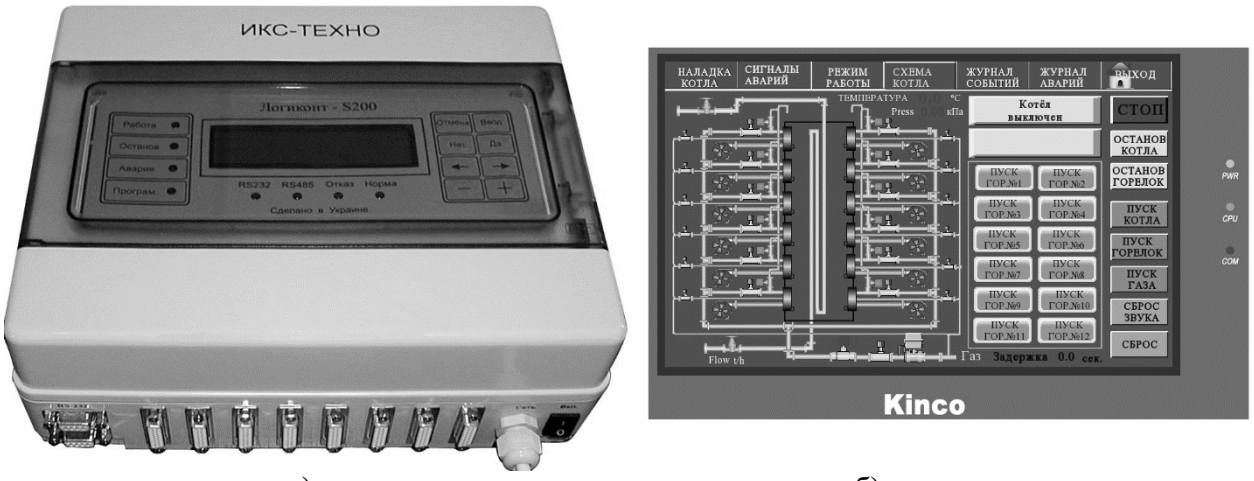
Тищенко А.Ю.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Данная система управления установлена на одном из котлов Шуменской теплоцентрали г. Херсона. Система разработана ЧСМНП «Газкотлоспецмонтажналадка» по госзаказу. Актуальность темы определяется возможностью реализации системы управления с алгоритмами необходимой сложности на серийно выпускаемом оборудовании при минимальном объёме монтажных работ. Аналогичные решения могут применяться при проектировании энергетических установок и вспомогательного оборудования для транспортных систем и их программного обеспечения.

Задачей системы управления является:

- выполнение процедуры розжига (десять последовательных операций) и остановки каждой из 12 газовых горелок котла,
- регулировка оборотов вентилятора каждой из горелок в зависимости от давления газа на её входе,
- регулировка давления газа в коллекторе котла с целью поддержания заданой температуры.

Котёл управляется 50 дискретными (клапана и трансформаторы розжига) и 13 аналоговыми сигналами и содержит 44 дискретных и 13 аналоговых датчиков. Значительное количество информационных и управляющих сигналов потребовало применения для их обработки программируемых логических контроллеров (ПЛК). Необходимость наглядного представления большого объёма информации и обеспечения гибкого управления обусловило выбор в качестве центрального вычислительного устройства системы сенсорной панели. Работа финансировалась госбюджетом, поэтому одним из требований было максимальное использование отечественного оборудования. В качестве ПЛК выбран контроллер «ЛОГИКОНТ-S200-8-256» (рис. 1 а) [1], которых потребывалось две штуки в связи с указанным выше количеством сигналов. Роль информационного табло, пульта управления и центрального вычислителя выполняет сенсорная панель KINCO MT4414T (рис. 1 б) [2, 3]. ПЛК смонтированы в щитах в непосредственной близости от котла, а сенсорная панель расположена в операторской и связана с ними одной витой парой, в соответствии с интерфейсом MODBUS.

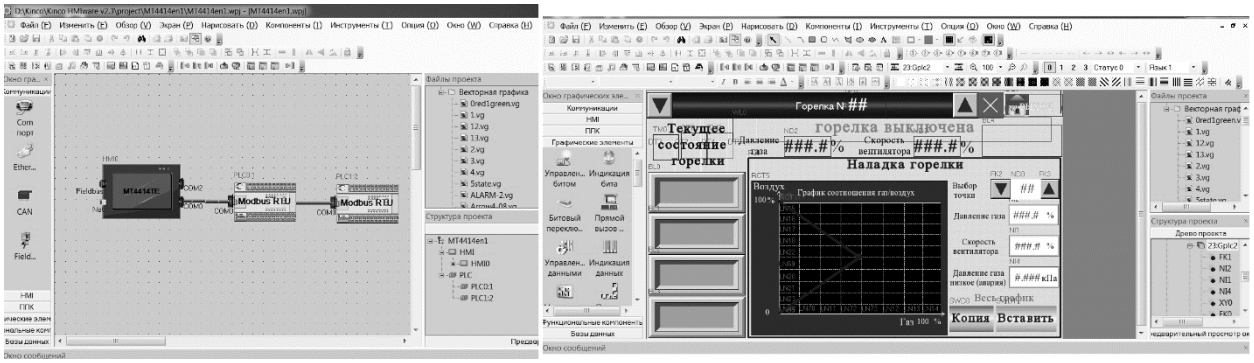


а) б)

Рисунок 1. Компоненты системы а) контроллер «ЛОГИКОНТ-S200-8-256»; б) сенсорная панель KINCO MT4414T (основной экран)

Выбор контроллера «ЛОГИКОНТ-S200-8-256», обосновывался рекламными заявлениями, что он якобы поддерживает графическую систему программирования CoDeSys[4]. Ознакомившись с этой системой, специалисты по автоматике решили, что смогут обойтись без професиолального программиста. Однако поставленные контроллеры взаимодействие с CoDeSys не поддерживали. В документе [5] описываются работа с приложением IAR Systems Embedded Workbench V5.30 при разработке и отладке программного обеспечения для контроллера ЛОГИКОНТ-S200 на языке С.

Для программирования сенсорной панели использовалась бесплатно доступная система графического программирования KincoEnSoftware_HMI_HMIware_v2.3, примеры экранов которой приведены на рис. 2. Это позволило довольно быстро разработать большую часть программного обеспечения системы и в том числе дизайн всех экранов взаимодействия с оператором. Необходимо, однако, отметить, что и KincoEnSoftware_HMI_HMIware алгоритмы математической и сложной логической обработки данных должны быть реалмзованы в виде подпрограмм на языке С.



а) б)

Рисунок 2. Сканы экрана графического программирования сенсорной панели: а) структура системы управления; б) экран программирования управления отдельной горелкой

На основе полученного в ходе данной разрабоки опыта можно сделать следующие выводы:

- в настоящее время возможна реализация довольно сложных систем управления на базе серийно выпускаемого оборудования без необходимости разработки узко сециализированных блоков;
- при выборе оборудования следует обращать особое внимание на полноту реализации в нём заявленных международных стандартов;
- применение графических средств программирования значительно упрощает разработку програмного обеспечения системы, однако знание языка програмирования Си ещё является необходимым.

ЛИТЕРАТУРА

1. Программируемый промышленный контроллер «ЛОГИКОНТ-S200-8-256», руководство по эксплуатации, ООО «ИКС-ТЕХНО», Киев, 2008
2. Kineo HMIware User Manual руководящий материал фирмы Kineo Automalion (Shanghai)Lld.
3. MT5000/4000 Series HMI and PLC connecting guide руководящий материал фирмы Kineo Automalion (Shanghai)Lld.
4. Руководство пользователя по программированию ПЛК в CoDeSys 2.3 ПК Пролог (Русская редакция), Смоленск – 2006
5. Программируемый промышленный контроллер ЛОГИКОНТ-S200, Инструкция по программированию в среде IAR Systems, ООО «ИКС-ТЕХНО», Киев, 2015

АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА РАБОТУ ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСА В ХОДОВЫХ РЕЖИМАХ

Худяков И.В., Рудакова А.В.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

При разработке или модернизации систем управления пропульсивным комплексом при движении судна необходимо учитывать действие внешних факторов неопределенного характера, существенно влияющих на эксплуатационные характеристики судна [1]. *Пропульсивный комплекс* - это гидромеханическая система, включающая *корпус* судна и *пропулъсивную установку,* в которой мощность, развиваемая главным двигателем, преобразуется в упор, сообщающий движение судну [2]. Взаимодействие элементов движительного комплекса показано на рис. 1.

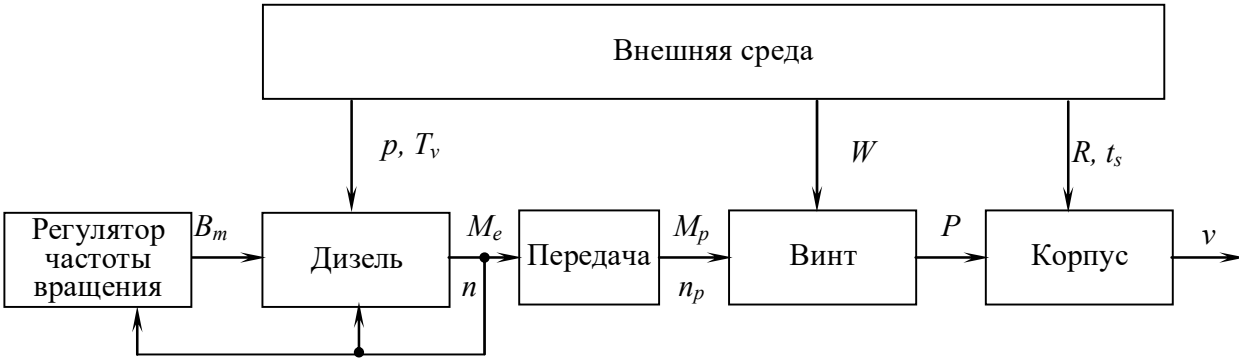


Рисунок 1. Схема взаимодействия элементов пропульсивного комплекса

Элементы пропульсивного комплекса характеризуются в работе следующими основными показателями [3]:

- мощностью N_e, крутящим моментом M_e, частотой вращения n главного двигателя;

- частотой вращения ведущего (от главного двигателя) n и ведомого (гребного) валов n_p передачи;

- упором винта P, вращающим моментом M_p, частотой вращения n_p гребного винта;

- полным сопротивлением воды и воздуха движению судна R, скоростью судна v, которые зависят от конструкции корпуса судна.

Техническое совершенство пропульсивного комплекса определяется его способностью преобразовывать мощность N_e (или вращающий момент M_e) главного двигателя в движение судна со скоростью v и с наименьшими потерями в реальных условиях плавания. На работу пропульсивного комплекса влияет значительное число факторов. Наиболее существенные из них [3]:

–геометрические характеристики, мореходные качества и эксплуатационные параметры судна;

–технические особенности корпуса судна;

–технические характеристики пропульсивной установки: типы и характеристики главной энергетической установки, передачи, движителей;

–текущее техническое состояние элементов пропульсивного комплекса: увеличение эксплуатационной шероховатости корпуса судна вследствие обрастания, возникновения вмятин и коррозии; изменения характеристик гребного винта под действием обрастания и

эрозии его лопастей; увеличение трения в подшипниках валопровода за счет износа; изменение характеристик главного двигателя (дизеля) по причине износа деталей и ухудшения характеристик его систем;

–эксплуатационные факторы: реальная загрузка судна (масса судна, посадка); гидрометеорологические условия плавания (ветер и волнение); влияние мелководья и ширины фарватера в речных условиях плавания и в каналах; скорость течения воды (против хода судна или попутное).

Силы и моменты, действующие в пропульсивном комплексе в процессе эксплуатации, находятся в зависимости от состояния окружающей среды и могут быть описаны зависимостями вида

$$P_e = P_e(n_p, v, E)\,,\ R = R(v, E)\,,$$
$$M_e = M_e(n, p_s, B_m, E)\,,\ M_p = M_p(n, v, E)\,, \qquad (1)$$

где E - обобщенный фактор воздействия окружающей среды; p_s - давление перед цилиндром двигателя; B_m - мгновенный расход топлива на дизель.

Так тяговое усилие P и упор винта P_e зависят от состояния моря и характера движения судна; сопротивление движения судна R - от состояния моря, осадки, глубины воды, движения судна, рыскания и силы ветра; тяговый момент двигателя M_e - от давления, влажности и температуры воздуха; момент сопротивления гребного винта M_g - от состояния моря и движения судна.

Все внешние факторы, влияющие на работу пропульсивного комплекса, на протяжении рейса могут существенно изменяться, что может привести в различных режимах плавания к тепловой и механической перегрузке главного двигателя или к перерасходу топлива [4].

Имитация условий эксплуатации судна с учетом изменения внешних факторов позволяет оценить эффективность систем управления движением судна при проведении исследований работы пропульивного комплекса в ходовых режимах путем компьютерного моделирования [5].

ЛИТЕРАТУРА

1.Обеспечение надежности судовых дизелей на эксплуатационных и особых режимах работы / М.А. Малиновский, А.А. Фока, В.И. Ролинский, Ю.З. Вахрамеев. – Одесса: ФЕНИКС, 2003. -150 с.

2.Суворов П.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания: учебное пособие / П.С. Суворов. – Одесса: ОНМА, 2012. – 626 с.

3.Суворов П.С. Динамика дизеля в судовом пропульсивном комплексе. / П.С. Суворов. – Одесса: ОНМА, 2004. – 304 с.

4.Ланчуковский В.И. Автоматизированные системы управления судовых дизельных и газотурбинных установок. Учебник./ В.И. Ланчуковский, А.В. Кузьминых. – М.: Транспорт, 1983. – 320с.

5.Вагущенко Л.Л. Системы автоматического управления движением судна. / Л.Л. Вагущенко, Н.Н. Цымбал – Одесса: Фенікс, 2007. – 328 с.

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТРОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ НА БАЗЕ КОМБИНИРОВАННОГО ДАТЧИКА ДАВЛЕНИЯ ТОПЛИВА

Яковенко А.Ю.
Национальный университет «Одесская морская академия» (Украина)

Данное исследование посвящено повышению эффективности эксплуатации судовых дизелей путём обеспечения спецификационных показателей в течение жизненного цикла за счёт контроля и управления процессами впрыскивания топлива с применением метода регистрации впрыскивания комбинированными измерительными преобразователями и идентификации качества процесса с использованием математических моделей

Эта задача решается путём применения систем диагностики на базе комбинированных преобразователей, использующих для измерения конструктивные элементы топливной аппаратуры.

Идея использования в качестве первичных преобразователей конструктивных элементов топливной аппаратуры призвана обеспечить оптимальную реализацию методов контроля процессов топливоподачи.

В результате анализа конструкции топливного насоса высокого давления (ТНВД) судового среднеоборотного дизеля и его привода в качестве детали, пригодной для использования в роли первичного преобразователя (датчика) давления, признана шпилька крепления привода и ТНВД к полке распределительного вала.

Была выполнена предварительная проработка комплектации измерительной системы с комбинированным датчиком на базе шпильки («шпильки-датчика» - «Ш-Д»), представленная на рис. 1. Там же представлен монтаж «Ш-Д» на ТНВД судового среднеоборотного дизеля, установленном на безмоторном стенде.

а *б*

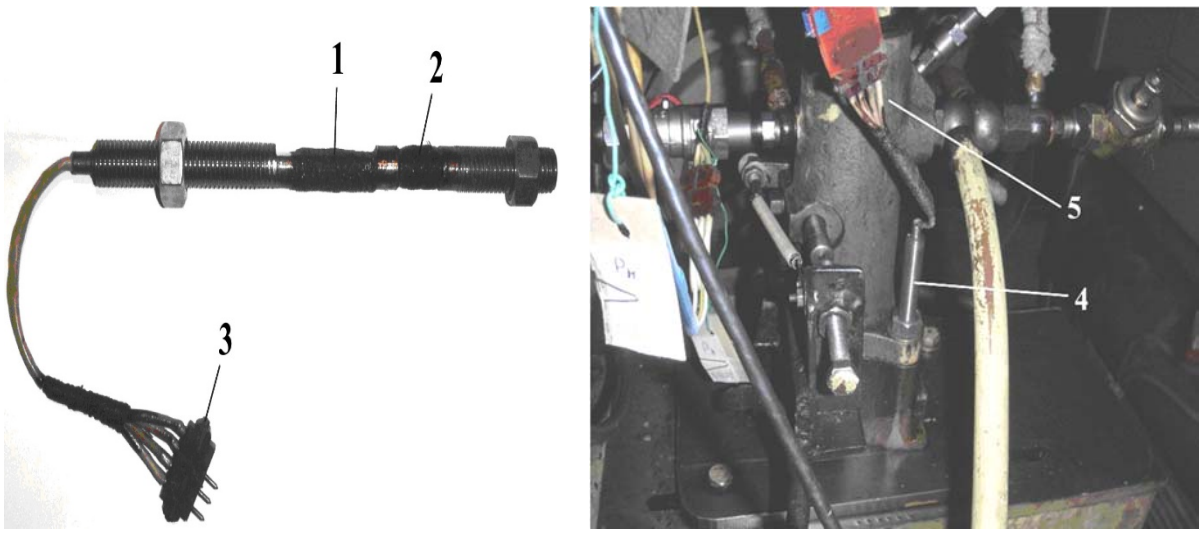


Рисунок 1 – Комбинированный датчик (*а*) давления топлива Ш-Д и его расположение (*б*) на ТНВД безмоторного стенда: 1 - активные датчики, 2 - компенсационные датчики, 3 - электрический разъем, 4 - датчик-шпилька, 5 - ТНВД

Для визуального сравнительного анализа качества регистрации давления топлива проведено сопоставление записи давления базовым датчиком в штуцере ТНВД $p_н$ и датчиком «Ш-Д» $p_ш$. На рис. 2 представлены осциллограммы с номинальной и минимальной частотой вращения распределительного вала $n_р$ при постоянном положении топливной рейки m.

На номинальной частоте вращения (рис. 2а) наблюдался стабильный режим топливоподачи. При этом отмечена реакция датчика «Ш-Д» на появление дополнительной нагрузки в начале движения плунжера ТНВД. Этому отрезку на осциллограмме соответствует незначительный подъём кривой. Быстрый рост давления фиксируется обоими датчиками синхронно.

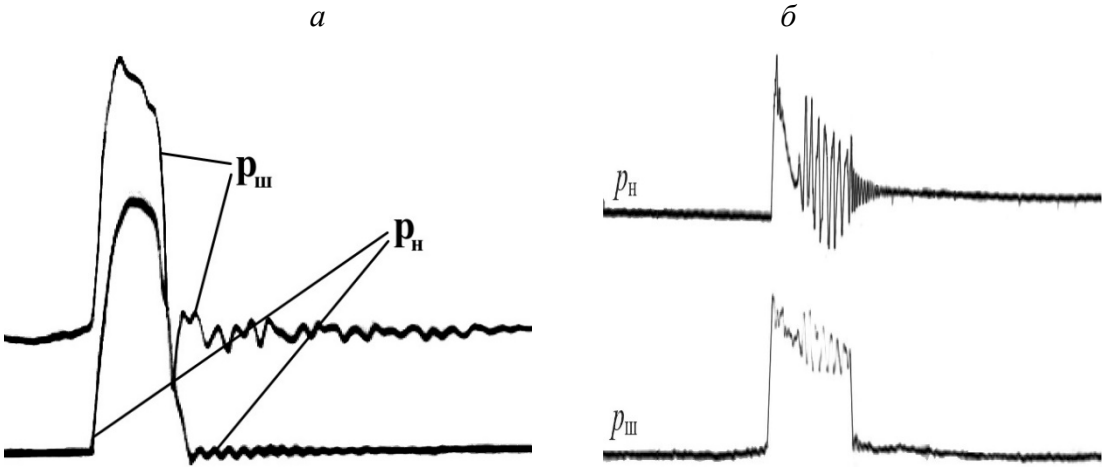


Рисунок 2. Осциллограмма топливоподачи: *а* - при $n_р = 248$ мин$^{-1}$, $m = 32$; *б* – при $n_р = 33$ мин$^{-1}$, $m = 32$

Таким образом, существенных отличий в записи процесса топливоподачи на режимах стабильного впрыскивания обоими типами датчиков не наблюдается.

Что касается дробной работы системы впрыскивания (рис. 2,б), то различие в кривых более существенно. Естественно полагать, что система, элементом которой является датчик «Ш-Д», оказывает демпфирующее действие, сглаживая реакцию на изменение давления топлива. При этом, однако, частота процесса сохраняется. Форма линий $p_н$ и $p_ш$ отличается существенно.

При анализе условий работы датчика «Ш-Д» логично предположить, что комбинированный датчик воспринимает деформацию корпусных деталей стенда. Для проверки данного положения обоими датчиками записана вибрация стенда (рис. 3) после ударного нагружения плиты, на которой смонтированы подшипники распределительного вала. Приложенная нагрузка значительно превышает динамическую составляющую рабочих усилий.

Эта осциллограмма (см. рис. 3) подтверждает предварительную оценку метрологических особенностей датчика «Ш-Д». Действительно, если линия $p_н$ никак не отражает колебания стенда после удара, то на кривой $p_ш$ записана интенсивная затухающая вибрация. Следовательно, датчик «Ш-Д» реагирует на деформацию деталей стенда. В то же время, для оценки влияния этого факта на конечный результат записи необходим более подробный анализ соотношения «сигнал-шум» при рабочих параметрах. Такой анализ проведен далее.

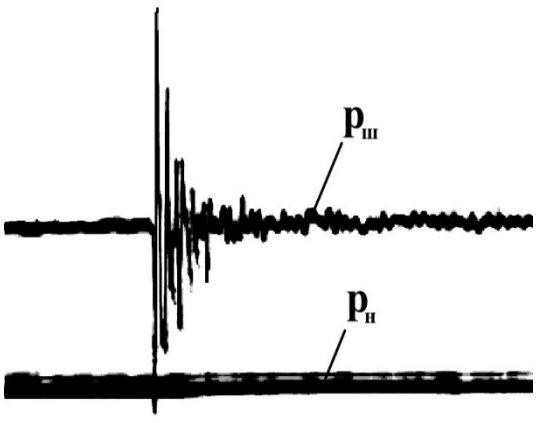


Рисунок 3. Осциллограмма вибрации стенда

Таким образом, на режимах стабильного впрыскивания датчик давления и датчик деформаций имеют близкие метрологические характеристики. При дробном впрыскивании топлива запись с помощью датчика «Ш-Д» существенно отличается от процесса, фиксируемого в ТНВД, из-за демпфирующего действия деталей, связанных с передачей усилий от давления топлива на шпильку.

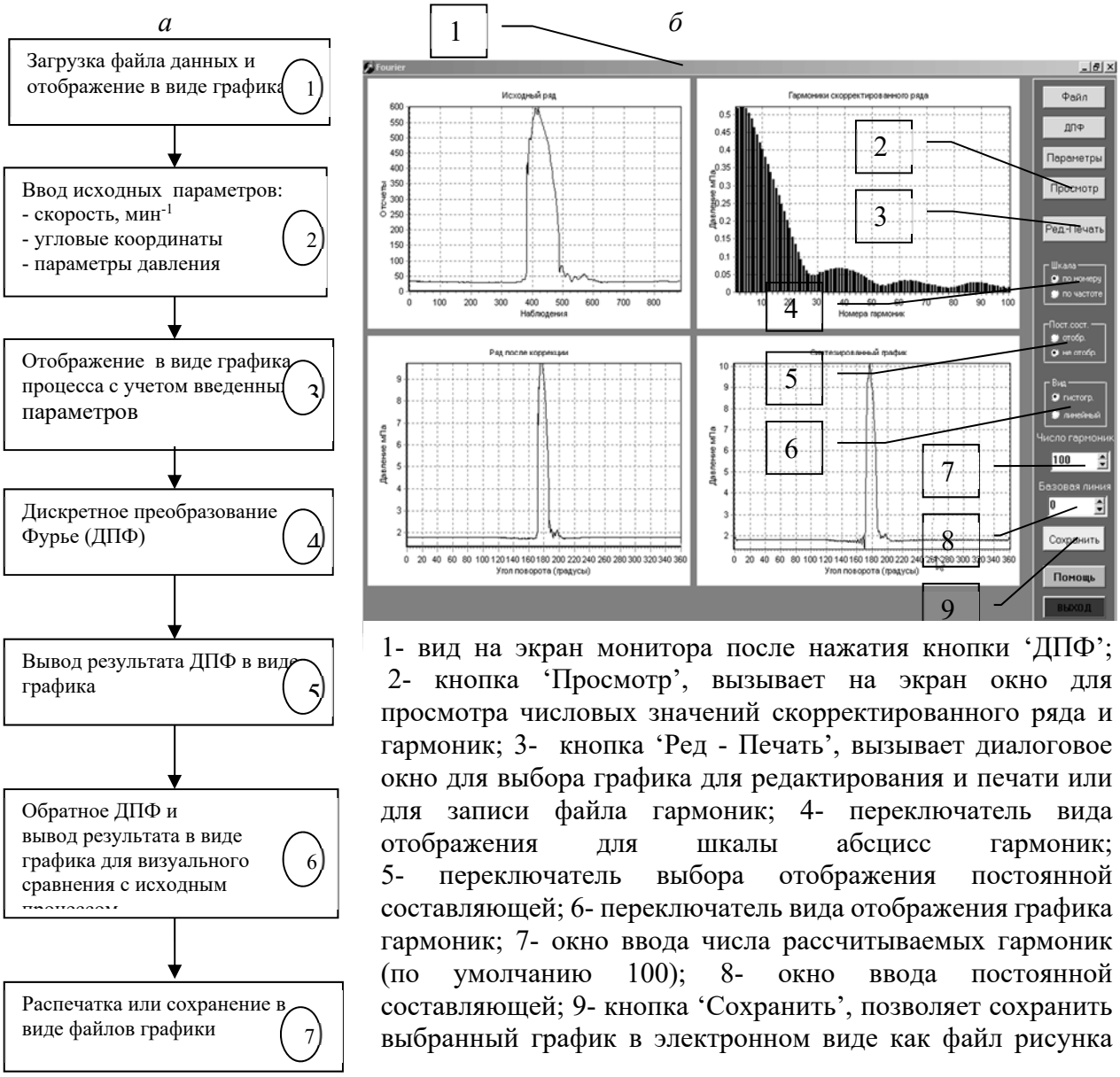
В качестве дополнительного результата можно рассматривать использование датчика «Ш-Д» для записи вибрации двигателя в месте установки комбинированного датчика при отключении топливоподачи либо в периоды между впрыскиванием топлива.

Более детальное исследование метрологических характеристик измерительной системы на базе датчика «Ш-Д» потребовало создания программного комплекса, обеспечивающего амплитудно-частотный анализ данных измерений.

С целью проведения такого анализа для рассматриваемой системы подготовлена методика, разработаны алгоритм и программа гармонического анализа по методу Фурье. Значительное внимание уделено созданию интерфейса с пакетом, обеспечивающего оптимальный режим его использования.

Программой производится дискретное преобразование Фурье с выводом результата в виде графика амплитуд спектральных составляющих на экран, а затем обратное преобразование Фурье также с выводом графика функции на экран.

Блок-схема пакета приведена на рис. 4,*а*.



1- вид на экран монитора после нажатия кнопки ‘ДПФ’; 2- кнопка ‘Просмотр’, вызывает на экран окно для просмотра числовых значений скорректированного ряда и гармоник; 3- кнопка ‘Ред - Печать’, вызывает диалоговое окно для выбора графика для редактирования и печати или для записи файла гармоник; 4- переключатель вида отображения для шкалы абсцисс гармоник; 5- переключатель выбора отображения постоянной составляющей; 6- переключатель вида отображения графика гармоник; 7- окно ввода числа рассчитываемых гармоник (по умолчанию 100); 8- окно ввода постоянной составляющей; 9- кнопка ‘Сохранить’, позволяет сохранить выбранный график в электронном виде как файл рисунка

Рисунок 4. Блок-схема (*а*) программы гармонического анализа и графический интерфейс (*б*) метрологических характеристик системы на базе датчика «Ш-Д»

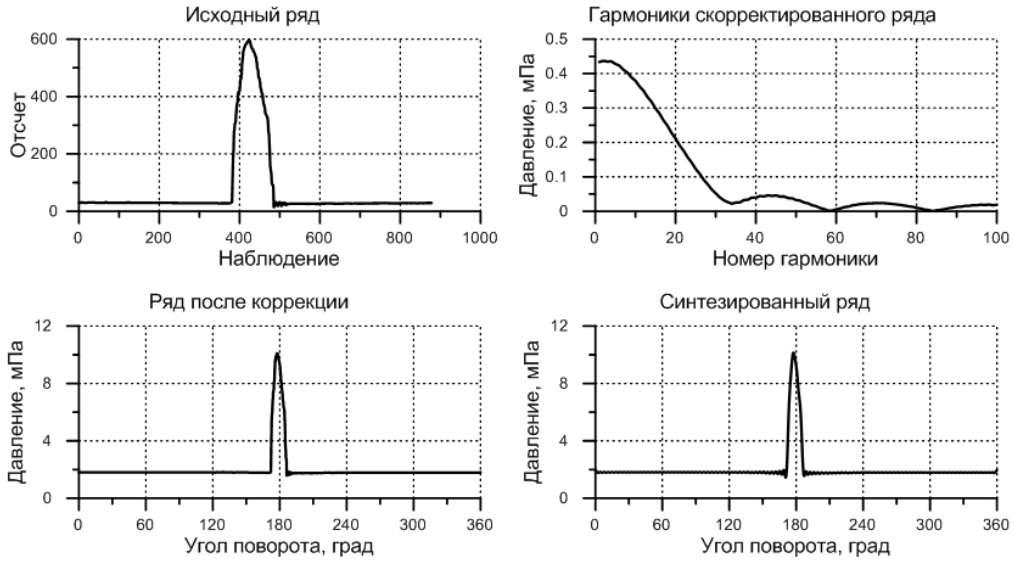
Программа позволяет оперативно менять число вычисляемых гармоник, вид графика отображения спектра, представление спектра в виде зависимости от частоты либо

по номерам гармоник, отображать или нет постоянную составляющую, а также выводить на печать или сохранять в виде электронной копии (рисунок формата BMP) с возможностью редактирования любого графика.

Графический интерфейс с обработанными данными метрологических характеристик системы на базе «Ш-Д» показан на рис. 4, б.

Графическое представление данных гармонического анализа, выполненного с использованием описанных выше средств, показано на рис. 5 и 6.

а



б

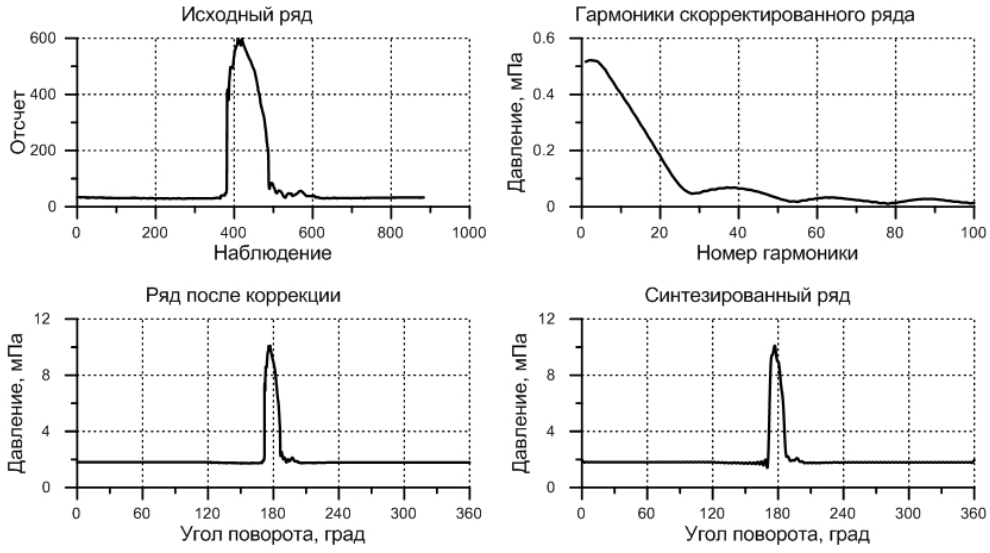
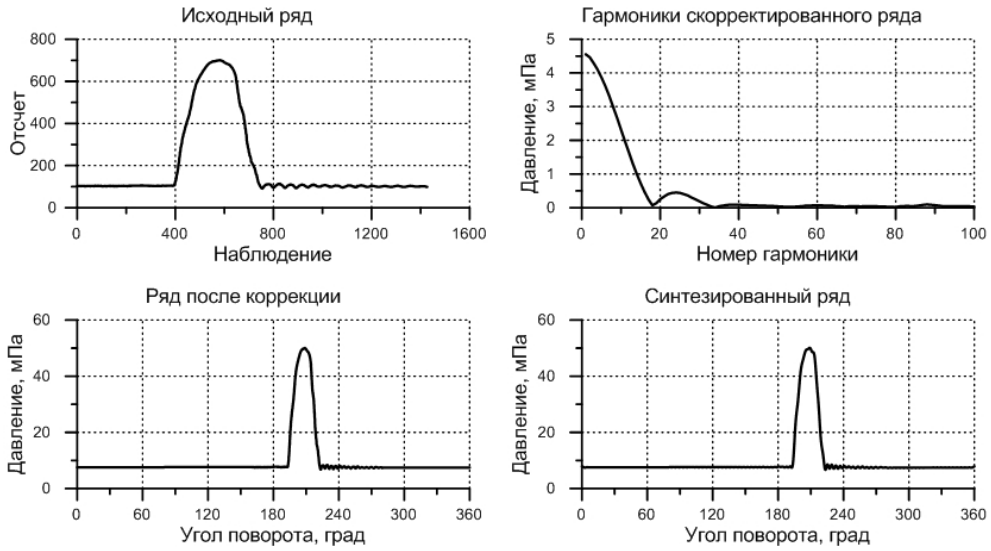


Рисунок 5. Гармонический анализ записи $p_н$ (*а*) и $p_ш$ (*б*) при n = 46 мин$^{-1}$, m=27

Из них рис. 5 содержит информацию по режиму с частотой вращения распределительного вала n = 46 мин$^{-1}$ и положением рейки m = 27. Запись давления топлива проведена синхронно двумя датчиками: обычным $p_н$ (рис. 5,*а*) и комбинированным на базе шпильки крепления ТНВД $p_ш$ (рис. 5,*б*). Графики гармоник представлены в форме огибающей дискретного ряда. Этот подход определен необходимостью дополнительного построения совмещенных характеристик.

Амплитудно-частотные параметры в записи $p_н$ (рис. 5,*а*) и $p_ш$ (рис. 5,*б*) имеют некоторые различия. Низкочастотная полоса у $p_ш$ ограничена минимумом номеров гармоник, соответствующих порядку 28, а $p_н$ - 34.

а



б

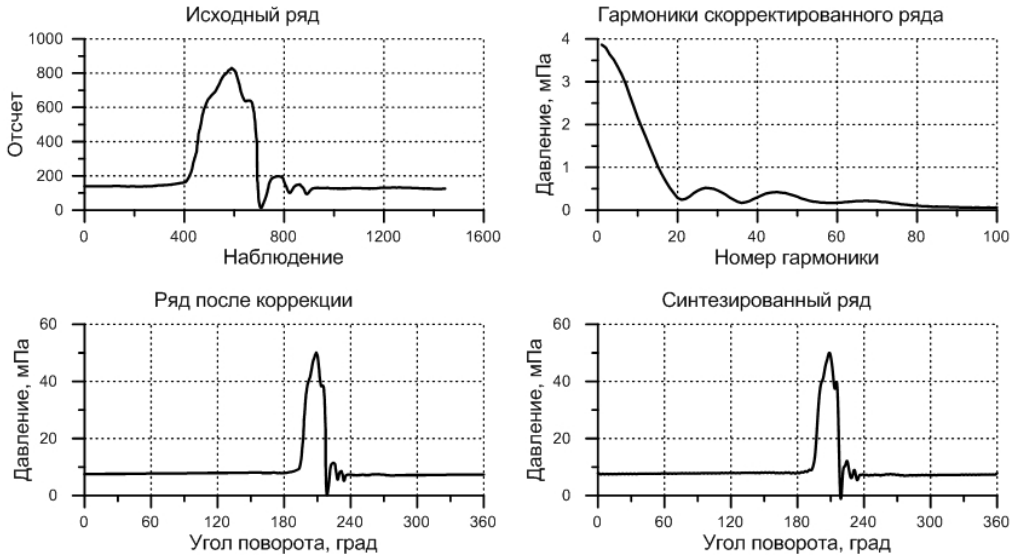


Рисунок 6. Гармонический анализ записи я $p_н$ (*а*) и $p_ш$ (*б*) при n = 248 мин$^{-1}$, m=32

Графики на рис. 6 соответствуют номинальной частоте вращения n = 248 мин$^{-1}$. Более плавный характер исходной кривой $p_н$ отражается и на амплитудно-частотной характеристике этой записи. Область действующих гармоник ограничена 34 порядком, в то время как для $p_ш$ соответствующий диапазон гораздо шире – до 80 порядка. Естественно при этом, что максимум амплитуд выше у $p_н$.

Разработанные программные средства гармонического анализа позволили провести сравнение частотных характеристик в графической форме. Такое представление информации приведено на рис. 7.

Рассматриваются режимы: минимальной частоты вращения n = 33 мин$^{-1}$ и номинальной частоты n = 248 мин$^{-1}$.

На каждом графике показаны три кривые. Две относятся к огибающим амплитуд частот для различных датчиков ($p_н$ и $p_ш$), а третья соответствует их разности – ($p_н$-$p_ш$). Наиболее существенным является различие в параметрах на частоте вращения n = 33 мин$^{-1}$. Максимальное расхождение относится к 2 Гц, что соотвествует гармонике четвертого порядка. Начиная с частоты f = 10 Гц, амплитудные значения гармоник обоих датчиков отличаются незначительно.

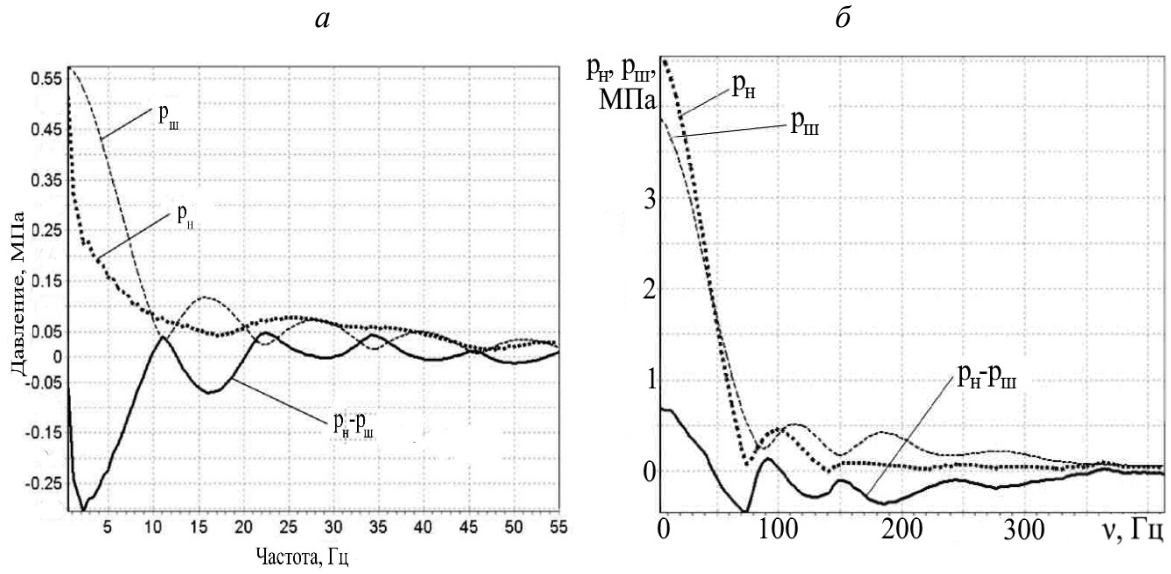


Рисунок 7. Сравнение частотных характеристик $p_н$ и $p_ш$: *а* - при n = 33 мин$^{-1}$; *б* - при n = 248 мин$^{-1}$

С повышением частоты вращения частотные параметры датчиков сближаются и значительного различия нет. Что касается частотного диапазона рассматриваемых гармоник, то он расширяется с ростом частоты вращения.

Качественно эта тенденция справедлива и на номинальном режиме n = 248 мин$^{-1}$. Кривые $p_н$ и $p_ш$ отличаются незначительно, изменяется лишь знак разности. Диапазон существенных частот продолжает расширяться и составляет 70 Гц.

Таким образом, разработанная и реализованная в опытном образце система регистрации процесса впрыскивания на базе комбинированного преобразователя обеспечивает непрерывный контроль работы топливной аппаратуры и создаёт возможность постоянного автоматизированного анализа её состояния. Детальное исследование показало, что метрологические характеристики системы на основных эксплуатационных режимах равноценны традиционным устройствам с прямым измерением давления. Последние, однако, не находят широкого применения в эксплуатации.

Секція 2

ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, НАДІЙНОСТІ ТА БЕЗПЕКИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ТРАНСПОРТІ, НЕТРАДИЦІЙНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ

THE PECULIARITIES OF THE COMBINED HEATING SYSTEM BASED ON PHASE-TRANSITIONAL THERMAL ACCUMULATORS

[1]Gritsuk Igor, [1]Volkov Vladimir, [2]Gutarevych Yurii, [2]Mateichyk Vasyl, [3]Verbovskiy Valeriy
[1] Kherson State Maritime Academy (Ukraine)
[2] National Transport University (Ukraine)
[3] Gas Institute Ukrainian Academy of Science (Ukraine)

One of the promising ways to improve engine cooling systems is the introduction of modern technology into their design in order to increase efficiency and adapt to operating conditions, etc. These measures include a variety of methods of analysis, design, experimental studies, both at the system level and at the component level. These suggested methods are particularly relevant to those modes of vehicular engines that require significant efforts for their thermal development under cold operating conditions. They are as follows: pre-start and after-start heating of the engine, keeping the engine heated for a successful start under cold operating conditions. Apart from being easy in use, the decisive factors are low cost of devices for engine thermal development, state legislation and standards, the need for full power immediately after the engine starts, improved fuel economy and reduced emissions during pre-start and after-start thermal development. The limiting factors are weight and size characteristics of the devices and their compact installation space according to modern vehicle design. In this regard, the most relevant is the development of the combined systems for solving these problems in both the design of the engine and the vehicle. In this case one of the promising ways is to develop and to study the combined heating system with phase-transitional thermal accumulator (TA) for engine pre-start and after-start heating under cold operating conditions.

To create the internal combustion engine (ICE) and the vehicle heating system, a combination of phase-transitional thermal accumulators has been used (combination by function). Thermal accumulator is a device for accumulating thermal energy based on physical or chemical processes associated with heat absorption and release [1 - 4]. The main processes are: accumulation-release of internal energy when heating-cooling solids or liquids, phase transition with absorption-release of latent heat, the process of sorption-desorption or a reverse chemical reaction occurring with heat release-absorption. The accumulation of thermal energy or heat accumulation is a process of accumulating thermal energy, when its supply is maximum, for later use when the need arises. The process of accumulating energy is called charging, the process of its use is called discharging [1 - 4]. Substances used to accumulate thermal energy are called heat accumulating materials. The amount of accumulated energy depends on the temperature at which heat accumulating material is heated and its specific heat capacity. The main operating procedures in thermal accumulators, namely the accumulation of thermal energy, are based on the reverse phase-transitional process of melting-solidification. In this case, phase-change material is used as the heat accumulating material. The implementation of this method is more difficult because of the need to make the design more complicated. However, much greater amount of heat per unit of volume is accumulated in such thermal accumulators. The processes of charging and discharging can occur in a narrow temperature range, which is very important when there is a need for thermal accumulators to work at small temperature differences. The use of thermal accumulators in vehicles is advantageous to facilitate the engine start and heating the vehicle interior in cold weather. The heat is accumulated during engine operation and can be stored for several days. To do this, thermal accumulator is placed in a Dewar flask (thermos) providing the best thermal insulation.

[1] shows the main stages of creating the combined heating system (CHS) of the vehicular engine and the vehicle. To ensure the required temperature condition during pre-start and after-start heating of the ICE and the vehicle under cold operating conditions, a scheme and components of the CHS are formed on the basis of vehicular engine main systems. The suggested CHS consists of the following subsystems: rapid heating of the engine (RHE), the utilization of thermal energy

of exhaust gases (EG) by phase-transitional TA (UTETA), contact thermal accumulator (CTA), thermal accumulator for storing motor oil (TASMO), thermal accumulator for storing a coolant (TASC), TA of EG cleaning system (TAEGCS). The CHS itself is a part of a cooling system (CS), lubrication system (LS) and exhaust system of the vehicular engine. It performs some functions of the systems and has a significant influence on the operation of the vehicular engine [1 - 3]. It is the CHS that provides pre-start and rapid after-start heating of a coolant and motor oil, exhaust gases cleaning system (EGCS) of the engine to the temperature at which the engine can be loaded and then to an operating temperature. The operating temperature is maintained for a long time within specified limits.

The elements of the combined heating system, such as the subsystems of rapid heating of the engine, the utilization of thermal energy of exhaust gases by phase-transitional TA, contact thermal accumulator and thermal accumulator for storing a coolant are the components of the engine cooling system. TA of EG cleaning system is a component of the engine exhaust system. The elements of the combined heating system, such as the subsystems of rapid heating of the engine, the utilization of thermal energy of exhaust gases by phase-transitional TA, contact thermal accumulator and thermal accumulator for storing motor oil are the components of the engine lubrication system. All the above-mentioned subsystems can work together within and according to the algorithm of the combined heating system operation or separately from each other performing their inherent functions [4].

The combined heating system generally operates on the principle of thermal energy of EG accumulation by phase-transitional thermal accumulator of the utilization of thermal energy of EG subsystem. It also implies the accumulation of engine thermal energy by contact thermal accumulator in the form of convection and thermal radiation of the vehicular engine during its operation. The “free” thermal energy generated during the fuel combustion is emitted into the atmosphere and is not used usefully.

The general process of pre-start and after-start heating (PSASH) during engine and vehicle operation can be split into the following components: pre-start and after-start processes of thermal development and industrial (commercial) process of the ICE and vehicle operation. The engine pre-start heating without actual start and the operation of the engine in an idling mode can be only realized using the developed heating system. It is a set of subsystems, elements and means of thermal development and maintenance of the thermal state of the engine and the vehicle using the combined heating system based on phase-transitional thermal accumulators. During after-start thermal development of the engine and the vehicle, it is possible to heat them either without using the combined heating system (engine and vehicle standard systems) or using the CHS. During industrial (commercial) process of engine and vehicle operation, the heating system is used only when it is not possible to maintain the thermal state of the engine and the vehicle in a corresponding range under operating conditions. After-start heating of the engine and the vehicle can be carried out in various modes of vehicle operation (both steady and transitional modes of the engine operation when the vehicle is stopped and when in motion). These modes are: 1 - Heating in an idling mode; 2 - Heating in an idling mode with electrical consumers switched on; 3 - Heating in an idling mode with gradual heating in motion; 4 - Heating in motion. The study of the vehicle heating according to the above-mentioned modes is detailed in [5, 6].

14. The article presents the study results of thermal development of the 8FS 9.2 / 8 truck engine in operation. The investigation has been conducted in the mathematical model of the "combined heating system of the engine and the vehicle" for option 1 - Heating in an idling mode. When evaluating different options of the CSPSH operation the following consideration has been taken into account. The combined heating system is a combination of five independent subsystems: the utilization of thermal energy of EG (with TA), rapid heating of the engine, contact thermal accumulator, thermal accumulator for storing motor oil and thermal accumulator for storing a coolant [5, 7]. The first two subsystems, working together, provide the work of TA with accelerated circulation of the coolant, motor oil and standard systems of the 8FS 9.2 / 8 truck engine during pre-start and after-start heating of the truck. Contact thermal accumulator provides

long-term storage of accumulated heat in the coolant and motor oil in the cylinder block using an insulated membrane. Thermal accumulator for storing motor oil and thermal accumulator for storing a coolant provide long-term storage of accumulated heat by motor oil and the coolant in separate insulated tanks with TA. The results of pre-start and after-start heating of the engine have been assessed and compared in the study depending on the combined heating system different options or their combination.

The development and the study of the engine combined heating system with phase-transitional thermal accumulators for pre-start and after-start heating under cold operating conditions have been considered. To ensure optimal temperature condition of the ICE and the vehicle, general and individual tasks have been determined. The combined heating system scheme of the ICE and the vehicle in operation has been developed. The objects of experimental studies in operation have been described. Using a systems approach to ensure optimal temperature condition of the vehicle in operation, the "combined heating system of the engine and the vehicle" and its application methods have been developed. The results of significant impact of the combined heating system on thermal development indicators of the engine and the vehicle have been obtained. The use of the combined heating system in the 8FS 9.2 / 8 vehicular engine for different ambient temperatures enables to improve the indicators of the duration of coolant and motor oil thermal development. It is possible at: pre-start and after-start heating by 22.9-57.5% and 25-57%, and for a long storage ranging from 9 to 92 times and from 6.2 to 61 times, without the engine operation in an idling mode. The use of the combined heating system is generally effective for pre-start and after-start thermal development of the vehicular engine and for maintaining it for a long time when it is not running under different climatic conditions. The peculiarities of the combined heating system components and the technology for use are chosen depending on operational needs, climatic conditions and the category of the vehicle.

REFERENCES

1. Gritsuk I.V. "The development and the study of the combined heating system of engines and vehicles", *The Herald of Kharkiv National Automobile and Highway University*, 70: 23 – 32, 2015.

2. Vashurkin I.O. “Thermal development and start of ICE of mobile vehicles and construction machinery in winter” - SantPeterburg: Nauka Publ., 2002. 145 p.

3. Shulgin V.V. “Engine pre-start heating system with thermal accumulator for city buses” - SPb .: City traffic engineering and traffic safety: SPb. Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, 2002. :372-375.

4. Volkov V.P., Gritsuk I.V., Gutarevych, Yu. F., Aleksandrov V.D., Poddubnyak V. Yo., Prilepskiy Yu.V., Komov P.B., Adrov D.S., Verbovskiy V.S., Krasnokutska Z.I., Volkova T.V. “ICE heating systems: the basics of functioning” – Donetsk.: LANDON-XXI, 2015.- 314 p.

5. Gritsuk, I., Volkov, V., Gutarevych, Y., Mateichyk, V. et al., "Improving Engine Pre-Start And After-Start Heating by Using the Combined Heating System," SAE Technical Paper 2016-01-8071, 2016, doi:10.4271/2016-01-8071.

6. Morosuk T. Morosuk C., Bishliaga S. “Thermodynamic analysis of traditional and alternative heating systems for Ukraine” // In: Advances in Energy Studies. Reconsidering the Importance of Energy, Eds. Ulgiati, S., Brown, T.M., Giampietro, V., Herendeed, R.A. and Mayumi, K. (SGEditoriali, Padova). - 2003. - P. 381–388.

7. Verbovskiy V.S. "The assessment of pre-start and after-start development of gas engine K-159 M2 using the combined system of pre-start heating", *The collection of scientific papers DonIZT UkrDAZT*. 39: 93-99, 2014.

SCIENTIFICALLY-TECHNICAL SOLUTIONS THAT ARE CONNECTED WITH THE INCREASE OF SATELLITE TELECOMMUNICATIONS SIGNALS' NOISE IMMUNITY DURING SC'S SEA START

Oleksandr Shefer
Poltava National technical Yuri Kondratyuk University (Ukraine)

With the purpose of noise-immune systems of satellite telecommunications creation, the analyses and investigations of plasma's environment that is formed around space craft's (SC's) corps during its orbit injection are carried out. Ionized high-temperature plasma's environment creates frequently-selective zone that disfigures and obstructs the reliable passage of radio-range electromagnetic oscillations. As a consequence, the information exchange between managing object- SC and flying management center is absent. However, for the chain of operative SC's management problems, it is necessary to provide the perpetual communication. Therefore, the provision of qualitative, reliable and perpetual communication is an urgent problem.

Carrying out the identification of SC's signals under uncontrollable receiving highway's and generators radiation, the task acquires oscillations' changing character parameters and highlight signs that are differentiate the oscillations of one generator from another.

Since mentioned radiations of heterodynes are harmonic oscillations, the amplitude, frequency and elementary phase are the parameters of mentioned signals. The most informative, with the aim of identification is the oscillations' frequency, and exactly, the character of frequency changing in the time. This changing is connected with non-stability of onboard generators' task frequency. The character of frequency changing depends on subclinical peculiarities of every onboard generator [1] that is the basic of SC's signals identification. It is necessary to mention that the process of identification can conditionally be divided into two stages: the first stage is connected with solving the problem of models and evaluation algorithms substantiation, and the second stage provides the classification of processing (evaluation) results.

Using with the purpose of signals' amplitude and initial phase identification cannot be possible due to the fact that transionospheric environment of radio waves spreading is essentially influences on mentioned parameters.

Communication signals' noise immunity with SC can be improved with organizing, energy and signal methods [1]. For instance, antennas with thermal protection with reduced sensitivity to the interaction with plasma of aerodynamic heating and also radio signals' strengthening, electromagnetic oscillations creation between plasma's membrane and artificially created agreed layer.

However, mentioned methods have certain drawbacks that are connected either with increased mass-clearances or with considerable energy consumptions or with worsened aerodynamic. It is necessary to separate the problem that is connected with the fact that ionospheric dispersals are able to cause the fading not only of general type, but also frequently-selective fading when the condition is executed.

$$\Delta f_0 \geq \Delta f_k , \qquad (1)$$

where Δf_0 – is carrier frequency of the radio signal; Δf_k – is a strip of ionospheric communication channels ownership.

The implementation if mentioned condition of frequently-selective fading occurring can lead to the accidental fluctuations, to which not only amplitudes and phases of accepted with antennas signals will be inclined, but also its ferocious.

Mentioned fact causes the appearance of energetic losses during the radio signals processing that is connected with forms of transmitted signal with receiver reference signal inconsistency. As a consequence, the additional reduction of satellite telecommunications' noise immunity has occurred.

Perturbation of ionosphere causes narrowing of Δf_k, so, according to (1), ionospheric communication channels that are utilizing the signals with expanded spectrum are inclined to the most dangerous occurring of frequently-selective fading.

During last periods of time, noticeable progress has been reached in plasma's environment unbalanced mills that surrounds SC learning [2]. Innovated method of satellite telecommunications noise-immunity provisions is based on immediate influence on plasma's radio impenetrable membrane with the purpose of its density local reduction.

The disposition of quasi-neutral artificial plasma source near the SC's plasma membrane is accompanied with excited oscillations of compactness charge in it. Mentioned oscillations have their own frequency. This process of interaction has undulatory character and leads to free channels emergence in plasma with reduced density. Anodic (positive) section of discharge that glows, as a rule, is used as plasma source. But plasma with positive column, together with advantages, has one substantial drawback – it is necessary to have a considerable energy contribution that is connected with powerful and significant source for its getting. Since the weight of every functional element for the SC tries to minimize, this method is unacceptable.

In spite of the fact that plasma's with negative radiation intensity in comparison to plasma with positive column is considerably higher, and energy contribution in an unit of this plasma volume, lower, practical using of this plasma is much lesser than of plasma with positive column, as a consequence of its small sizes. With the purpose of mentioned drawbacks removal and the properties of positive plasma with negative radiation using, the reasons of ambipolar diffusion utilization and conditions that ensures its homogeneity in the whole negative radiation volume were investigated [3]. For unimpeded radio signals' passage through the plasma membrane it is proposed to generate low-temperature plasma with negative radiation around the antenna compartment that locally reduces ionized outer plasma's flow density, and therefore creates noise-immune communication channel. The process is happening without any interference into the outer SC's construction; it is rather energy-saving and depends only on geometry and plasma's electrodes type, pressure and gas origin. Artificial plasma owns the properties of stationary, quasi-neutrality; and insignificant energy contribution is necessary step for its creation. A special form of such plasma does not disfigure radio signal.

Firstly, the coplanar extraordinary disposition of anodes and cathodes that creates elementary glowing discharges and amalgamates into one general flow of negative radiation are proposed. Mentioned flow of elementary particles interacts with outer plasma and therefore creates local channels in plasma's cocoon for the unimpeded radio signals passage.

However, mentioned communication channels cannot exist for a long period of time, when they are opened, since plasma's film is not permanent according to SC's surface due to the large velocities. Besides that plasma has both positive and negative ions that are attracted to the negative radiation source. But this problem was also solved. It is soundly proved that impulse artificial low-temperature plasma's expediency production – is nearly 20 milliseconds. It is enough period of time to ensure reliable transmission and receiving of all the information. Thus, deducing the interference that the utilization of local plasma «clearing» operated method of high-temperature plasma's membrane around the SC will considerably increase the satellite telecommunications signals' noise immunity.

REFRENCES:

1. Shlyahi pidvischennya zavadostiykosti v radiomerezhi peredachi informatsiyi. [The ways of noise immunity in the radio transmission of information increase] / S. V. Kozelkov, D. P. Pashkov // Systems of weapons and military technology, 2005. No 2(2). pp. 32-35.

2. External Control of Plasmas for High-Speed Aerodynamics. Macheret S., Ionikh Y., Martinelli I. //Paper AIAA 99- 4853. 3rd WIG Workshop. Norfolk. VA. Nov. 1999, P. 16.

3. 3.Theory of Gas Discharge Plasma. // Smirnov Boris M. - Springer Series on Atomic, Optical, and Plasma Physics, Switzerland. – 2015. – P 423.

INTEGRATED MOBILE INSTALLATIONS FOR WATER AND ELECTRICITY GENERATION USING SOLAR ENERGY

[1]Yesmagambetov B.B.S., [2]Kyrychenko I.H., [2]Nikonov O.J., [2]Klets D.M.
[1]M. Auezov South Kazakhstan State University (Kazakhstan)
[2]Kharkiv National Automobile and Highway University (Ukraine)

Introduction. Many companies in Europe, Asia and the United States have developed a variety of photovoltaic and thermoelectric generators and facilities for obtaining water from atmospheric air. These settings are created individually and in a composite manner. Unfortunately, these developments did not receive widespread use among the peoples and tribes of nomadic, among remote farms cattle among remote small villages and settlements located in mountainous terrain. The reason for this is the unavailability of the cost, as well as a great payback, which prevents buying listed installation in credit or credit payment form of any product. The above described problem is the main reason deterring wider application of complete installations running on alternative and renewable energy sources.

When petty production such installation must be available at the price of a wide range of consumers (nomads, shepherds, small tribes people living in mountainous areas, water supply and electricity one or two houses in small villages, farmers, small rural enterprises, etc.).

The aim of the research: development of mobile and integrated installation generating electricity, heat, clean, cool and hot water, which, with minor production costs must be available to a wide range of consumers (nomads, shepherds, small tribes people living in mountainous areas, water supply and electricity one or two houses in small villages, farmers, small rural enterprises, etc.).

Integrated mobile installations. It has been estimated that 1.2 billion people globally will be without electricity access by 2025, in addition 1 billion people are connected to unstable networks and are regularly exposed to power outages. It may thus be considered that 2.2 billion people (i.e. around 35% of the global population) are “under-electrified” with a massive use of diesel generation. Indeed, with an installed diesel production capacity of 600GW, for which it has been estimated that half is installed on off-grid sites, the need to reduce dependence on fossil fuels and CO_2 emissions is mandatory.

Isolated areas in Europe (e.g. villages, alpine refuges or 1000s of islands) where micro-grid are present in general have high electricity generation cost. Since the production of electricity generally derives from thermal plants powered by fossil fuels, like combined cycle plants or diesel electrical plants, the cost of electrical energy is heavily dependent on the cost of these fossil fuels, their logistics and their transport. Thus, the cost per kilowatt-hour delivered to the end user is definitively higher than that associated with connection to the main network.

The need to reduce dependence on fossil fuels and to reduce energy costs [1] has guided the investment policies of certain isolated territories in recent years so that, as an example, today numerous islands have significant renewable energy capacity or plan to invest in this sector.

However, most of these isolated territories have not yet been able to guarantee their independence from fossil fuels mainly because of renewables intermittency, thus exploitation of the full potential for energy production by their renewable energy plants is still missing.

Ultimately, renewable energy sources (RES) electricity generation cost is very low [2, 3]. In these conditions of very cheap RES electricity, positive business cases can be built using excess or additional RES to power electrolysers, use hydrogen as energy storage medium and reconvert hydrogen into electricity with fuel cell technology when requested by end-users.

The specific challenge of the topic is to promote in isolated micro-grid and/or off grid sites the implementation of reliable and clean integrated power solution based on fuel cell technology for:

– decreasing the use of fossil fuel and CO_2 emission;
– decreasing the cost of energy;

– adoption of RES electricity storage in chemical form (hydrogen) thus enabling wind and solar power to act as stand-alone primary energy sources, solving the intermittency issue for a better security in power supply; and

– increasing the energy supply independence.

Cost reduction proposed on the development of the installation is a complex and comprehensive research task. Only the engineering and design methods to solve this task impossible. Requires the use of mathematical models and 3D modelling to optimize constructive dimensional and weight parameters. The development of photovoltaic and thermoelectric batteries of various constructions that require individually study their technical, operational parameters and characteristics. Development of special design heat transfer and thermal units also require mathematical modelling and special study to achieve optimum and stable parameters of the heat sink. There is a need to develop microprocessor control systems, which must minimally consume electricity at the expense of the schematic, software solutions and the creation of specialized chips.

Proposed to develop mobile integrated installation of alternative and renewable sources of energy (solar radiation, heat) is intended to generate electricity, cool, hot water and heat, farmers, home and so on.

Mobile complete installation run together in the trailer using the vehicle (e.g. Jeep). Assembly deployment, commissioning and maintenance of this installation must comply with some people.

It should be noted that the installation is not required must be in the trailer, it can be located directly on a vehicle.

Electricity, heat and hot water produces hybrid electric generator consisting of photovoltaic and thermoelectric modules. Warm, cold air and cool water generator produces water from atmospheric air. Water generator of atmospheric air is equipped with filters and disinfection system.

Consider the composition and structure of the entire installation, which is presented in Figure 1. As you can see in Figure 1 shows the basic blocks, modules, equipment and linkages between them. Also figure in this installation opportunities creation of flexible closed-loop systems reuse heat and cold both inside the installation for external sources.

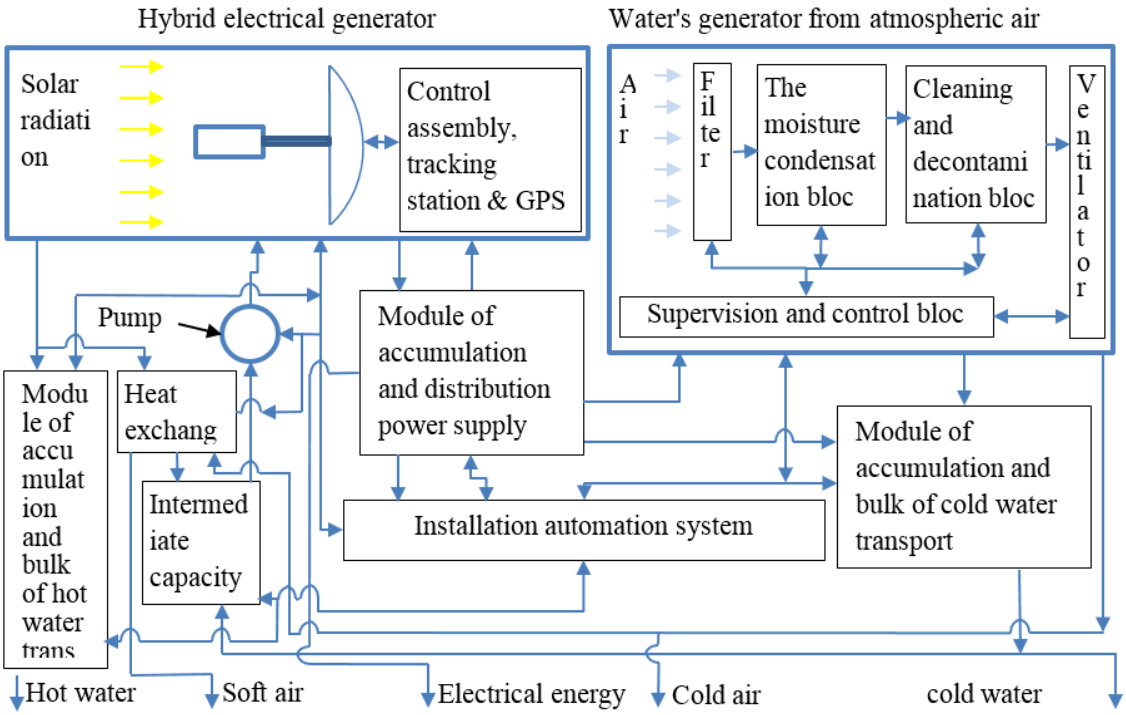


Figure 1. Structure and composition of integrated mobile installations

Run setup when first entering operation or during long idle, it is necessary to provide additional temporary devices from the electrical generator or battery car (truck) and filling with water staging capacity.

Particular attention in this project in the process of research and development will focus on the automation system, which should not only maintain optimal operation of all modules and blocks, but also serve as a flexible restructuring of the technological structure of the installation.

The Sun's rays fall in disk hub, where the concentrated form are sent to the camera recycling, see Figure 1. Camera recycling along with a battery of thermoelectric modules and battery-electric is a hybrid solar power generator.

Generated electricity generator comes in accumulation and distribution module, where the food is served on all modules, blocks, technical equipment, and user. 50…60% of electricity will consume hybrid water generator. The remaining 40…50% are used directly by the user. It should be noted that there are situations where a user must, for example, on this day get more water than usual days. In such situations, the automation system rebuilds the structure, for example, at the expense of connect and disconnect any extra devices that increase the power of formulating water.

It has already been described, mobility is achieved through disassembly-Assembly and block design, small dimensions of modules, blocks, equipment, weight and ability to install all the equipment on a small platform trailer, see Figure 2.

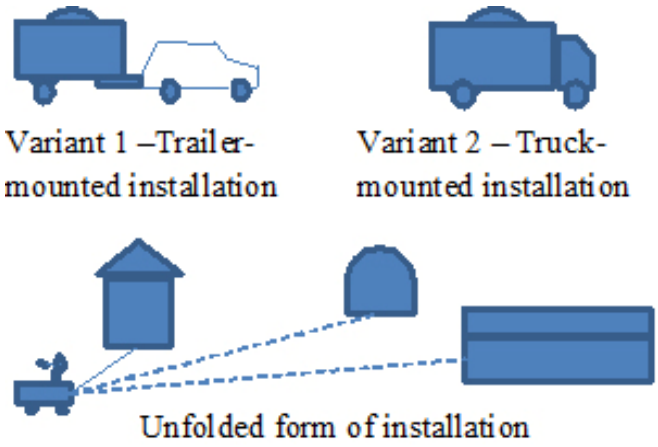


Figure 2. Variants of mobile installations

Daily periodicity and income variability of solar energy due to adverse weather changes leads to unstable or even stop the entire system. Therefore, provision should be made for connecting the external power source, such as water and generator of electricity storage systems.

The economic importance of the project during its implementation:

– is the transition of farmers, nomads and small settlements that are removed from industrial electrical networks of independent electricity and water and thus become independent consumers, allowing them to reduce further the cost of production and increase profits from its sale;

– enhance large-scale use of cost-effective environmentally sound renewable energy sources.

Social impact of the project is:

– in the creation of innovative, integrated and mobile installation, competitiveness, which in the foreign market is provided by the decline in the cost of electricity, water and utilization of thermal energy for the needs of the user;

– the improvement of electricity supply in remote and mountainous regions;

– the creation of autonomous power sources, water and heat for cases of emergency.

In the very near future scientists and engineers will set up photovoltaic and thermoelectric modules with improved technical and operating parameters, which are serially produced at industrial scale affordable to a wide range of consumers.

Their cost is considerably reduced, but the technical parameters would be significantly improved. So, Reflexive Material Technology in thermoelectric module density reached on 1 sm^2 400 thermoelectric elements. Developed and researched by multilayer, composite solar cells efficiency, exceeding 30%. Application of nano technology in the manufacture of semiconductor materials create opportunities in a wide range of technical parameters of photo-and thermoelectric modules. Designed and produced in industrial scale of new composite materials, innovative technologies for the manufacturing of metal and not of metal parts, will create new designs focusing devices, heat sink modules, heating, cooling, and more. With the development of microelectronic and microprocessor element base, raises the possibility of creating small specialized chips with low power consumption settings.

Social impact of the research are:

– in the creation of innovative, integrated and mobile installation, competitiveness, which in the foreign market is provided by the decline in the cost of electricity, water and utilization of thermal energy for the needs of the user;

– the improvement of electricity supply in remote and mountainous regions; the creation of autonomous power sources, water and heat for cases of emergency.

Utilization of solar radiation in the cell temperature will vary from 30° c to 350° c depending on the intensity of solar radiation, respectively, that will develop a simple intelligent control and management system, which should provide effective work of module conversion of solar energy, heat and heat transfer systems, heat sink and cooling.

Hybrid water generator by its design and microprocessor control system differs from other existing plants the ability to flexibly modify performance develop drinking water, depending on external factors and needs of the consumer, and thus optimally save electricity consumption.

Conclusions. In this way, the widespread use of the proposed installations allow users to be independent consumer of electricity, heat, cold and water. Expand the widespread use of cost-effective alternative and renewable sources of energy. Decrease cost of production for farmers, manufacturers use the proposed installation and thereby they increase profits from the sale of their goods. Expand the widespread use of environmentally friendly alternative and renewable energy sources. Expand the extensive use of developed mobile integrated installation, which is ecological clean device do not have any emissions into the environment, and the absence of noise and vibration processes that adversely affect living organisms. The results of the research will strength the Ukrainian industrial technology base and will help to create growth and jobs.

LITERATURE

1. Vanessa A.B. The place of solar power: an economic analysis of concentrated and distributed solar power / Vanessa Arellano Banoni, Aldo Arnone, Maria Fondeur, Annabel Hodge, J Patrick Offner, Jordan K Phillips // Springer: Chemistry Central Journal, vol. 2012 (6), 2012. doi:10.1186/1752-153X-6-S1-S6.

2. Vincent A. Feasibility Analysis and Simulation of Integrated Renewable Energy System for Power Generation: A Hypothetical Study of Rural Health Clinic / Vincent Anayochukwu Ani, Bahijjahtu Abubakar – Journal of Energy, vol. 2015, Article ID 802036, 7 pages, 2015. doi:10.1155/2015/802036.

3. Kong P. Renewable energy utilization and CO_2 mitigation in the power sector: A case study in selected GMS countries / Kong Pagnarith, Bundit Limmeechokchai – Songklanakarin Journal of Science and Technology. 2011; 33(3), pp. 305-313.

ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ КОМБІНОВАНИХ МЕТОДІВ НАНЕСЕННЯ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПОКРИТТІВ ДЛЯ ВІДНОВЛЕННЯ ТА ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ СУДНОВИХ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ

Агєєв М.С., Сімагін А.Ф., Манжелей В.С, Ковальчук Д.В.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. Розвиток сучасного морського і річкового транспорту нерозривно пов'язаний з проблемою підвищення довговічності деталей суднового машинобудування. Щорічно судноремонтні підприємства витрачають більше 40% всього споживаного металу на виготовлення запасних деталей, а в шихту здається до 300 тис. деталей при зносі поверхонь, що сполучаються 0,5...2,0 мм і втрати маси 3,5% [1].

Значне зростання цін нових суден змусило по-новому підійти до стратегії їх експлуатації [1]. Практика експлуатації суднових технічних засобів (СТЗ) поставила ряд проблем, серед яких однією з головних є проблема відновлення «старіючого» парку морського і річкового транспорту, захист його від корозії, розробка і впровадження маловитратних технологічних процесів (ТП) відновлення і підвищення експлуатаційних властивостей СТЗ [1-6] .

Актуальність досліджень. Дослідження в області міцності, тертя, зношування і принципово нових типів матеріалів з'явилися передумовою для створення на цій основі нових способів і технологій, спрямованих на вирішення питань відновлення і підвищення експлуатаційних властивостей деталей СТЗ. Найважливіша роль у вирішенні цієї проблеми належить створення наукових основ синтезу інтегрованих або так званих «гібридних», комбінованих процесів УЗП [7-9].

Мета досліджень. Аналіз тенденції розвитку комбінованих методів нанесення багатофункціональних покриттів для відновлення та підвищення експлуатаційних властивостей деталей СТЗ.

Результати досліджень. За даними Інституту електрозварювання ім. Є.О. Патона в США і Західній Європі, так звані «гібридні процеси» зміцнення отримують переважне фінансування. В даний час в практиці відновлення знайшли застосування наступні «гібридні процеси» [10,11,12,13,14 -20]:

- поєднання хіміко – термічної обробки (ХТО) з поверхневим пластичним деформуванням (ППД) (азотування з наклепом дробом або з накаткою, цементація з ППД та з подальшим САО або електроконтактною обробкою (ЕКО);
- газотермічне напилення (ГТН) з холодною прокаткою, з гарячим ізостатичним пресуванням, з накладенням вібрацій, з ультразвуковою обробкою (УЗО);
- електромагнитне наплавленням з термомеханічною обробкою та з ППД;
- ППД з з дифузійним насиченням, з лазерною обробкою (ЛО), з пічним та електричним нагріванням; з мікродуговим оксидування (МДО), з електроімпульсною обробкою;
- лазерної обробки іонно - азотованого шару (ЛО ІА), плазмових покриттів, після цементації;
- зміцнення гальванічних покриттів ППД, ЛО, УЗО; електронно-променева обробка (ЕПО);
- електролітичних хромових і детонаційних покриттів.

Як показує вітчизняний і зарубіжний досвід [10,11,21] найбільш ефективні інтегровані технології нанесення ультразвукового покриття (УЗП). В умовах зростаючого дефіциту дорогих легуючих матеріалів, що входять до складу сталей, що вимагають високого комплексу міцнісних властивостей, перспективними є інтегровані технології зміцнення маловуглецевих сталей. Розробка інтегрованих технологій є актуальним завданням і може зробити суднобудівне і судноремонтне виробництво рентабельним.

Знаходять застосування інтегровані технології в поєднанні ЛО і ХТО [22]. Ця комбінація дозволяє отримувати за рахунок виділення зміцнюючих дисперсних фаз високу твердість (до 20 ГПа), що призводить до збільшення зносостійкості в 1,5…3 рази [23]. Попередня дискретна ЛО вносить істотний внесок в процес ІА . Процес насичення поверхні азотом прискорюється в 17 разів, зносостійкість в 2,5 рази. Комбінація ЛО з ІА збільшує азотуємість сталей, глибину зміцненої зони і забезпечує підвищення твердості [21]. Азотований шар характеризується наявністю залишкових напружень стиснення, які є причиною поліпшення характеристик циклічної міцності [30,31]. Критерій залишкових напружень може бути використаний для прогнозування межі витривалості зміцнених деталей як при циклічному вигині, так і в умовах розтягування-стиснення [31]. Твердість і показники зносостійкості залежать від розподілу залишкових напружень в поверхневих шарах [31].

Електроіскрове легування (ЕІЛ) та ЛО відноситься до способів з висококонцентрованими енергетичними джерелами. ЛО ЕІЛ-покриттів підвищує їх експлуатаційні характеристики, знижує шорсткість, підвищує мікротвердість покриттів і опір зносу [34-36]. Комбінація ЕІЛ з ІА збільшує глибину шарів підвищеної твердості [21]. Різна послідовність ЕІЛ і азотування дозволяє управляти розподілом мікротвердості в покритті [33]. Попередню ХТО використовують для підготовки поверхні під ЕІЛ. ЕІЛ азотованих поверхонь забезпечує підвищення їх твердості і зносостійкості [32]. У комбінаціях технологій ЕІЛ, ЛО та ЕПО з ІА спостерігається ефект неаддитивності [10,11]. Обробка азотованих шарів ЛО, ЕІЛ, ЕПО збільшує їх азотуємість, глибину зміцненого шару і забезпечує багаторазове підвищення твердості і зносостійкості.

Найбільш поширена технологія - електрохімічне нанесення покриттів. Триботехнічні характеристики композційних електролітичних покриттів (КЕП) підвищують ЛО [12], УЗО та ІА [13]. ЛО призводить до збільшення зносостійкості і корозійної стійкості КЕП за рахунок дегазації поверхневих шарів, зменшення розміру зерна, збільшення адгезійної міцності, підвищення твердості [20]. ІА підвищує зносостійкість КЕП за рахунок перетворення електроосадженні хрому в нітрид хрому Cr_2N [35]. Відзначають, що ХТО осталених покриттів як в середовищі аміаку, так і в різних газових середовищах призводить до підвищення твердості, механічних властивостей і «заліковування» тріщин в покриттях. Технологія відновлення зношених деталей електролітичним залізненням з подальшою нітроцементацією забезпечує високу міцність зчеплення, зносостійкість і втомну міцність [24]. Ефективно сульфоціанування електроосадженого Fe-B-покриття, що забезпечує підвищення зносостійкості і зниження коефіцієнта тертя [26]. Широко застосовується технологія ціанування електроосаджених залізохромових сталей. Для підвищення експлуатаційних властивостей електролітичних покриттів застосовуються методи фізичного осадження покриттів з парової фази (PVD). Корозійну стійкість має вакуум-плазмове покриття (Ti,Cr) N, осаджене на сталеву підкладку з попередньо нанесеним електролітичним нікелем. При температурах вище 700ºС на поверхні покриття формуються оксиди Cr_2O_3, TiO_2 і NiO [26].

Швейцарська фірма «Sulzor Metro AG» провела колоквіум «Термічне напилення - приємне доповнення до твердого хромування». Показано збільшення зносостійкості в 3…4 рази покриття твердим Cr (твердість <1000 HV) при ГТН тонких покриттів з твердістю 1250…1500 HV [27]. Твердість, зносостійкість і корозійну стійкість сталевих поверхонь з ГТН-покриттями на основі Ni-Cr (Fe, Si, B) можна підвищити шляхом ЕЛО. Комбіновані нанокомпозитні ЗП, наприклад TiCrN / NiCr (Fe, Si, B) і TiNAl / NiCr (Fe, Si, B) або систем Ti-Si-N / WC-Co-Cr і Ti-Si-N / Cr_3C_2-Ni -NiCr створені на основі комбінації методів ГТН з методами PVD [28,29].

Слід зазначити явище інверсії, коли зміна послідовності операцій зміцнення призводить до результатів, що відрізняються [21]. Природно, вибір операцій та їх послідовність визначаються підвищенням комплексу механічних властивостей та зносостійкості.

З інтегрованих технологій найбільший ефект за несучою здатністю забезпечують дуплексні покриття, що поєднують ІА і вакуум-плазмове напилення [20]. Дуплексні (комбіновані) покриття забезпечують п'ятикратне підвищення твердості, зносо- і корозійної стійкості [24]. Використання дуплексних покриттів знижує ймовірність пластичної деформацій деталі в умовах контактного навантаження, забезпечує підвищення несучої здатності і кордони витривалості системи деталь-покриття [25].

Перспективним напрямком при відновленні та підвищенні експлуатаційних властивостей деталей СТЗ є використання комбінованих методів нанесення ультразвукового покриття (УЗП) [21]. Комбіновані методи нанесення УЗП засновані на використанні двох або трьох методів нанесення покриттів, кожен з яких дозволяє підсилити ту чи іншу їх експлуатаційну властивість. При відновленні та підвищенні експлуатаційних властивостей застосовують комбінації наплавлення і хромування [24], наплавлення і ППД [11,14], ГТН з оплавленням, з ЛО і з МДО, міднення в комбінації з МДО [10]. Використовують комбінацію гальванічних покриттів і подальшу ХТО [10,11].

При виборі комбінованих, гібридних та інтегрованих процесів відновлення необхідно знижувати температуру нанесення покриттів [11,14-20] і враховувати наступні положення:

- по-перше, розплавлення основи і покриття в процесі відновлення небажано, оскільки призводить до зміни хімічного складу і властивостей матеріалів покриття і деталі;

- по - друге, тепловий режим нанесення покриттів повинен забезпечувати сприятливий характер розподілу залишкових напружень. Зокрема, в покритті і в зоні з'єднання його з відновлюваний поверхнею деталі бажано утворення залишкових напружень стиснення, які сприяють підвищенню опору втоми;

- по-третє, тривалість процесу нанесення покриттів повинна бути мінімальною, щоб його структура не зазнавала небажаних змін;

Висновок. В усіх варіантах комбінованих гібридних та інтегрованих технологій критерієм вибору є порівняння витрат і збільшення комплексу механічних властивостей відновлених деталей.

Кожна технологія поверхневого зміцнення має свою нішу оптимальних умов використання. В даний час ще не склалася методологія синтезу багатоопераційних технологій. У інтегруванні технологій переважає емпірично-інтуїтивний підхід. Вирішальним фактором у виборі первинних технологій є наявність на підприємстві окремих видів устаткування і можливість інтегрувати їх в єдиний технологічний цикл.

Розгляд великої кількості альтернативних варіантів технологій для відновлення працездатності і підвищення експлуатаційних властивостей деталей і їх аналіз дозволили в даній економічній ситуації, що склалася в Україні, вибрати спосіб ЕДН як оптимального способу відновлення деталей СТЗ.

ЛІТЕРАТУРА

1. Кузьмин А.А. Судостроение и судоремонт: Сборник научных трудов. С.-Петербург. Гос. ун-т вод. коммуникаций. СПб: Изд-во СПбГУВК 2000. - 189 с.

2. Бочкарев В.Н., Яхъяев Н.Я. Технологическая наследственность в управлении качеством судовых машин и механизмов. Монография. Дагестанский филиал АН СССР. Махачкала, 1990. - 200 с.

3. Захаров Г.В. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. Учебник. М.: Транс Лит, 2009. - 256 с.

4. Камкин С. В., Возницкий И. В., Большаков В. Ф. и др. Эксплуатация судовых дизельных энергетических установок. М. Транспорт, 1996.- 342 с.

5. Возницкий И.В., Михеев Е.Г. Судовые дизели и их эксплуатация М. Транспорт, 1990. – 425 с.

6. Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. С-Петербург, 2007.– 476 с.

7. Черновол М.И. Упрочнение и восстановление деталей машин композиционными покрытиями: Учеб. пособие. – К.: Вища школа, 1992, - 79 с.

8. Хонинг, М. Металлические и керамические покрытия / М. Хонинг, В. Васантасри, П.Сидки.- М.: Мир, 2000. - 517 с.

9. Мовчан Б.А., Устинов А.И. Твердые высокодемпфирующие металлокерамические покрытия // Тезисы докл. 2-й междунар. научн.-техн. конф. «Проблемы динамики и прочности в газотурбостроении». – Киев: ИПП им. Г.С. Писаренко НАН Украины. – 2004. – С. 129–130.

10. Ляшенко Б.А., Брусило Ю.В. Довжук С.А., Лопата Т.В. Анализ причин изнашивания деталей цилиндро-поршневой группы двигателя Материалы 11-й Междунар. научно-техн. конференции. Крым, Ялта - Киев: АТМ Украины, 2011. - С. 120-124.

11. Ибатуллин И.Д. Кинетический критерий повреждаемости и разрушения поверхностных слоев, деформируемых трением / И.Д. Ибатуллин // Вестн. СГАУ. – 2006 – № 2, ч.2. – С. 204–209.

12. Савва В. В. Двадцатилетний опыт применения технологии МДО. 12-я международная научно-техническая конференция "Быстрозакаленные материалы и покрытия", сборник трудов, т. 1. М.: 2013, - С. 327-334.

13. Паненко И.Н., Беспалова Ж.И. Формирование защитных оксидно-керамических покрытий на поверхности алюминиевых сплавов методом микродугового оксидирования. Сборник тезисов и статей Научной школы для молодежи, 2011. Новочеркасск. 2011. - С. 111-116.

14. Савченко Е.Г. Нанесение покрытий напылением / Е.Г. Савченко, А.М. Захаров // Сб/ трудов МГВМИ, вып. 5. М.: Изд-во МГВМИ 2005. - С. 293-298.

15. Теория и практика газотермического напыления / Витязь П.А., Ивашко В.С., Манойло Е.Д. и др. — Минск: Наука і тэхніка, 1993. — 295 с.

16. А.Ф. Ильющенко Формирование газотермических покрытий: теория и практика / Ильющенко А.Ф., Оковитый В.А, Кундас С.П., Форманек Б. – Мн., 2002.

17. Газотермическое напыление / Л.Х. Балдаев и др. - Маркет ДС, 2007. 344 с.

18. В.В. Кудинов Нанесение покрытий напылением. Теория, технология и оборудование / Кудинов В.В., Бобров Г.В.- М.: Металлургия, 1992. – 250 с.

19. Газотермическое напыление: процессы, подготовка поверхностей, покрытия и применение. Thermal spraying: processes, preparation, coatings and applications / Howes C.P. // Well. J. 1994. – 73, № 4. – P. 47-51.

20. Харламов Ю.А. Газотермическое напыление покрытий и экологичность производства, эксплуатации и ремонта машин / Ю.А. Харламов //Тяжелое машиностроение-2000 №2. - С. 3-10.

21. В.С. Ивашко Электротермическая технология нанесения защитных покрытий / Ивашко В.С., Куприянов И.Л., Шевцов А.И. – Минск: Навука і тэхніка, 1996. – 375 с.

22.Fan Ruicheng, Gao Ming, Ma Yingche, Zha Xiangdong, Hao Xianchao, Liu Kui. Влияние термической обработки и азота на микроструктуру и механические свойства мартенситной коррозионно-стойкой стали Cr12NiMo. Effects of heat treatment and nitrogen on microstructure and mechanical properties of Cr12NiMo martensitic stainless steel. J. Mater. Sci. and Technol.. 2012. 28, № 11. - P. 1059-1066.

23. Ворошнин Л.Г. Пантнлеенко Ф.И., Константинов В.М. Теория и практика получения защитных покрытий с помощью ХТО. Минск: ФТИ; Новополоцк: ПГУ, 1999. - 133 с.

24. Takadoum J. Wear–corrosion behaviour of some metals / J. Takadoum // JOM: J. Miner., Metals and Mater. – 2000 – 52, № 11. – P. 131.

25. Зундан М. С., Зенин Б. С. Формирование многослойных покрытий с применением нанопорошков. 3-я международная научная конференция "Наноструктурные материалы - 2012: Россия - Украина - Беларусь", Санкт-Петербург, тезисы докладов. СПб. 2012, 268 с.

26. Мчедлов С.Г. Газотермические покрытия в технологии упрочнения и восстановления деталей машин / Мчедлов С.Г. // Свароч. пр-во. – 2007. - № 10, - С. 35-45.

27. Петров С.В. Сверхзвуковое газотермическое напыление повышает качество ремонта. Ремонт, восстанов., модернизация. 2005, № 2. - С. 14-20.

28. Соловых Е.К., Ляшенко Б.А., Рутковский А.В., Сорока Е.Б., Антонюк В.С. Особенности технологии вакуум-плазменных покрытий дискретной структуры // Инженерия поверхности и реновации изделий. Материалы 7-й международной научно-технической конференции. Ялта – Киев: АТМ Украины. - 2007. – С. 184 – 186.

29. Пат. 25412 Україна, С23С 8/02. Спосіб отримання зносостійких дискретних азотованих шарів / Кіндрачук М.В., Іщук Н.В., Писаренко В.М. та ін. Опубл. 10.08.07, Бюл. № 12.

30.Хан Х.К. Газовое азотирование электроосажденных сплавов Ni-W / Хан Х.Г., Мехмуд М., Уль Хасан М. и др. // МИТОМ – 2011 – № 2. – С. 38-42.

31. Серебровский В.И. Упрочнение электроосажденных сплавов на основе железа / Серебровский В.И., Гончаров А.Н., Григорьев С.Б. и др. // Технол. металлов, 2009. – № 8. – С. 37-38.

32.Першина Д. В., Гончаров В. Д., Федоров В. А. Технологии упрочнения, нанесения покрытий и ремонта: теория и практика: материалы 15–й международной научно-практической конференции, Санкт-Петербург, 2013. Ч. 1. СПб: СПбГПУ. 2013, 390 с,

33. Агеев М.С. Защитные и упрочняющие покрытия в судостроении и судоремонте / Агеев М.С., Волков Ю.В., Чиграй С.Л. // Наук. Вісник ХДМА – Херсон: ХДМА, 2015. – № 2 (13). – С.110-124.

34. Chen Y. Влияние наклепа дробью на плазменное азотирование стали Н13 / Chen Y., Wu X., Wang H. // Heat Treat. Metals, 2008, № 6. – P.47-49.

35. Быковский Н.Г. Повышение долговечности зубчатых передач совмещением азотирования и поверхностного пластического деформирования / Быковский Н.Г., Сорокина Л.М., Филимонов Г.Н. // Новые стали и сплавы, режимы их термической обраб.: Материалы. науч.-техн. семин. / ЛДНТП – Л., 1991. – С. 34-35.

36. Лахтин Ю.М., Чудина О.В. Химико-термическая обработка лазернолегированных сталей // Изв. вузов Чер. Металлургия – 1997 – № 9. – С. 64-67.

ОСОБЛИВОСТІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ,ОСНАЩЕНОГО СИСТЕМОЮ КОМБІНОВАНОГО ПРОГРІВУ, ЗА ЦИКЛОМ ПЕРЕДПУСКОВОГО ПРОГРІВУ І ПУСКУ

[1]Адров Д.С., [1]Вербовський В.С., [2]Краснокутська З.І., [3]Грицук І.В.
[1] Інститут Газу НАН України (Україна)
[2] Національний транспортний університет (Україна)
[3] Херсонська державна морська академія (Україна)

Особливість системи комбінованого прогріву (СКП) дизельного двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) К461М1 (6ЧН 12/14) при здійсненні передпускового підігріву і прискореного прогріву після пуску полягає в тому, що вона включає в себе тепловий акумулятор (ТА) фазового переходу і елементи прискорено прогріву для забезпечення ефективної передпускової теплової підготовки ДВЗ і його прискореного прогріву після пуску в умовах низьких температур. ТА дозволяє накопичувати теплову енергію відпрацьованих газів (ВГ). Кількість теплової енергії, яку накопичує ТА відповідає необхідній кількості теплової енергії, яка потрібна для попереднього прогріву двигуна від максимально низької температури оточуючого середовища (задається при проектуванні системи) до температури . Елементи прискореного прогріву включають електроклапани і рідинний насос, який дозволяє модулювати циркуляцію охолоджуючої рідини (ОР) в залежності від її температури, для забезпечення ефективного прогріву ДВЗ.

Особливість побудови і роботи СКП полягає в наступному, якщо температура теплоносіїв системи охолодження (СО) ДВЗ нижче гранично допустимого рівня (40 °С), то для здійснення процесу прогріву і пуску ДВЗ спочатку запускається в роботу ТА й пропускає за допомогою власного насоса через ТА рідкий теплоносій СО, що забирає теплоту накопичену теплоакумулюючим матеріалом (ТАМ) й транспортує її усередину малого кола циркуляції СО ДВЗ до досягнення в ній встановленої температури (40°С). Після цього здійснюється пуск ДВЗ і запускається система прискореного прогріву ДВЗ, а після досягнення температури теплоносіїв у малому колі ДВЗ значення 80 °С в СКП ДВЗ відбувається зарядка ТА, для можливості повторного його використання. У випадку підвищення температури теплоносія більше допустимої норми (більше 90 °С) спрацьовують електромагнітні клапани на відключення відповідних елементів системи. У рамках поставленого завдання СКП працює в автоматичному режимі і виконує наступні функції: зчитує значення датчиків температури охолоджуючої рідини; проводить порівняльний аналіз температурних характеристик з метою виявлення стану теплоносіїв СО ДВЗ; керує всіма елементами при здійсненні прогріву, відповідно до отриманої інформації, а саме: вибирає режими прогріву; коректує роботу відповідних елементів у випадку збільшення температур теплоносіїв СО вище допустимої норми.

За результатами стендових випробовувань двигуна 6ЧН 12/14, оснащеного СКП [1], отримано покращення паливної економічності (сумарної витрата палива на прогрів) при здійсненні пуску та прогріву після пуску ДВЗ при його роботі на режимі холостого ходу. Крім цього, суттєво зменшується час прогріву ДВЗ в інтервалі від температури оточуючого середовища до температури «гарячого пуску» та до температури, при якій можливо здійснити приймання навантаження двигуном. При цьому покращуються екологічні показники двигуна, зокрема зменшуються викиди оксидів азоту та викиди твердих часток, в такому ж інтервалі робочих температур. Були також визначені температурні параметри циліндра ДВЗ за висотою порожнини охолодження.

В результаті проведення моніторингу системи охолодження двигуна були отримані залежності зміни температур в різних місцях системи рідинного охолодження ДВЗ у часі в залежності від зміни температур оточуючого середовища [2, 3].

Результати стендових випробувань експериментального зразка теплового акумулятора фазового переходу за часом його зарядки і розрядки при різних вхідних параметрах [4] показали, що при застосуванні розробленої конструкції ТА в системі охолодження стаціонарного ДВЗ підвищуються пускові температури двигуна в холодних кліматичних умовах і підвищується ефективність його пуску. ТА забезпечує необхідні характеристики при розряджанні і заряджанні, які в повному обсязі відповідають потребам досліджуваної СКП.

Проведена оцінка спроможності ТА на протязі довгого часу підтримувати теплову здатність забезпечення «гарячого пуску», що повністю достатньо для забезпечення роботоздатності СКП й виконання поставлених задач по здійсненню режиму передпускової теплової підготовки від температури оточуючого середовища до температури «гарячого пуску» та можливості прийняття навантаження.

Для оцінювання ефективності застосування СКП доцільно визначити паливну економічність та екологічні показники стаціонарного ДВЗ за циклом передпускового прогріву, пуску і прискореного прогріву після пуску на математичній моделі при застосуванні системи комбінованого прогріву.

Створення ефективної розрахункової методики дослідження і аналізу паливної економічності і екологічних показників ДВЗ при застосуванні системи комбінованого прогріву під час здійснення пуску і прогріву є своєчасною і актуальною науково-дослідною задачею. При створенні математичної моделі був врахований досвід відомих учених О.О. Чиркова, О.К. Костіна, Р.М. Петриченко, Н.О. Іващенко, Н.Д. Чайнова, Б.С. Стефановського, О.Л. Новеннікова, Г.Б. Розенбліта, Д.Б. Кузнєцова у області дослідження інтенсивності процесу теплообміну в порожнинах охолодження гільзи й головки циліндра ДВЗ. Загальною особливістю всіх робіт є те, що у рівняннях, що визначають коефіцієнт тепловіддачі (у формі чисел Нусельта) у критерій Рейнольдса входить величина середньовитратної швидкості, що визначається за витратою рідини через порожнину охолодження й еквівалентним діаметром. Б.С. Стефановським і О.Л. Новенніковим було показано, що необхідно досліджувати локальні особливості теплообміну для прогнозування температурного стану деталей ДВЗ, що також біло враховано в розробленій математичній моделі.

В процесі досліджень розроблена, а після проведення експериментальних досліджень, уточнена математична модель розрахунку паливної економічності і екологічних показників дизеля К461М1 (6ЧН 12/14) при застосуванні СКП під час здійснення пуску і прогріву [5], яка дозволяє отримати термінові (годинні) параметри, показники паливної економічності та екологічні показники двигуна в процесі здійснення ним режиму передпускової теплової підготовки від температури оточуючого середовища до температури «гарячого пуску» та можливості прийняття навантаження. Математична модель враховує особливості застосування СКП на дизелі 6ЧН 12/14.

Для формування бази вихідних даних розробленої математичної моделі були використані експериментальні дані щодо конструкції і робочого процесу ДВЗ, а також розраховані вихідні дані робочого процесу досліджуваного ДВЗ. Для цього був використаний програмний комплекс (програма класу термодинамічних програм, тобто циліндри двигуна розглядаються в ній як відкриті термодинамічні системи) Diesel-RK [6], що призначений для розрахунку, аналізу і дослідження двотактних і чотиритактних ДВЗ. В результаті проведеної підготовки необхідних вихідних даних були отримані залежності тиску, температури в циліндрі та температури у випускному колекторі в залежності від повороту колінчастого валу ДВЗ при частоті обертання 700 $хв^{-1}$, які в подальшому були використані в математичній моделі.

Також в математичну модель закладені поліноміальні залежності, отримані опрацюванням результатів стендових досліджень двигуна 6ЧН 12/14 а саме, залежності витрати палива при прогріві ДВЗ: зі штатною системою охолодження, з встановленими в СО ДВЗ елементами прискореного прогріву двигуна (СППД), з встановленою на ДВЗ

дослідною СКП та попереднім прогрівом двигуна до температур «гарячого пуску», а саме: 40 °С, 50 °С та 60 °С. Крім цього, були внесені уточнення в рівняння математичної моделі, які описують характер зміни температур прогріву елементів конструкції блоку циліндрів та головки блоку циліндрів дизелі 6ЧН 12/14. Уточнені були також коефіцієнти тепловіддачі СКП в елементах системи утилізації теплової енергії тепловим акумулятором (СУТТА), а саме в теплообмінниках та СО ДВЗ, а також були внесені уточнення в рівняння математичної моделі, які описують процеси заряджання та розряджання ТА в процесі роботи [7].

Як складові математичної моделі, за положеннями [2], були уточнені рівняння розробленої методики моніторингу теплових параметрів системи охолодження дизеля 6ЧН 12/14 за даними натурної характеристики СО. В першу чергу це стосується закономірностей процесу охолодження двигуна. В математичну модель, в якості домінуючого параметру при виборі критерію допустимого охолодження дизеля К461М1, введені параметри зміни температури на вході в блок циліндрів двигуна. Завдяки цьому отримана можливість в математичній моделі прогнозувати динаміку падіння температурних показників двигуна у часі та давати відповідні рекомендації щодо кількості теплової енергії, інтервалів та тривалості передпускової підготовки двигуна від теплового акумулятора фазового переходу СКП.

Для урахування особливості застосування СКП в СО ДВЗ в математичну модель закладено умови, основні припущення і модельні уявлення, необхідні для побудови математичної моделі функціонування СКП ДВЗ з ТА прийнятої конструкції, при яких відбувається включення, робота і відключення СКП. Серед них такі:

- СКП, встановлена на ДВЗ, працює однаково, при будь яких температурах, означених в дослідженні;
- в СО відсутні витоки ОР, вона не утримує в собі не розчиненого в ній повітря;
- робота ТА СКП при різних температурних параметрах оточуючого середовища відбувається однаково при сталих власних параметрах;
- виходячи з отриманих результатів моніторингу теплових параметрів ДВЗ і його системи охолодження з СКП, можливо передбачити, що робота ДВЗ з СКП в різних температурних умовах оточуючого середовища відбувається у відповідності із попередньо отриманими результатами;
- тепловий стан ДВЗ оцінюється за змінною в часі температурою його деталей, дотичних з ОР;
- у процесах зарядки і розрядки ТА теплові втрати в навколишнє середовище від трубопроводів СКП незначні, тому температура охолоджуючої рідини на вході в ТА дорівнює її температурі на виході з ДВЗ, а температура охолоджуючої рідини на виході з ТА дорівнює її температурі на вході в ДВЗ. Аналогічно, теплові втрати в навколишнє середовище ТА в процесі його розрядки, а також теплові втрати на нагрів сусідніх з двигуном, агрегатів не враховуються;
- оскільки всі елементи теплообмінника ТА розташовані у вигляді послідовно-паралельних циліндричних поверхонь мають у радіальному напрямку той самий розмір (товщину), а коефіцієнти тепловіддачі в усіх елементах (контурах) теплообмінника однакові, то процес фазового перетворення ТАМ у всіх контурах ТА буде відбуватися практично синхронно. Це означає, що поле температур усередині ТАМ, температура стінок контурів і щільність теплового потоку в кожний момент τ часу передбачаються однаковими для всіх капсул;
- у початковий момент часу $\tau = 0$ в період зарядки ТА ТАМ знаходиться в твердому стані, а в період розрядки - в рідкому, при цьому його температура вирівняна за обсягом ТА і дорівнює температурі T;

- у зворотних процесах фазового переходу ТАМ плавлення-кристалізація-плавлення кордони розділу фаз сформовані, температурне поле ТАМ в зростаючій фазі лінійно, а температура зникаючої фази дорівнює температурі фазового переходу;
- теплопровідність ТАМ в поздовжньому напрямку ТА відсутня;
- процес фазового перетворення ТАМ приймається одномірним. При цьому межі розділу фаз незмінні за формою і в кожний момент часу представляють циліндричні поверхні, розташовані концентрично по відношенню до стінок теплообмінників;
- коефіцієнти переносу (тепловіддачі, теплопередачі, теплопровідності) і питомі теплоємності постійні і не залежать від температури, а коефіцієнти тепловіддачі ОР в різних контурах теплообмінника рівні між собою;
- кожний контур теплообмінника ТА можливо розглядати у вигляді так званої тонкої стінки, товщина якої мала у порівнянні з діаметром. В цьому випадку допускається процес теплообміну розраховувати стосовно до плоскої стінки, аналогічно (1);
- термічний опір стінки теплообмінника ТА не враховується.

За основу моделі прийнята відома формула [8, 9] для визначення питомого теплового потоку через плоску стінку:

$$q = \frac{t_{f_1} - t_f}{\frac{1}{\alpha_{f_1}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_f}} \tag{1}$$

де t_{f_1} і t_f температура газів в циліндрі і охолоджуючої рідини, відповідно;

α_{f_1} і α_f - коефіцієнт тепловіддачі газів до стінки і від стінки в рідину, відповідно;

λ - коефіцієнт теплопровідності,

δ - товщина стінки.

Оскільки для даного випадку температура газу не потрібна, перетворимо формулу (1), забравши з неї t_{f_1} і α_f і ввівши в неї значення температури стінки з боку газу (t_w), отримуємо:

$$t_w = t_f + q\left(\frac{1}{\alpha_f} + \frac{\delta}{\lambda}\right) \tag{2}$$

Аналізуючи формулу (2), можна відзначити, що зміна t_w за заданим законом можлива, або впливаючи на температуру охолоджуючої рідини t_f, що мало ефективно, або на інтенсивність тепловіддачі α_f. Інші параметри або постійні для даної конструкції ($\frac{\delta}{\lambda}$), або задаються режимом роботи двигуна (q).

Математичне моделювання проводилось за умов встановлення СКП на дизель К461М1стаціонарного дизель-електричного агрегату ДГМА-75М1, параметри якого закладені в математичну модель. Моделювання проводилось за наступних умов при застосуванні утилізатора теплової енергії ВГ:

- без застосування СКП;

- при застосуванні СКП з працюючими елементами СППД з відключеними елементами СУТТА;

- при застосуванні СКП з працюючими елементами СППД і СУТТА.

В процесі моделювання формувався цикл передпускового прогріву і пуску ДВЗ від початку розряджання ТА (початок теплової підготовки ДВЗ) до повного його заряджання, що визначається температурою фазового переходу ТАМ.

При моделюванні розглядалися процеси передпускового прогрівання ДВЗ К461М1 при різних фіксованих температурах оточуючого середовища, але результати вибирали для найбільш характерних для регіону температур, а саме: 20 °С, 0 °С, -20 °С.

На обумовлених температурних режимах СКП працює наступним чином: прогрів ДВЗ від ТА триває 862с., 1433с., 1956с. відповідно, потім після досягнення в СО температури ОР 50 °С відбувається запуск ДВЗ та комбінований прогрів його від ТА та теплової енергії згорання палива, працюючого ДВЗ, до температури ОР в СО 85 °С за 570с. Після досягнення температури ОР 85 °С відбувається зарядка ТА, яка триває 460с., 1697с., 1876с. відповідно. Для порівняння, у тих же умовах, прогрів ДВЗ класичним методом (без використання СКП) буде тривати 1350с., 1810с. та 2715с. відповідно.

З отриманих залежностей видно, що ДВЗ від СКП (без запуску) прогрівається до температури t^oC = 40 (50/60) °С відповідно за 1343 (1433/1541)с., що менше на 486с. (27 %) (396с. (21%) / 288с. (16%)) у порівнянні з прогрівом ДВЗ класичним методом зі штатною СО (без СКП) до температури 50 °С, яка становить 1829с.

При такому прогріванні з СКП дизель витрачає менше палива відповідно на 0,378 (0,323 / 0,249)кг., що менше на 0,605кг. (62%) (0,660кг. (67%) / 0,734кг. (75%)) у порівнянні з прогрівом ДВЗ класичним методом зі штатною СО (без СКП) до температури 50 °С, яка становить 0,983кг.

Викиди оксидів азоту NO_x дизеля при такому прогріванні з СКП зменшуються відповідно до 0,327 (0,212 / 0,107)г., що менше на 4,653г. (93%) (4,777г. (96%) / 4,882г. (98%)), у порівнянні з прогрівом ДВЗ класичним методом зі штатною СО (без СКП) до температури 50 °С, яка становить 4,989г. (100%).

Викиди твердих часток K зменшуються відповідно до 1,071 (8,149 / 0,489)мг., що менше на 7,87мг. (88%) (4,698мг. (91%) / 8,452мг. (94%)) відповідно у порівнянні з прогрівом ДВЗ класичним методом зі штатною СО (без СКП) до температури 50 °С, яка становить 8,941мг. (100%).

Це можна пояснити тим, що в процесі прогріву досліджуваний ДВЗ з СКП спочатку прогрівається від запасеної теплоти ТА, коли ДВЗ взагалі не працює, а після пуску дизеля зразу ж прогрівається від розробленої системи прискореного прогріву, а не від штатного водяного насосу (помпи) ДВЗ. При чому, передпусковий прогрів здійснюється для різних температурах ОР в СО досліджуваного дизеля, тобто до t^oС = 40 (50/60) °С, а вже після досягнення цієї температури запускається дизель і починає працювати система прискорено прогріву ДВЗ у складі СКП. На відміну від ДВЗ зі штатною СО (без СКП), коли двигун починає працювати на х.х. від самого моменту пуску до досягнення температури «гарячого пуску» (40 (50/60) °С), з усіма існуючими в практичній експлуатації ДВЗ недоліками прогріву таким способом на режимі х.х. роботи дизеля.

Таким чином, порівнюючи отримані параметри: час прогріву τ,с., годинні витрати $G_т$ дизельного палива (сумарна витрата палива на прогрів), викиди оксидів азоту NO_x, твердих часток K під час виконання пуску і прогріву ДВЗ до температури «гарячого пуску» видно, що СКП дозволяє суттєво покращити показники часу прогріву (до 16-27%), екологічності (для NO_x до 93-98%, а для K до 88-94%) й паливної економічності (до 62-75%) дослідного ДВЗ при вирішенні проблем холодного запуску на основі ТА й прискорення прогріву ДВЗ за допомогою СКП.

Результатами проведеного дослідження є також те, що при збільшенні швидкості циркуляції потоку ОР в СО ДВЗ з 0,08 м/с (що відповідає швидкості циркуляції ОР при прогріві ДВЗ на холостих обертах зі штатним насосом) до 0,22 м/с (що відповідає характеристикам циркуляційного насосу СКП), ми отримуємо зменшення часу прогріву τ,с. в середньому на 14%, витрати палива $G_т$ на 25%, зменшити викиди твердих часток K на 28%, а оксидів азоту NO_x – на 23%.

Таким чином оцінювання ефективності застосування СКП за циклом передпускового прогріву і пуску ДВЗ підтвердило покращення паливної економічності при роботі із застосуванням системи комбінованого прогріву, а також ефективність

застосування СКП, як одного з напрямків покращення екологічних показників ДВЗ без погіршення паливної економічності.

ЛІТЕРАТУРА

1. Адров Д.С., Грицук І.В., Александров В.Д., Постников В.А., Прилепський Ю.В., Дорошко В.І., Вербовський В.С., Краснокутська З.І. Експериментальні дослідження системи комбінованого прогріву двигуна з тепловим акумулятором // Зб. наук. праць ДонІЗТ УкрДАЗТ. - Донецьк: ДонІЗТ, 2012– Випуск №31. с. 158-167,

2. Сычушкин, И.В. Автоматизированная система идентификации тепловых параметров водяной системы энергоустановки транспортного средства [Электрон. ресурс] / И.В. Сычушкин (Эффективность системы электроэнергетики и экономии электрической энергии) – Режим доступа: http://www1. nntu. nnov.ru/ RUS/NEWS/ futuretechnology_2005 /section02.doc

3. Грицук І.В., Адров Д.С. Покращення паливної економічності дизеля К-461М1 застосуванням системи комбінованого прогріву при здійсненні пуску і прогріву // Сучасний стан і проблеми двигунобудування. Матеріали 2-ої Міжнародної науково-технічної конференції: 28-29 листопада 2012р., Миколаїв: НУК, 2012. с. – 170-178.

4. Адров Д.С., Грицук І.В., Прилепський Ю.В., Дорошко В.І. Тепловий акумулятор як засіб підвищення ефективності пуску стаціонарного двигуна в умовах низьких температур // Зб. наук. праць ДонІЗТ УкрДАЗТ, вип. 27.- Донецьк, 2011.- С. 117 – 126.

5. Комп'ютерна програма «Математична модель і результати розрахунку екологічних показників і паливної економічності двигуна внутрішнього згорання, обладнаного системою прискореного прогрівання і тепловим акумулятором (ТА) на режимі його прогрівання» Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 43344 от 17.04.2012. Заявка від 16.02.2012 №43416 / Грицук І.В., Адров Д.С., Гутаревич Ю.Ф., Краснокутська З.І., Гущин А.М. – 2с.

6. www.diesel-rk.bmstu.ru

7. Адров Д.С., Грицук І.В., Постников В.А. Математичні моделі функціонування теплового акумулятора фазового переходу системи комбінованого прогріву ДВЗ // Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. – Харків: УкрДАЗТ, 2012. - Випуск №133. с. 270-277

8. Кутателадзе С.С. Основы теонрии теплообмена. М.: Атомиздат, 1979. – 415с.

9. Юдаев Б.Н. Теплопередача. М.: Высшая школа, 1981. - 319с.

ВІДНОВЛЕННЯ ОСІ КОЛОДОК ЗАДНЬОГО ГАЛЬМА АВТОМОБІЛЯ ЗИЛ-130 ЗА ДОПОМОГОЮ ЕЛЕКТРОІСКРОВОГО НАРОЩУВАННЯ

Богатчук І.М., Прунько І.Б.
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу (Україна)

Вступ. Підприємства нафтогазового технологічного транспорту експлуатують різноманітну спецтехніку на шасі автомобілів. Характерною для даних підприємств є велика різноманітність використовуваних марок автомобілів, а також різний термін експлуатації зазначених автотранспортних засобів.

Багато автомобілів нафтогазових підприємств нашого регіону були випущені ще в 90-ті роки минулого століття. Деякі моделі уже зняті з виробництва, тому питання забезпечення запасними частинами для ремонту є актуальним. Ремонтні майстерні нафтогазового технологічного транспорту не завжди оснащені сучасним технологічним обладнанням та забезпечені кадрами відповідної кваліфікації. Актуальним є підбір технологічних процесів реставрації деталей в умовах цих майстерень з точки зору їх простоти, дешевизни та продуктивності. Необхідно використовувати такі процеси реставрації автомобільних деталей, які б не вимагали високої кваліфікації ремонтних робітників, одночасно забезпечуючи високу якість виконаної роботи.

Актуальність досліджень. Однією з відповідальних деталей є вісь колодок заднього гальма. Хрестовини карданних валів виготовляють зі сталі 45 [1]. Їх піддають гартуванню і відпуску до твердості $HRC_э$ 50 – 62. Згідно статистичних даних одним з основних осей є знос шийок під кронштейн осей колодок [1]. У технічній літературі пропонується вібродугова наплавка з наступним цинкуванням та фосфатуванням та наступною обробкою під номінальний розмір [1]. Даний методі має свої переваги та недоліки. Так наплавка спричиняє нагрів деталі по всьому об’єму, що, в свою чергу, може спричинити негативні зміни структури матеріалу деталі. Крім того після наплавки необхідно проводити додаткову механічну та термічну обробку. Це призводить до здорожчання процесу відновлення. Слід зазначити, що допустимий розмір під ремонт становить 28,87 мм, тобто не перевищує 0,7 Отже, пошук технології ефективного відновлення і зміцнення робочих поверхонь шийок залишається актуальним завданням.

Мета досліджень. Запропонувати спосіб відновлення і зміцнення зношених робочих поверхонь осі колодок заднього гальма, придатний для застосування в умовах авторемонтних майстерень підприємств нафтогазового технологічного транспорту.

Матеріали досліджень. Номінальні і ремонтні розміри циліндричних поверхонь осі колодок заднього гальма наведені в табл. 1. Ми маємо справу з досить малими величинами допустимого зносу. Для відновлення розмірних параметрів при такому зносі більш ніж придатним є метод електроіскрового нарощування і зміцнення (легування). Він забезпечує можливість отримувати тонкі нарощені шари, без нагріву великих об’ємів металу, що, в свою чергу дозволяє уникнути деформацій, та запобігає зміні мікроструктури основного матеріалу. Крім того даний спосіб відновлення є екологічно чистим і не вимагає високої кваліфікації виконавців. Матеріали, які використовуються в процесі є доступними. Більш того, в якості електродів можуть використовуватись твердосплавні пластини з металорізального інструменту, який відпрацював свій ресурс і є в наявності в любій механічній майстерні.

Одержаний даним способом нарощений шар не потребує подальшої механічної обробки, що також сприяє здешевленню процесу.

Опис процесу. Процес електроіскрового нарощування заснований на використанні енергії електричного імпульсного розряду, що проходить між електродами і спричиняє направлену ерозію матеріалу, в основному анода [2 – 4]. За допомогою електроерозії досягаються два ефекти: змінюються розмірні параметри оброблюваних деталей і проходить одночасне легування їх оброблюваних поверхонь.

Таблиця 1 – Розміри діаметру шипів хрестовини [1]

№деталі за каталогом	Марка автомобіля	Матеріал деталі	Позначення на і і	Назва дефекту	Спосіб установки дефекту і вимірювальні інструменти	Розміри, мм		
						Номінальний	Допустимий без ремонту	Допустимий для ремонту
120-3501132	ЗиЛ-130	Сталь 45	2	Знос шийки під кронштейн осей колодок	Скоба 21,87 мм або мікрометр 0-25 мм	$25^{-0,025}_{-0,085}$	21,87	Менше 21,87

Використовуються електроди, виготовлені твердого сплаву Т15К6 і або ВК8. В якості електродів модна використовувати також інші струмопровідні матеріали, щоб забезпечити отримання зміцненої поверхні з наперед заданими властивостями.

Використане обладнання. Для відновлення поверхні шипа використали промислове устаткування "Элитрон – 24А" для електроіскрового легування [5] (рис. 1).

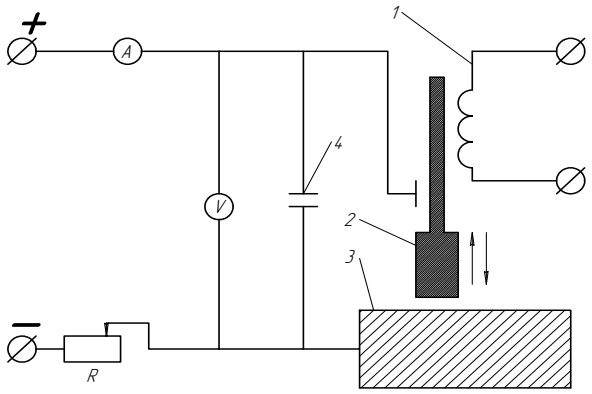


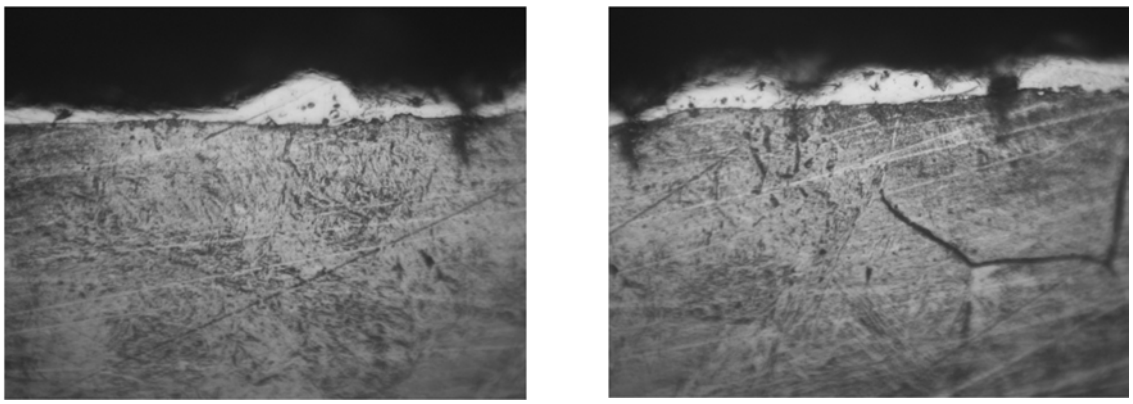
Рисунок 1. Принципова схема електроіскрової установки "Элитрон -24А":
1 – вібратор; 2 – електрод (анод); 3 – деталь (катод); 4 – конденсаторна батарея

Для отримання рівномірного покриву на шийці вісь закріпляли в кулачках, а вібратор – на супорті токарно-гвинторізного верстату. Для забезпечення високої продуктивності нанесення покриву користувалися наступними режимами роботи верстата: частота обертання шпинделя n = 0,75 с$^{-1}$, подача s = 0,455 мм/об.

Оскільки в процесі електроіскрового легування отримується досить тонкий нанесений шар, то для подальшого його вивчення і металографічного аналізу необхідно виготовляти косий шліф. Для травлення структури використали 3%-ний спиртовий розчин HNO_3 згідно [6]. Металографічний аналіз шліфів провели на оптичному мікроскопі Neofot 21. Мікротвердість (за ваги 20 гр) заміряли в 10…15 точках і визначали середнє значення.

Крім того нами замірялася шорсткість поверхонь шипа, оброблених електроіскровим нарощуванням з використанням приладу «Zutronik».

Результати досліджень. Типова структура нарощеного на поверхню шипа шару, отримана за використання як анод твердих сплавів ВК8 та Т15К6, показана на рис. 3. Товщина нарощеного шару на поверхні штока (світла смужка на рис. 2) становила 300 мкм. Цей шар практично не підлягає травленню, що свідчить про значну концентрацію в ньому елементів легування. Мікротвердість отриманого шару становила близько 10 ГПа. Мікротвердість основного металу (сталь 45) безпосередньо під наплавленим шаром становила 1600…1900 МПа, що характерно для фериту як складової сталей з ферит-перлітною структурою [7, 8]. Середньоарифметичне відхилення профілю не перевищувало 20 мкм, що забезпечило високу якість оброблюваної поверхні (5 – 6 клас) [7, 8].



а *б*

Рисунок 2. Типові мікроструктури зміцненого поверхневого шару шипа зі сталі 45, отримані за використання як анод твердих сплавів ВК8 (*а*) та Т15К6 (*б*) (х500).

Висновки. На основі проведених досліджень структури нарощених шарів, отриманих за використання різних режимів електроіскрового оброблення, виявлено, що за використання електродів Т15К6 та ВК8 максимальна товщина шарів становила 300 мкм, їх мікротвердість близько 10 ГПа, одержали їх за енергії одиничного імпульсу 0,42 та 0,75 Дж та частоти вібрації інструменту 250±50 та 125±25 Гц відповідно. Саме ці режими обробки є найбільш оптимальними для відновлення зношених робочих поверхонь шипів хрестовин карданних валів. Оскільки електроіскрова обробка не спричиняє нагріву значних об'ємів металу основної деталі, тому не виникають її деформації та зміна структури основного металу. Наявність мікропор на зовнішній поверхні обробленої деталі сприяє кращому утриманню мастила, а відповідно покращує трибологічні властивості поверхні.

Враховуючи також простоту використаного для електроіскрової обробки обладнання, цей спосіб реставрації може бути рекомендований для застосування в авторемонтних майстернях.

ЛІТЕРАТУРА

1. Автомобили ЗИЛ. Техническое обслуживание и ремонт ЗИЛ-157К, ЗИЛ-130, ЗИЛ-131. Часть 1. [Зарубин А.Г., Зубарев А.А., Семенков П.Л., Хмелин Б.Ф.]. – М.: Транспорт, – 1971. – 367 с.

2. Лазаренко Б.Р., Лазаренко Н.И. Современный уровень развития электроискровой обработки металлов / Б.Р. Лазаренко, Н.И. Лазаренко // Электроискровая обработка металлов. – 1957. – № 1. – С. 9 – 37.

3. Лазаренко Н.И. Электроискровое легирование металлических поверхностей / Н.И. Лазаренко, Б.Р. Лазаренко // Электроискровая обработка металлов. – 1977. – № 3. – С. 12 – 16.

4. Размерная электрическая обработка металлов / [Артамонов Б.А., Вишницкий А.Л., Волков В.С., Глазков А.В.]. – М.: Высшая школа, 1978. – 559 с.

5. Установка "Элитрон -24А": Паспорт. – Кишинев: Академия наук МССР, 1989. – 21с.

6. Черток Б.Е. Лабораторные работы по технологии металлов / Б.Е. Черток. – М.: Машгиз, 1961 – 183 с.

7. І. Прунько Відновлення зношених поверхонь штоків нафтопромислових насосів електроіскровим нарощуванням і зміцненням / Прунько І., Богатчук Ю., Марков А. // Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій / [Під заг. ред. В.В. Панасюка]. – Львів: Фізико-механічний інститут ім. Г.В.Карпенка НАН України, 2009. – С. 569 – 574.

8. І.Б. Прунько Структура і залишкові напруження в поверхневому шарі сталі 45 після електроіскрового оброблення електродами зі сплавів Т15К6 та ВК8 / І.Б. Прунько, Ю.І. Богатчук, М.М. Студент // Наукові нотатки. – Луцьк: Луцький національний технічний університет, 2009. – С.255 – 260.

ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ СТАЛЬНЫХ ГАЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ ЭЛЕКТРОКОНТАКТНОЙ ОБРАБОТКОЙ

[1]Ворона Т. В., [2]Ивченко Т.И., [3]Николайчук В.Я.
[1]Центральноукраинский национальный технический университет (Украина)
[2]Херсонская государственная морская академия (Украина)
[3]Виннницкий национальный аграрный университет (Украина)

Актуальность исследований. Одной из актуальных задач материаловедения является замена дорогих высоколегированных сталей и сплавов, из которых изготовлены детали судовых машин и механизмов (СММ), на более дешевые с повышенной износостойкостью. Эта задача решается путем нанесения на рабочие поверхности деталей износостойких покрытий при использовании наиболее экономически целесообразных как материалов, так и технологий их нанесения и обработки. Перспективными материалами для износостойких покрытий является стали ферритного и мартенситного классов, главная особенность которых - способность к структурно-фазовых превращений при термодеформационном воздействии. В исследованиях К.А. Ющенко, Ю. Борисова, Ю.А. Харламова, М.И. Черновола, В.С. Ивашка, М.А. Белоцерковского показано, что для создания износостойких покрытий целесообразно использовать более дешевые и простые в реализации методы газопламенного (ГПН) и электродугового (ЭДН) напыления. Вместе с тем, при реализации этих методов максимальная твердость стальных покрытий недостаточная (35…40 HRC), что существенно снижает их износостойкость и ограничивает область применения. В данной работе предлагается повысить износостойкость ГПН/ЭДН - покрытий из сталей ферритного и мартенситного классов электроконтактной обработкой (ЭКО).

Цель исследований - повышение износостойкости газотермических покрытий из сталей мартенситного и ферритного классов путем их электроконтактной обработки и исследование влияния ЭКО на структурно-фазовые превращения в ГПН/ЭДН – покрытиях.

Методы исследования. Для реализации поставленных задач использовался комплекс экспериментальных методов исследования физико - механических свойств покрытий и методы металлографического и рентгеноструктурного анализа для изучения их микроструктуры и фазового состава. Микротвердость определяли на микротвердомере "Micromet-II", адгезионную прочность - с помощью установки СИИТ - 3 в ИПП им. Г.С. Писаренко НАН Украины, интенсивность износа - на машине типа 2070СМТ-1 и трибометре МТВП-9М. Абразивный износ оценивали с использованием свободного абразива. Обработка полученных данных осуществлялась с помощью пакета прикладных программ (ППП ПРИАМ) с использованием методов математической статистики.

Результаты исследований. В работе представлены результаты исследований, которые позволяют решить научно-техническую задачу создания рабочих поверхностей деталей СММ с повышенной износостойкостью путем нанесения покрытий методами ГПН/ЭДН проволочных сталей мартенситного (40Х13) и ферритного (Св-08) классов с последующей их ЭКО. Эффект повышения износостойкости достигается за счет структурно-фазовых γ-Fe (А) $\rightarrow$ α-Fe (М) превращений в газотермических покрытиях из этих сталей в результате их электроконтактной обработки. В работе приведены исследования микроструктуры, физико-механических свойств и износостойкости ГТН - покрытий в зависимости от режимов их формирования. Показано, что повышение твердости и износостойкости обеспечивается за счет структурно-фазовых превращений в материале напыленного покрытия.

В работе в результате исследований установлено, что электроконтактная обработка газотермических покрытий снижает их пористость до 2,08…3,03%, повышает микротвердость до 7,4…8,5 ГПа и износостойкость в 2…4 раза при оптимальных

параметрах ЭКО (силе тока I, давлении P, времени импульсов $t_{им}$ - пауз $t_п$), которые определены с помощью математического моделирования и подтверждены экспериментально, и для проволочных сталей ферритного класса СВ-08 составляют: I=3,0 кА; P=15 МПа; $t_и=t_п=0,02$ с, а для сталей мартенситного класса 40Х13: I=6,0 кА; P 30 МПа; $t_{им} = t_п = 0,04$ с. Показано, что уровень свойств ГПН/ЕДН - покрытий из сталей Св-08)/40Х13 (микротвердость, износостойкость) обеспечивается γ-Fe (А) → α-Fe (М) превращениями в них при ЭКО и контролируется степенью насыщения мартенситной α-Fe (М) - фазы углеродом, который увеличивается с повышением содержания углерода и оксидов в покрытии. С помощью рентгенофазового анализа установлено, что в покрытиях из сталей Св-08/40Х13 наряду с основными фазами мартенсита и аустенита присутствует незначительное количество оксидов и карбидов железа (3-5%), при этом количество мартенситной α-Fe(М) - фазы, ответственной за износостойкость, повышается с увеличением содержания углерода в покрытии. При этом плавное уменьшение микротвердости по толщине ГТН - покрытий из сталей 40Х13 и Св-08 после их ЭКО обеспечивает адгезионную прочность покрытий 180-220 МПа и минимизирует вероятность их отслоения.

Выводы. В результате проведенных исследований в работе: представлены способ и схемы создания износостойких стальных покрытий, включающих ГПН/ЭДН и ЭКО. разработаны математические модели зависимостей износостойкости и пористости покрытий, полученных ГПН/ЭДН от технологических параметров их ЭКО; определен фазовый состав и микротвердость ГПН/ЭДН - покрытий из сталей мартенситного (40Х13) и ферритного (Св-08) классов после их ЭКО; исследовано влияние электроконтактной обработки на физико-механические свойства (пористость, адгезионную прочность, износостойкость) покрытий, полученных ГПН/ЭДН проволочных сталей 40Х13 и Св-08; определенна интенсивность абразивного износа ГПН/ЭДН - покрытий из сталей 40Х13 и Св-08 после их электроконтактной обработки; оптимизированы режимы ЭКО напыленных покрытий; разработаны практические рекомендации для создания износостойких покрытий из сталей мартенситного и ферритного классов комбинированным методом, который включает ГПН/ЭДН и ЭКО.

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПАЛИВНИХ СИСТЕМ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ШЛЯХОМ ПОКРАЩЕННЯ ПРОТИЗНОШУВАЛЬНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПАЛИВА

Воронін С.В., Каграманян А.О, Онопрейчук Д.В., Горбачов М.В.
Український державний університет залізничного транспорту (Україна)

Вступ. Підвищення вимог до надійності, техніко-економічних та екологічних показників енергетичних установок на транспорті потребує розробки та впровадження способів покращення протизношувальних властивостей дизельних палив та зменшення зношування паливної апаратури. На сучасному етапі розвитку науки і техніки такими способами є утворення потрібного фракційного складу палива та його стабілізація у часі, введення функціональних присадок, використання сучасних технологій і обладнання для тонкої очистки палива та промивки паливних систем, використання зовнішніх силових полів для інтенсифікації формування граничного змащувального шару на поверхнях тертя деталей паливної апаратури.

Актуальність досліджень полягає в тому, що спосіб впливу силових полів на дизельне паливо покращеної якості, яке містить протизношувальні та інші присадки є перспективним. Раніше проведенні дослідження з обробки гідравлічних та моторних олив електростатичним полем показали зменшення швидкості зношування пар тертя до 3 разів. Дизельне паливо як і гідравлічні та моторні оливи є продуктом переробки нафти, а отже мають подібну будову, що дає можливість стверджувати про позитивні результати досліджень. Отже, для досягнення такої мети необхідно вирішити такі задачі: розглянути фізику процесу впливу силових полів на дизельне паливо; провести випробування дизельного палива на трібологічні властивості в умовах елктрообробки.

Результати досліджень. Із зростанням технологій виготовлення паливної апаратури та «жорсткості» роботи їх вузлів тертя, вимоги до дизельного палива зросли. Із появою палив типу «Євро» в технічних умовах до палив з'явилася характеристика мастильної здатності, яка оцінюється по діаметру плями зносу зразків, що випробуються на машинах тертя із зворотно-поступальним рухом. Для забезпечення змащувальних властивостей в дизельні палива почали вводити протизношувальні присадки, такі як метилові ефіри жирних кислот у кількості до 5 %, а також нафтенові кислоти та їх солі. Молекули вказаних присадок є поверхнево-активними речовинами (ПАР), які володіють постійним електричним дипольним моментом та формують, завдяки цьому, на поверхнях тертя граничні змащувальні шари товщиною від одного до декількох молекулярних шарів. Однак, наявність постійного дипольного моменту у молекул ПАР призводить до їх агрегації в об'ємі дизельного палива, що не відповідає умовам ефективного формування граничного змащувального шару. Таке твердження справедливе, оскільки граничний шар формується за рахунок взаємодії одиночних молекул ПАР із поверхнею тертя, а розташування молекули присадки в зв'язаному вигляді, тобто в агрегаті, перешкоджає силовому полю поверхні тертя «витягнути» на себе поодиноку молекулу. Для інтенсифікації процесу формування граничного шару на поверхнях тертя паливної апаратури необхідно вводити підготовчий етап, спрямований на руйнування молекулярних агрегатів безпосередньо перед подачею дизельного палива до вузлів тертя. Таким етапом є обробка дизельного палива зовнішніми силовими полями, які мають таку ж природу, що й природа зв'язків молекул ПАР в агрегатах. З колоїдної хімії та молекулярної фізики відомо, що молекули ПАР в агрегатах пов'язані між собою силами Ван-дер-Ваальсу, які мають електричну природу.

Таке теоретичне твердження підтверджується експериментальним дослідженням впливу електрообробки дизельного палива на його трібологічні характеристики, що були проведені на чотири кульковій машині тертя (ЧКМ) за ГОСТ 9490-75 з деякими змінами. Змін торкнулася чаша з кульками, яка була замінена чашою з можливістю протікання палива. Також була розроблена система подачі палива з регулятором швидкості потоку для

забезпечення наближеної до реальної швидкості руху дизельного палива в паливних системах. В систему подачі палива було вмонтовано лабораторний пристрій електростатичної обробки палива, що складається з корпусу в якому закріпленні коаксіально розташовані електроди, через які проходить паливо. Подачу напруги на електроди забезпечував електронний пристрій живлення з регулятором напруги.

Результати даних випробувань показали, що протизношувальні властивості дизельного палива, зокрема діаметр плями зносу кульок (показник зносу) зменшився на 22%. Це дає можливість стверджувати, що надійність роботи прецензійних механізмів, які регламентують роботу всієї паливної системи, при використанні обробленого палива підвищиться. Для більш точної оцінки та прогнозування таких показників надійності як, безвідмовність та довговічність трібологічних елементі паливної системи, необхідно провести ряд додаткових випробувань за різними стандартами та методиками з детальним моделюванням процесів тертя в трібосполученнях паливної системи.

Висновки. Під впливом силового поля надмолекулярні структури ПАР в дизельному паливі перебудовуються, що інтенсифікує процес формування граничного шару силовим полем поверхні тертя. Проведені випробування на ЧКМ тертя показали, що використання електростатичної обробки дизельного палива підвищує його протизношувальні властивості, які характеризуються зменшенням діаметру плями зносу на 22 %. Це дає можливість стверджувати про доцільність використання електрообробки дизельного палива з метою підвищення надійності паливної системи дизельного двигуна.

ЛІТЕРАТУРА

1. Нанотехнології на залізничному транспорті [текст]: навчальний посібник / Є.М. Лисіков, С.В. Воронін, О.О. Скорик, Д.В. Онопрейчук. – Харків: ДІСА ПЛЮС, 2013.- 212 с.

2. Лысиков Е.Н. Надмолекулярные структуры жидких смазочных сред и их влияние на знос технических систем [текст] / Е.Н. Лысиков, В.Б. Косолапов, С.В. Воронин. – Харьков: ЭДЭНА, 2009. – 274 с.

3. Повышение ресурса технических систем путем использования электрических и магнитных полей [текст]: монографія / Е.Е. Александров, И.А. Кравец, Е.Н. Лысиков и др. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – 544 с.

4. Effects of electric and magnetic fields on the behavior of oil additives S.V. Voronin, A.V. Dunaev, 2015, published in Trenie i Iznos, 2015, Vol. 36, No. 1, pp. 41–49.

5. Воронін С.В. Формування доменів рідких кристалів у змащувальних матеріалах під дією зовнішніх силових полів / С.В Воронін // Збірн. наук. праць УкрДАЗТ. Вип.127. – Харків: УкрДАЗТ, 2011. – 213-219 с.

6. Воронін С.В. Дослідження трибологічних характеристик смектичного шару граничної плівки / С.В Воронін, В.О. Стефанов // Проблеми трибології Вип. 2. Хмельницький національний університет. - 2014, 58-64 с.

ДО ПИТАННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ РОБОТИ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ НА БІОГАЗІ З ВІДХОДІВ ТВАРИННИЦТВА

Гаєва Л.І., Дикун Т.В.
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу (Україна)

На сьогоднішній день частка відновлюваних джерел енергії (ВДЕ) в світовому енергетичному балансі невелика – близько 14%, а внесок біомаси – близько 1,8 %. Але, як показує практика, навіть незначні коливання на ринках енергетичних ресурсів викликають сильні зміни цін. Це говорить про те, що роль альтернативної енергетики на ринках буде тільки рости. У структурі альтернативної енергетики в світі енергія біомаси складає до 13 %. За прогнозами вчених, частка відновлюваних джерел енергії до 2040 р досягне 47,7 %, а внесок біомаси – 23,8%.

«Біоенергетика» вирішує двоєдину проблему отримання палива та охорони навколишнього середовища. Джерелом для виробництва біопалива є біомаса, що представляє собою біологічні компоненти продуктів і відходів сільського господарства (як рослинного, так і тваринного походження), лісового господарства та пов'язаних з ними виробництв, а також промислових і побутових відходів. Ефективності енергетичного використання біомаси останнім часом приділяється особлива увага.

Досвід експлуатації автомобілів із використання біогазу як моторного палива підтверджує можливість його застосування в традиційних конструкціях двигунів. Проте, для розрахунку техніко-експлуатаційних показників роботи двигунів внутрішнього згоряння необхідно знати теплофізичні властивості робочого тіла та його продуктів згоряння. За своїми характеристиками очищений повністю або частково біогаз подібний до природного газу. Усереднений компонентний склад біогазу з відходів тваринництва складає, % об.: CH_4 – $53 \div 70$; CO_2 – $30 \div 40$; N_2 – 0,2; H_2S – сліди (0,1). Вміст аміаку складає 0…5 мг/н.м^3. Через те, що біогаз містить сірководень, аміак та вологу, щоб уникнути корозії деталей двигуна, їх необхідно вилучати. Від вологи його очищають у конденсаційних ємностях, збудованих у трубопроводах біогазу. Методи очищення біогазу від сірководню можуть бути поділені на біологічні і хімічні. З хімічних найпоширеніші методи з додаванням хлориду заліза до зброджувальної сировини за реакцією:

$$2Fe^{3+} + 3S^{2-} \rightarrow 2Fe + 3S \qquad (1)$$

Цей метод легко реалізується і має високу ефективність.

Адсорбційний метод заснований на адсорбції сірководню при проходженні біогазу через ємність із гранулами оксиду заліза за реакцією:

$$Fe_2O_3 + 3H_2S \rightarrow Fe_2S_3 + 3H_2O \qquad (2)$$

Розрахунок об’ємної теплоти згоряння біогазу здійснюється за залежністю:

$$Q_{б.г.} = \sum Q_{i\,г} \times n_i \ , \qquad (3)$$

де $Q_{i\,г}$ – нижча теплота згоряння і-го компоненту біогазу, кДж/м^3;

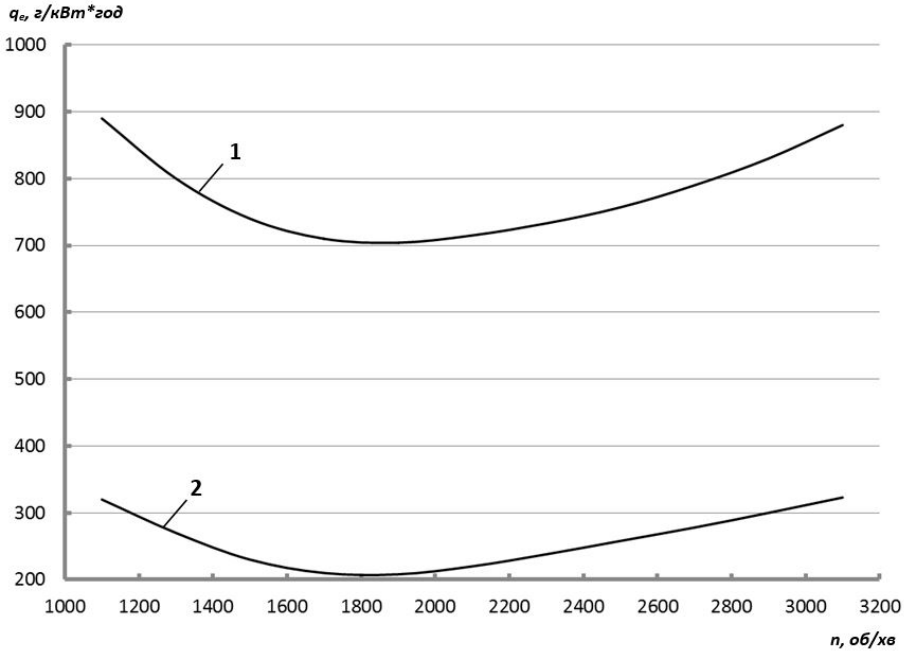
n_i – об’ємна частка і-го компонента у біогазі.

Нижча теплота згоряння газового палива, коли відомий його елементний склад, може бути розрахована за формулою (кДж/м^3):

$$Q_н = 108H_2 + 126CO + 234H_2S + 358CH_4 + 638C_2H_6 + 913C_3H_8 + 1187C_4H_{10}, \qquad (4)$$

де $H_2, CO, H_2S, CH_4, C_2H_6, C_3H_8, C_4H_{10}$ – вміст в паливі відповідних компонентів, % об.

Одним із основних техніко-економічних показників роботи двигуна внутрішнього згоряння є питома ефективна витрата палива q_e. У результаті аналітичних досліджень отримано значення зміни питомої ефективності витрати палива для двигуна ЗИЛ – 130 при роботі на бензині та біогазі з відходів тваринництва (рис.1).



1– біогаз; 2 – бензин

Рисунок 1. Залежність питомої ефективної витрати палива для двигуна ЗИЛ – 130 від числа обертів для біогазу з відходів тваринництва і стандартного бензину

При використанні біогазу з відходів тваринництва концентрація енергії в 1 м^3 горючої суміші при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1$ є менша, складає тільки $Q_{г.с.}$= 2000 ÷2200 кДж/м^3 (при вмісті метану 62%). Для бензиноповітряної суміші в цьому випадку $Q_{г.с.(б)}$= 3600 кДж/м^3 , а для газоповітряної суміші – $Q_{г.с.(г)}$= 3400 кДж/м^3 . Тобто зниження теплоти в 1 м^3 горючої суміші двигунів для біогазу з відходів тваринництва складає 42 %, а для метану (природний газ) – тільки 8%. Ефективна потужність двигунів знижується на 15…20 % порівняно з стандартним мінеральним паливом. В результаті цього питома ефективна витрата палива для двигуна автомобіля ЗИЛ – 130 у порівнянні з стандартним паливом буде значно більша.

Висновки:

1. При роботі на біогазі з відходів тваринництва питома ефективність витрати палива у порівнянні з роботою на стандартному бензині зростає на 70 ÷ 95%.

2. Найнижча питома ефективна витрата палива спостерігається в інтервалі 1900…2200 хв$^{-1}$.

3. З метою доведення раціональності використання біопалива з відходів тваринництва необхідно провести розрахунок економічної ефективності його використання.

ЛІТЕРАТУРА

1.Биогаз [Електронний ресурс]. – Режим доступу: URL: http://danosha.com.ua/ua/vyrobnytstvo/biohaz.html.

2.Биогаз [Електронний ресурс]. – Режим доступу: URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/Біогаз.

3. Гелетуха Г.Г. Перспективы производства тепловой энергии из биомассы в Украине / Г.Г. Гелетуха, Т.А. Железная, Е.Н. Олейник // Промышленная теплотехника. – 2013. – Т.35, №5. – С.48-55.

4. Носенко Ю.М. Біогаз: стан та перспективи використання / Ю.М.Носенко, Н.П.Чуйко// Аграрні вісті. – 2008. – №6. – с.10.-13.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ НАВАНТАЖЕННЯ ДЛЯ МОНОКРИСТАЛІЧНИХ ТА ПОЛІКРИСТАЛІЧНИХ СОНЯЧНИХ БАТАРЕЙ

Гнатов А.В., Аргун Щ.В., Дзюбенко О.А.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет (Україна)

Вступ. У наш час відновлювальні види енергії, у тому числі і сонячна, розвиваються досить інтенсивно. Тому триває активний пошук способів пристроїв підвищення продуктивності існуючих систем, що дозволяють максимально ефективно перетворити енергію сонця в електричну енергію. Тут можна виділити два напрямки – пряме перетворення сонячного випромінювання в електричний струм, і багатокрокове (тобто перетворення сонячної енергії в тепло, далі в механічну роботу, а потім в електроенергію) [1].

Актуальність досліджень. Розробка альтернативних та децентралізованих джерел електричної енергій на цей час є вельми актуальною. Особливо це стосується транспортної галузі. На цей час ринок сонячних батарей (СБ) складається з декількох різних зразків, що відрізняються технологією виготовлення і матеріалами з яких їх виробляють [2-5].

Батареї, основою яких служить кремній, на сьогоднішній день є найбільш популярними та поширеними. Пояснюється це широким розповсюдженням кремнію в земній корі, його відносною дешевизною і високим показником продуктивності, в порівнянні з іншими видами СБ.

Переважна більшість чарунок сонячних перетворювачів сучасних серійних СБ (або фотомодулів) виготовляється з монокристалічного (C-Si), або полікристалічного (MC-Si) кремнію. На сьогоднішній день такі кремнієві фотоелектричні модулі займають близько 90 % ринку фотоелектричних перетворювачів, з яких приблизно 2/3 припадає на полікристалічний кремній і 1/3 на монокристалічний. Далі йдуть сонячні модулі, фотоелементи яких виготовлені за тонкоплівковою технологією – методом осадження, або напилення фоточутливих речовин на різні підкладки. Суттєва перевага модулів з цих елементів – є більш низька вартість продукції, адже для них потрібно приблизно в 100 разів менше матеріалу в порівнянні з кремнієвими пластинами. Найменш поширені багатоперехідні СБ з так званих тандемних, або багатоперехідних чарунок (multijunction cells) [6].Аналізуючи наведені літературні джерела [1–6] стає очевидно, що на сьогодні найбільш поширеними і доступними є полі- і монокристалічні СБ. Тому, при подальших дослідженнях, будемо спиратися тільки на ці два типи СБ.

Постановка задачі. Визначення оптимального параметру активного навантаження для монокристалічних та полікристалічних сонячних батарей, що відповідає критерію передачі максимальної потужності в навантаження.

Результати дослідження. В роботі [6] сформульовані основні вимоги ефективної роботи СБ. По-перше, для забезпечення поглинання максимально можливої кількості енергії випромінювання, що потрапляє на СБ, оптичний коефіцієнт поглинання фотоелектричного шару повинен бути близьким до одиниці. По-друге, фотогенеруємі носії повинні ефективно збиратися на контактних електродах з обох сторін фотоелектричного шару, що містить *p*-*n*-перехід. По-третє, СБ повинна мати оптимальну висоту бар'єру в *p*-*n*-переході, достатню для забезпечення високого значення Uхх, але не дуже велику. Це необхідно для того, щоб запобігати поглинанню фотонів сонячного спектру. По-четверте, повний опір зовнішнього кола, що включене послідовно з СБ, має відповідати критерію передачі максимальної потужності в навантаження, тобто бути рівним опору самої СБ.

Виконання перших трьох пунктів не залежить від звичайного споживача, бо визначається виробником СБ. Виконання ж четвертого пункту – це вже задача споживача (завдання програмно-апаратних засобів, що контролюють навантаження та характеристики роботи СБ під час їх експлуатації). Отже виникає нагальне питання, яким повинно бути зовнішнє навантаження СБ та як воно повинно змінюватися в залежності від конкретних

умов експлуатації (інтенсивність сонячного освітлення, кута нахилу панелі, температури нагрівання панелі тощо). Звісно, щоб проаналізувати всі наявні зовнішні чинники експлуатації СБ потрібно провести досить велику кількість експериментальних та теоретичних досліджень. Тому будемо досліджувати їх по-черзі та приводити їх результати в науково-технічній періодиці по мірі їх виконання.

В цій роботі представимо результати перших з запланованих досліджень, а саме вольт-амперної характеристики та залежність потужності згенерованої електроенергії від активного навантаження, що підключається до СБ. Це дозволить визначитись зі значенням навантаження при якому буде спостерігатися найбільше значення згенерованої електричної потужності, а отже спостерігатися виконання критерію передачі максимальної потужності в навантаження [6]. Для проведення досліджень було вибрано найбільш поширені та доступні в Україні СБ – це монокристалічна та полікристалічна потужністю 100 та 110 Вт відповідно [7]. Технічні характеристики вибраних СБ приведені в табл.1

Таблиця 1.Технічні характеристики сонячних панелей

Параметр	**Монокристалічна СБ**	**Полікристалічна СБ**
Модель:	FS-100M/100\W	FS-110P/110W
Вага, кг:	8,45	9,18
Номінальна потужність, Вт:	100	110
Номінальна напруга $U_{ном}$, В:	17,50	17,50
Номінальний струм $I_{ном}$, А:	5,72	7,72
Напруга при розімкнутому контурі $U_{хх}$, В	21,60	21,60
Струм короткого замикання $I_{кз}$, А	6,46	7,10
Габарити ВхДхШ, мм:	1070x670x35	1170x670x35

Експериментальні дослідження. Навантаження, що підключається до СБ у відповідності до схеми експерименту (рис. 1) змінюється в діапазоні: 2-10 Ом. Крок зміни – 0,5 Ом. Температура поверхні СБ складає ~45 °С. Вимірювання проводяться під час короткочасного замкнення кола навантаження СБ, що дозволяє позбавитися залежності опору навантаження від температури. Вимірювання струму та напруги у відповідності до рис. 3 проводяться цифровими мультиметрами APPA 82. Кут нахилу СБ 35°÷40°.

Вимірювання проводились циклічно – в прямому та зворотному напрямку (для зменшення похибки), що відповідає поступовому збільшенню та зменшенню опору навантаження.

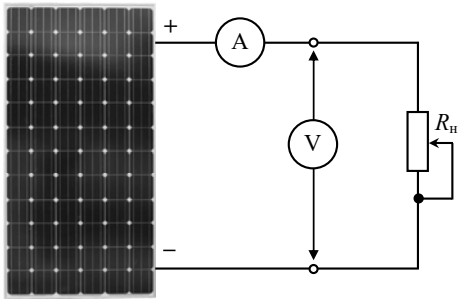
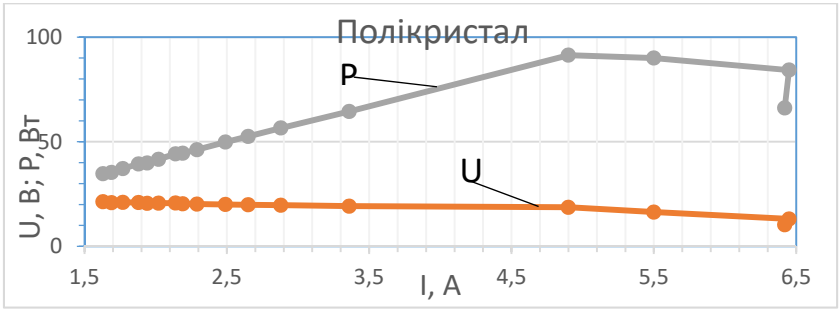
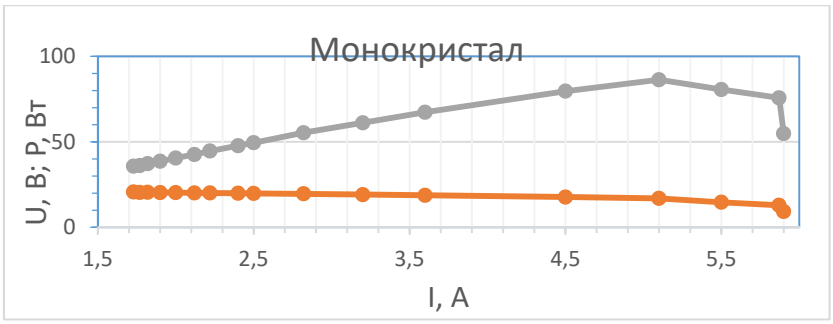


Рисунок 1. Схема експерименту

Проведено серію вимірювань, усереднені значення яких представлено у виді графіків на рис. 2. Перша точка (найменше значення стуму) відповідає активному опору навантаження 10 Ом, остання – 2 Ом. Більші та менші значення опору навантаження для вибраних панелей досліджувати недоцільно у зв’язку з малою ефективністю роботи панелі в цих діапазонах навантаження, що наглядно видно з отриманих графіків.



а



б

Рисунок 2. Експериментальні характеристики: а – полікристалічна СБ; б – монокристалічна

Висновки. Аналізуючи отримані результати (рис. 2) стає очевидно, що СБ мають найбільшу ефективність своєї роботи (у відповідності до максимальної згенерованої потужності) в діапазоні активного навантаження від 3 Ом до 3,5 Ом. Отже, при використанні такого типу та номінальної потужності СБ необхідно підтримувати навантаження, що до них підключається в зазначеному діапазоні. Використовувати ці СБ з навантаженням, що виходить за означені межі є неефективним. Також слід зазначити, що на ефективність роботи СБ впливає її нагрівання, тобто, чим вища температура поверхні СБ, тим менша її ефективність. Ще один не менш значимий чинник – це кут нахилу СБ у відповідності до промінів сонячного випромінювання. Під час експериментальних досліджень кут нахилу підтримувався в межах 35÷40°, що є оптимальним показником для широти на якій знаходиться більша частина України в літні місяці.

ЛІТЕРАТУРА

1. Типы солнечных батарей и их КПД // Матеріали сайту – 2015. – Режим доступу: http://utem.org.ua/materials/show/tipy_solnechnyh_batarey

2. Разбираемся в многообразии видов солнечных панелей // Матеріали сайту – 2016. – Режим доступу: http://altenergiya.ru/sun/mnogoobrazie-vidov-solnechnyx-panelej.html

3. Green M. A. Third generation photovoltaics: advanced solar electricity generation // Spriinger-Verlag, Berlin. – 2003. – 160 c. doi: 10.1007 / b137807.

4. Marti A. Next Generation Photovoltaics / A. Marti, A. Luque. – Bristol: Institute of Physics Publ., 2004. – 344 c. ISBN 0 7503 0905 9.

5. Bauer T. Thermophotovoltaics: Basic Principles and Critical Aspects of System Design. – Berlin: Springer-Verlag, 2011. – 202 c. doi: 10.1007/978-3-642-19965-3.

6. Миличко В. А. и др. Солнечная фотовольтаика: современное состояние и тенденции развития // Успехи физических наук. – 2016. – Т. 186. – №. 8. – С. 801-852. doi: 10.3367/UFNr.2016.02.037703.

7. Solar Фрунзе // Матеріали сайту – 2017. – Режим доступу: https://frunzesolar.com.ua.

ПОРІВНЯННЯ МАСОВИХ ПОКАЗНИКІВ ГТУ З РЕГЕНЕРАЦІЄЮ ТЕПЛОТИ ТА З ПОВІТРЯНИМ УТИЛІЗАЦІЙНИМ КОНТУРОМ

Горбов В.М., Соломонюк Д.М.
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова (Україна)

Вступ. Завдяки високій агрегатній потужності, малим масо-габаритним показникам, маневреності, простоті конструкції, ремонту та обслуговування газотурбінні установки (ГТУ) отримали широке розповсюдження у військовому кораблебудуванні. Проте впровадженню ГТУ на транспортному флоті перешкоджала їх невисока паливна економічність [1].

Застосування складних газотурбінних циклів з регенерацією теплоти, регенерацією та з проміжним охолодженням і/або з проміжним перегрівом, напівзамкнених регенеративних ГТУ і ГТУ з повітряною надбудовою дозволяє вже при помірних температурах газу (950–1000°С) підвищити ККД до 40–50% [2].

Актуальність досліджень. З метою підвищення ефективності морських ГТУ фірмами Rolls-Royce і Westinghouse для військово-морських сил США була розроблена газотурбінна установка WR-21 з проміжним охолодженням і регенерацією (потужність 25,2 МВт, ККД 43 %) [3]. Для приводу суднового генератора фірмою Solar Turbines Inc. була запропонована газотурбінна установка Mercury-50 з регенерацією теплоти (потужність 4,6 МВт, ККД 38,5 %) [4]. В Росії в 2011 р. ВАТ "Пролетарський завод" виконало роботи з модернізації суднового ГТД для приводу синхронного генератора потужністю 1,25 МВт. ГТД був дообладнаний регенератором, що підвищило його ККД з 20,4 % до 28,3 % [5].

Поряд з цим ряд авторів [6, 7] запропонував для підвищення ККД серійних газотурбінних двигунів дообладнувати їх повітряними утилізаційними турбінами (ГТУ з ПУТ). В таких установках відхідні гази серійного ГТД передають своє тепло у теплообміннику-повітропідігрівачі повітрю, яке стискається у окремому компресорі і після повітропідігрівача розширюється у повітряній турбіні. Очікується, що при використанні ПУТ потужність ГТУ підвищиться на 6–16%, а загальний ККД установки – до 45 %.

Постановка задачі. У ГТУ складних циклів теплообмінні апарати (регенератор, охолоджувачі повітря й ін.) складають до 50–80 % від загальної маси установки, причому найбільші масові показники має регенератор. При використанні дорогих легованих сталей вартість регенератора може бути порівняння з вартістю двигуна. У зв'язку із цим зменшення масогабаритних показників регенеративних ГТУ при забезпеченні високої економічності, надійності і проектного ресурсу є актуальною задачею. Метою даного дослідження є визначення перспективного варіанту вдосконалення ГТУ, при якому досягаються менша маса установки і регенератора.

Результати досліджень. У складі газотурбінної установки можна виділити наступні елементи, які найбільше впливають на її масогабаритні показники: газотурбінний двигун, регенератор, газоходи і повітроводи. Із аналізу масових показників конвертованих ГТД виробництва ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект" [1], встановлено, що їх масу можна представити у вигляді залежності від витрати робочого тіла G і ступеня підвищення тиску $\pi_к$:

$$M_{ГТД} = M(G) \cdot M(\pi_к), \quad (1)$$

де $M(G)$ – складова, яка враховує вплив витрати робочого тіла на масу ГТД:

$$M(G) = -1{,}40 \cdot 10^{-4} \cdot G^2 + 0{,}193 \cdot G - 1{,}60, \quad (2)$$

а $M(\pi_к)$ – складова, яка враховує вплив ступеня підвищення тиску на масу ГТД:

$$M(\pi_к) = 0{,}3262 \cdot \pi_к^{0{,}4105} \quad (3)$$

В залежності від потужності установки та ступеня регенерації маса ГТД з допоміжними механізмами, встановленими на рамі, в існуючих регенеративних ГТУ промислового типу з пластинчастими регенераторами може складати від 19 % до 63 % від

маси установки. В установках з трубчатими регенераторами – від 8 % до 51 %. В сучасних установках з конвертованими ГТД ця величина знижується до 7–11 %.

В розроблених у XX ст. ГТУ з газотурбінними двигунами промислового типу маса пластинчастого регенератора може скласти від 12 до 56% від маси установки, трубчатого – від 24 до 67 %. В сучасних ГТУ з конвертованими ГТД авіаційного типу, які відрізняються від ГТД промислового типу значно меншими габаритами і масою, частка регенератора у загальній масі установки збільшується до 69–82 %.

Частка допоміжного обладнання, в першу чергу газоходів і повітроходів, у загальній масі установки складає 19–31 % для регенеративних ГТУ промислового типу і 11–19 % у сучасних установках з конвертованими ГТД.

Аналіз проведено для гладкотрубного змійовикового регенератора (рис. 1) проекту ДП НВКГ "Зоря"-"Машпроект" [8], метод визначення раціональних параметрів регенератора, які забезпечують його мінімальну масу приведено у [9].

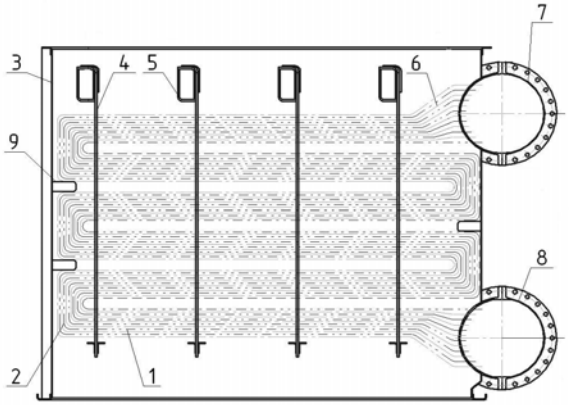


Рисунок 1. Секція регенератора проекту ДП НВКГ "Зоря"-"Машпроект":
1 – теплообмінний пакет із плоских змійовиків; 2 – калачі; 3 – корпус; 4 – проставки; 5 – балки; 6 – відводи; 7 – роздавальний повітряний колектор; 8 – збиральний повітряний колектор; 9 – витискувач

У самому регенераторі маса розподіляється між теплообмінною матрицею, в якій здійснюється передача теплоти між гарячим і холодним теплоносіями, і елементами конструкції: корпус, короба та калачі, по яким теплоносії переходять між окремими частинами теплообмінної матриці, колектори для підведення та відведення теплоносіїв, ізоляція, силові елементи, що забезпечують міцність матриці. Ці елементи не приймають участь в передачі тепла, проте істотно збільшують масу теплообмінника. Співвідношення між масою матриці ($M_М$) та масою всього теплообмінника ($M_Р$) у розроблених на сьогоднішній день регенераторах знаходиться у діапазоні 0,48 – 0,71.

У ГТУ з повітряним утилізаційним контуром потужність збільшується на 13–16 % порівняно з ГТУ простого циклу [7]. Теплова ефективність теплообмінника–повітропідігрівача повинна бути на рівні 0,8–0,9, внаслідок низької температури вихлопних газів основного ГТД (480–520 °С), якими підігрівають повітря в утилізаційному контурі. Якщо в якості базової установки використовувати ГТУ UGT 15000 виробництва ДП НВКГ "Зоря"-"Машпроект" потужністю 16 МВт, з ККД 34 % (be=239 г/(кВт год)) [1], то при ефективності утилізаційного теплообмінника 0,85 загальна потужність ГТУ з ПУТ буде 18,3 МВт, а ККД – 38,9% [7]. ККД регенеративної ГТУ з початковою температурою 980 °С і ефективністю регенератора 0,85 буде 40,3% (be=202 г/(кВт год)). Витрата повітря через регенератор при потужності ГТУ 18,3 МВт складе 86 кг/с, що на 23% вище ніж через витрата повітря через утилізаційний теплообмінник в ГТУ с ПУТ (70 кг/с). Але внаслідок низького тиску повітря перед утилізаційним теплообмінником (приблизно 0,3 МПа) його маса віднесена до витрати повітря буде у 1,4–1,5 рази більше ніж у регенератора. Внаслідок цього маса утилізаційного теплообмінника в ГТУ з ПУТ перевищить масу регенератора на 22 %, а маса установки на 18 %, при ККД нижчому на 1,4% (рис. 2).

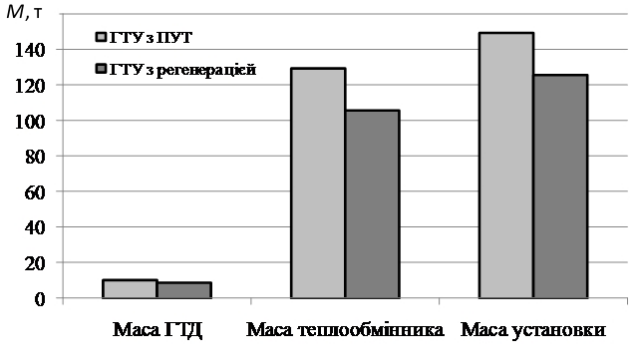


Рисунок 2. Порівняння масових характеристик ГТУ з ПУТ і ГТУ з регенерацією теплоти

Висновки. Встановлено, що при однакових потужностях ГТУ і теплових ефективностях теплообмінників у ГТУ з підігрівом повітря в утилізаційному циклі порівняно з регенеративною ГТУ відносна маса повітропідігрівача буде у 1,4–1,5 разу більше відносної маси регенератора, що приведе до збільшення маси ГТУ з повітряним утилізаційним циклом на 18 % порівняно з регенеративним ГТУ, при питомій витраті палива на 1,4 % вищої ніж у регенеративній ГТУ.

ЛІТЕРАТУРА

1. Николаевские газотурбинные двигатели и установки. [Текст] / Под. ред. В.И.Романова. – ГП НПКГ "Зоря"-"Машпроект", ЦентрНИОКР "Машпроект". –Николаев : Юг-Информ, 2005. – с. 304.

2. Ребров Б.В. Судовые газотурбинные установки [Текст] / Б.В. Ребров – Л.: Судпромгиз, 1961. – 536 с.

3. Weiler C.L. WR–21 Design and Maintenance [Text]/ C.L. Weiler // ASME paper. – 1996. – № 96–GT–328. – 25 p.

4. David Teraji Mercury™ 50 Field Evaluation and Product Introduction/ Teraji David // Industrial Application of Gas Turbines Committee. – 2005.– 10 p.

5. Волков А. И. Модернизация судового газотурбинного двигателя для привода синхронного генератора с целью повышения экономичности / А. И. Волков, С. А. Егоров, М. А. Симкин, М. С. Золотогоров, А. Г. Николаев // Газотурбинные технологии. – 2013. – №1-2. – С.12-16.

6. Торопчин С. Оптимальное предложение пермских двигателестроителей [Електронний ресурс]: Официальный сайт ОДК "Пермские моторы" – Режим доступу до документу: http://www.pmz.ru/pr/other/ntex/ib9/ib9_19-21/

7. Шевцов А.П. Перспективы создания и применения воздушных турбинных теплоутилизирующих установок [Текст] / О.С. Кучеренко, С.Н. Мовчан, А.А. Филоненко, В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Вестник национального технического университета "ХПИ". – Харьков.: НТУ ХПИ, 2008. – №35. – С.89-96.

8. Спицын В.Е. Высокоэффективная газотурбинная установка для ГПА [Текст] / В.Е Спицын, А.Л. Боцула, Д.Н. Соломонюк, В.Н. Чобенко // Вестник национального технического университета "ХПИ". – 2008. – №34. – С.3-6.

9. Gorbov, V. Decreasing the mass indices of gas turbine engines regenerators by means of choosing rational parameters [Текст] / V. Gorbov, D. Solomonuk // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – №6/8(84) – 2016 – с. 12 – 23.

ВПЛИВ ОКСИДІВ АЗОТУ НА НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНІ КОРОЗІЙНІ ПРОЦЕСИ

Горячкін А.В., Колбасенко О.В.
Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макрова (Україна)

Як показують спеціальні дослідження, що проведені на експериментальній установці, при спалюванні водопаливних емульсій міняється характер низькотемпературних корозійних процесів. Зі збільшенням змісту води у емульсії, що спалюється, поступово знижується висота «кислотного корозійного піка». Як показали дослідження швидкості корозії при збільшенні вмісту води до 30% у емульсії, що спалюється, навіть при коефіцієнті надлишку повітря α = 1,5 «кислотний пік» відсутній. Товстий шар забруднень на низькотемпературних поверхнях (НТПН) при температурах металу нижче 130°С пухкий, насичений кислотою, чорного кольору, покритий зовні тонким шаром безбарвних кристалів нітрозилсірчаної кислоти, які при зіткненні з атмосферним повітрям після витягу зразків труб з газоходу в процесі їхнього охолодження поступово розпливаються.

Адсорбційні процеси, що відбуваються в шарі забруднень на НТПН котлів повинні вплинути на хімічні процеси в шарі й на концентрацію токсичних інгредієнтів у димових газах на виході з котла. На додаток до основного процесу утворення H_2SO_4 по контактному механізму в сірчанокислотному виробництві застосовується й процес одержання H_2SO_4 по нітрозному механізму при створенні відповідних умов: адсорбуємий сірчистий ангідрид SO_2 за допомогою діоксида азоту NO_2 у присутності води окислюється до сірчаної кислоти з утворенням нітрозилсірчаної і азотної кислот і виділенням води. При цьому краще поглинання оксидів азоту сірчаної кислоти відбувається при еквімолярному співвідношенні NO і NO_2 у газі (50% NO і 50% NO_2), що має місце при спалюванні ВПЕ. Спеціальні дослідження складу відкладень, змитих з поверхні зразків, показали присутність у залишковій суміші сірчаної й азотної кислот, що підтверджує наявність нітрози.

Результати досліджень швидкості корозійних процесів указують на наявність мінімуму кількості абсорбуємих оксидів азоту (і, відповідно, азотної кислоти у відкладеннях) при температурі стінки близько 100ºС у зв'язку з тим, що з підвищенням концентрації кислоти швидкість абсорбції оксидів азоту сірчаною кислотою зростає, а з підвищенням температури зменшується. Крім того, в зв'язку з витратами оксидів азоту на процес пасивації поверхні металу при концентрації сірчаної кислоти близько 60% спостерігається мінімальна кількість абсорбції оксидів азоту. При збільшенні вмісту води в емульсії з 10% до 17% вміст азотної кислоти зменшується майже у два рази. Використання процесів пасивації при нітрозному виробництві сірчаної кислоти окислювання сірчистого ангідриду оксидами азоту в конденсаті сірчаної кислоти при низьких температурах підтверджують результати наших досліджень.

У зв'язку зі зменшенням змісту оксидів азоту максимальна кількість сірчаної кислоти, що утворюється у області «кислотного піка», знижується. При цьому швидкість корозії знижується не в точній відповідності зі зменшенням кількості сірчаної кислоти, що з'являється у відкладеннях не тільки внаслідок конденсації пар кислоти, але й при окислюванні абсорбуємого сірчистого ангідриду оксидами азоту при практично однаковому змісті сірки *S* у мазуті М-40. Згідно літературних даних стійкість вуглецевої сталі до дії порівняно малоконцентрованої сірчаної кислоти, що отримана при нітрозному методі, обумовлена тим, що оксиди азоту, що втримуються в цій кислоті, пасивують поверхню сталі.

Таким чином, наявність вмісту оксидів азоту в димових газах суттєво впливає на швидкість низькотемпературної корозії.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ВОДЫ ВОДОТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ НА ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ И ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Горячкин А.В., Колбасенко О.В.
Херсонский филиал Национального университета кораблестроения
имени адмирала Макарова (Украина)

На основе полученных в результате исследований зависимостей эмиссии вредных веществ и токсичности дымовых газов, скорости коррозии, значений тепловых потерь и КПД, а также расхода топлива от содержания воды в эмульсии построена номограмма, которая предоставляет следующие возможности. При принятом ресурсе работы низкотемпературной поверхности (т.е. скорости коррозии, например, 0,25 мм/год, что обеспечивает ресурс металла около 10 лет при толщине стенки 2,5 мм) определяется необходимое количество воды в водотопливных эмульсиях (ВТЭ), а затем содержание вредных веществ в газах и их токсичность. Кроме того, появляется возможность определения максимального значения КПД, если конструкция котла обеспечивает соответствующую $\vartheta_{ух}$ и полное сгорание топлива при минимально возможном α. Если имеющаяся конструкция котла не обеспечивает минимальную $\vartheta_{ух}$ на уровне 100...110°С и минимально возможный избыток воздуха α, то необходимо принимать соответствующие конструктивные и организационные решения для их уменьшения. Номограмма предоставляет возможность по принятому содержанию воды W^r в эмульсии (например, исходя из необходимости уничтожения определенного количества грязных нефтесодержащих вод или необходимого уровня токсичности дымовых газов) определить ресурс работы металла котлов, значений КПД при имеющихся значениях α и $\vartheta_{ух}$. Кроме того, возможно при достигнутом при эксплуатации котла α и $\vartheta_{ух}$ и имеющемся количестве воды в топливе оценить необходимость реконструкции топливной системы с целью увеличения содержания воды в эмульсии, что всегда возможно, т.к. нет необходимости менять форсунку при переходе на сжигание ВТЭ и рекомендуется множество схем гомогенизации тяжелых топлив, что одновременно обеспечивает и подготовку эмульсии (необходимо только дозирование необходимого количества воды). При всех вариантах рассуждений есть возможность одновременно оценить расход топлива, который необходим при осуществлении рассматриваемых мероприятий.

Проведенные исследования показывают, что сжигание ВТЭ с водосодержанием W^r до 30% предоставляет возможность одновременно решать задачи защиты окружающей среды (уменьшается токсичность дымовых газов), повышения надежности работы котлов (снижаются коррозионные свойства дымовых газов), обеспечения максимально возможного энергосбережения при сжигании тяжелых остаточных топлив (предоставля-ется возможность увеличения КПД использования энергии уходящих из котла газов). С увеличением содержания воды в ВТЭ до 30% снижаются приведенные затраты в связи с уменьшением ущерба от загрязнения атмосферы, снижения объёма сточных нефтесодержащих вод, но увеличиваются издержки производства из-за увеличения расхода топлива на испарение воды в связи с изменением энтальпии уходящих газов в котлах, спроектированных на сжигание обычного топлива и переведенных на сжигание ВТЭ. Эти издержки могут быть частично или полностью компенсированы снижением температуры уходящих газов $\vartheta_{ух}$, повышением КПД котла, специально спроектированного для сжигания ВТЭ, что возможно из-за существенного снижения допустимой скорости коррозии при температурах металла выше 70.. .80°С, что и являлось целью проведенных расчетных исследований.

Снижение $\vartheta_{ух}$ до 90...110°С предоставляет возможность повысить КПД вспомоательных котлов, а также глубину утилизации выхлопных газов ДВС и ГТД. Проведенные специальные расчеты показали, что при обеспечении предельной утилизации теплоты газов (при использовании прямоточной схемы в контурах высокого и низкого давлений,

экономайзера для контуров при температурных напорах в контурах Δt_1 и Δt_2 до 10°С при снижении $\vartheta_{ух}$ до 90°С паропроизводительности УК 3-х давлений может быть существенно повышена: она становится почти в 2 раза выше по сравнению с котлом 1-го давления при тех же условиях ($\Delta t = 10^{o}$С и кратности циркуляции $К_ц = 1$). В этом случае при сжигании ВТЭ предоставляется возможность в ходовых режимах танкеров обеспечить более существенную экономию топливных ресурсов. В случае использования ВТЭ в топках ВК и нефтеостатков в качестве ВТЭР, установке УК 3-х давлений, с учетом дополнительной экономии топлива при движении судна в балласте исчезает необходимость в запасе топлива для ВК. Проведенные расчеты расходов топлива по режимам работы для танкеров типа «Победа» и «Капелла» показывают, что в пределах точности расчетов паровых нагрузок и статистической обработки этих данных для рассмотренных танкеров наблюдается экономия топлива.

При практически одинаковых условиях горения топлив в неохлаждаемой камере сгорания экспериментальной установки (α находился в пределах 1,22 ...1,26) на выходе из нее наблюдается разное содержание оксидов NO_x и SO_2 в зависимости от способа ввода влаги в зону горения.

При сжигании необводненного ДТ (S^r = 0,98%) фактическая концентрация NO_x составила 389 мг/м (при этом содержание NO_2 в смеси 60 мг/м^3, т.е. отношение NO_2/NO = 0,184). При сжигании мазута М40 (S^r = 1,8%) содержание NO_x выше и составило 532 мг/м (содержание NO_2 67 мг/м^3, т.е. NO_2/NO = 0,143). При вводе водяных паров к корню факела при сжигании ДТ (содержание водяных паров эквивалентно вводу 30% воды) содержание NO_x снижается до 335 мг/м^3 (NO_2 = 68,3 мг/м^3, а отношение NO_2/NO увеличивается до 0,256), т.е. наблюдается уменьшение NO_x в 1,17 раза по сравнению с сжиганием необводненного ДТ. При сжигании мазута М40 содержание NO_x снизилось до 399 мг/м^3, т.е. 1,3 раза (NO_2 = 84 мг/м^3, отношение NO_2/NO увеличилось до 0,268).

При сжигании ВТЭ на основе этого мазута при W^r = 30% наблюдается значительное снижение содержания оксидов NO_x (до 166 мг/м^3), т.е. в 3,2 раза, а доля NO_2 возрастает до 0,33 при практически одинаковом содержании NO_2, которое составляет 80 мг/м^3.

Содержание сернистого ангидрида SO_2 при вводе водяных паров в топку при сжигании ДТ также снижается (с 432 мг/м^3 до 233 мг/м^3, т.е. в 1,85 раза) по сравнению с сжиганием мазута М40, при котором концентрация SO_2 уменьшилась в 1,6 раза (с 449 мг/м^3 до 282 мг/м^3). При сжигании ВТЭ (W^r = 30%) содержание SO_2 снизилось до 183 мг/м^3, т.е. в 2,45 раза по сравнении со сжиганием необводненного топлива (мазута М40), что может быть объяснено появлением SO_3 и взаимодействием NO_x и SO_x. Следовательно, наличие водяных паров, их равномерное распределение (как и других компонентов) по объему факела вследствие "микровзрывов", равномерное распределение и снижение температуры в зоне горения приводят к уменьшению эмиссии оксидов NO_x и SO_2, особенно при переходе на сжигание ВТЭ. Увеличивается доля NO_2 в NO_x к выходу их топки.

Выводы. При переходе на сжигание ВТЭ кроме установки специально проектируемых ВК и УК предоставляется возможность на действующих дизельных установках обеспечить большую глубину утилизации путем установки дополнительных поверхностей нагрева экономайзера или подогревателя воды для систем горячего водоснабжения.

Снижение $t_{ст}$ до 70...80°С предоставляет также возможность использования тепло-ты конденсации паров серной кислоты.

Одновременно наблюдается снижение эмиссии оксидов азота и серы.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧОЇ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ

Грич А.В.
Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова (Україна)

Паливна економічність когенераційних установок, в тому числі, на базі газових двигунів, залежить від температури наддувочного повітря і знижується з її зростанням. Тому в теплу пору року температура повітря в машинному відділенні (МВ), де знаходиться когенераційних модуль, має підтримуватися на якомога нижчою. Зазвичай охолодження машинного відділення підтримується вентиляцією, або за допомогою повітроохолоджувача системи кондиціонування, наприклад в випадку когенераційних модулів газопоршневих двигунів автономних теплоелектростанцій. Охолодження повітря МВ потребує значних енергетичних затрат (в зв'язку з його об'ємом та насиченням джерелами тепла) і при суттєвому зростанні потреби в холоді в літній період (наприклад, на технологічні потреби) це може призвести до його дефіциту.

Останнім часом, в якості приводних двигунів для генераторів автономних теплоелектростанцій все частіше використовуються газопоршневі двигуни (ГПД), які випускаються в вигляді когенераційних модулів – з теплообмінниками, які дозволяють отримати гарячу воду або водяний пар, використовуючи для цього теплоту випускних газів, газоповітряної суміші (ГПС), води охолоджуючої рубашку двигуна і змазуючого мастила. В теплу пору року в результаті тепловиділення від ГПД, електрогенераторів і теплообмінників та теплоприливів в МВ через стіни, стелю та вікна традиційна система тепловологісної обробки приливного повітря за допомогою центральних систем кондиціонування і подальше його змішування з нагрітим повітрям МВ не забезпечує необхідну оптимальну температуру повітря на вході до нагнітальних турбокомпресорів (ТК) наддувочного повітря ГПД, таким чином, це призводить до збільшення роботи стискання ТК і погіршення його продуктивності внаслідок зменшення густини всмоктуваного повітря. До того ж при підвищених температурах зовнішнього повітря система оборотного охолодження не може забезпечити стабільний тепловідвід від наддувочної газоповітряної суміші (ГПС) в атмосферу за допомогою градирні сухого типу з підтримкою температури ГПС перед впускним ресивером ГПД на безпечному рівні 40…45 °С. Для того, щоб не допустити нагріву ГПС вище безпечно допустимого рівня система автоматичного регулювання (САР) скорочує подачу газу і переводе ГПД в режими часткового навантаження, як наслідок, це супроводжується підвищенням питомої витрат палива b_e.

Для трансформації тепла в холод АБХМ використовує теплоту, відведену від вихідних газів ГПД в утилізаційному водогрійному котлі, від газоповітряної суміші в когенераційної високотемпературної ступені охолоджувачами надувної ГПС та від рубашки двигуна і мастила в пластинчастих теплообмінниках (ТО), таким чином, продуктом теплотрансформації в АБХМ є охолоджена вода з температурою 7…10 °С. Охолоджена вода використовується як холодоносій для технологічного процесу і повітроохолоджувачів центральних кондиціонерів CIC J.H. H63, звідки охолоджене і осушене повітря подається в МВ когенераційних ГПД, звідки, відповідно, потрапляє на всмоктування в ТК двигунів.

Виконаний аналіз автоматизованого моніторингу параметрів роботи даної тригенераційної установки дозволяє виявити резерви її удосконалення, а саме: скоротити енерговитрати на кондиціонування припливного повітря, в той же час суттєво збільшити глибину охолодження повітря на вході ТК ГПД і відповідно скоротити питому витрату газу.

При підвищених температурах зовнішнього повітря $t_{зп}$ в тому числі і на вході в градирню системи оборотного охолодження наддувної ГПС у низькотемпературному рівні

його охолоджувача ОНСНТ, відведення тепла ГПС в градирні скорочується, що призводить до зростання температури ГПС перед впускним ресивером вище допустимого рівня 45...50 °С. Для запобігання появі надмірних термічних навантажень деталей циліндро-поршневої групи, САР зменшує подачу газу, і двигун експлуатується на режимах часткових навантажень, внаслідок чого падає електрична потужність N_e і зростає питома витрата палива b_e: від 165 до 168…169 г/(кВт·год), тобто на величину Δb_e = 3…4 г/(кВт·год) при підвищенні температури на вході ТК $\Delta t_{вх} = t_{зп} - t_{вх}$ приблизно на 10 °С. В таких випадках була б доцільною подача повітря безпосередньо з кондиціонера на вхід в ТК.

Варто зазначити, що і саме зниження температури в повітроохолоджувачах (ПО) кондиціонерів незначне: $\Delta t_{ПО} = t_{зп} - t_{ПО2}$ = 10…12 °С в найбільш напружену частину доби $\tau = 12^{00} - 18^{00}$, що пов'язано з малою глибиною ПО за ходом повітря, що не дозволяє виконати більш глибоке охолодження при відносно високій витраті повітря 60000 м^3/год. Тому для більш глибокого охолодження зовнішнього повітря в ПО $\Delta t_{ПО}$ слід зменшити його витрати.

Знизити температуру повітря $t_{вх}$ на вході ТК ГПД можливо, якщо подавати повітря в ТК окремим повітропроводом, а для більш глибокого охолодження повітря в ПО – зменшити його витрату. Результати параметрів ПО показали, що при зменшеній витраті повітря до $G_п$ = 35000 м^3/год можна досягти найбільшої глибини охолодження повітря в даному ПО $\Delta t_{ПО} = t_{зп} - t_{ПО2}$ = 15…17 °С (проти $\Delta t_{ПО} = t_{зп} - t_{ПО2}$ = 10…12 °С при $G_п$ = 60000 м^3/год на з пониженням температури повітря на виході з ПО до $t_{ПО2}$ = 18 °С (проти $t_{ПО2}$ = 25 °С) при максимальній зовнішній температурі $t_{зп}$ = 35 °С .

Зменшення напору вентилятора при скороченні його продуктивності $G_п$ майже вдвічі виключає можливість надійного транспортування мас охолодженого повітря на вхід ТК при тих же аеродинамічних умовах, що і при номінальному, практично вдвічі більшій, витраті повітря $G_п$ = 60000 м^3/год і, отже, при більшому напорі вентилятора. Тому раціональним рішенням є подача охолодженого повітря в ТК повітропроводом, що забезпечує більш глибоке охолодження повітря в ПО і ТСО з пониженням температури повітря на виході з ПО (на вході ТК) до $t_{зп} = t_{ПО2}$ = 15…18 °С (проти $t_{вх}$ = 25…27 °С) при подачі охолодженого в ПО повітря витратою $G_п$ = 60000 м^3/год в МВ, а вже з нього – на вхід ТК ГПД.

Таким чином, подача повітря, охолодженого в ПО до більш низької температури, окремим повітропроводом в ТК дозволяє підтримувати на вході ТК стабільно низькі температури $t_{вх} = t_{ПО2}$ = 15…18 °С (проти $t_{вх}$ = 25…27 °С в базовому варіанті), забезпечуючи тим самим експлуатацію ГПД на номінальному навантаженні з пониженням питомої витрати газу b_e на 3…4 г/(кВт·год) в порівнянні з роботою при часткових навантаженнях.

ЛІТЕРАТУРА

1. Radchenko, A. Improving transformation of waste heat of cogeneration gas engine module by absorption lithium-bromide chiller [Text] / A. Radchenko, S. Ryzkov, N. Radchenko // Proceedings of the 15 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE–2014. – Szczecin, Poland. – 2014. – P.348–341.

2. Радченко, А.М. Охолодження приточного повітря машинного відділення газових двигунів тригенераційної установки [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 6(152). – 2014. – С. 20–25

ВНЕДРЕНИЕ КАТАЛИЗАТОРА ТОПЛИВА ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Данилян А. Г.
Дунайский институт Национального университета Одесская морская академия (Украина)

Введение. Вопрос экологии выбросов в выпускных газах судовых дизелей, направлен на улучшение показателей чистоты воздушного океана земли и среды обитания человека. Мировой морской флот на протяжении ряда лет, проводит внедрение современных технологий и совершенного оборудования по снижению вредных выбросов.

Большое разнообразие применяемых технологий очистки выхлопных газов на современных судах в большинстве своем трудоемко и является дорогостоящим. В настоящее время не существует универсальных средств очистки судовых выхлопных газов. Научные разработки, внедряемые в производство современных очистителей, не успевают за постоянно возрастающими требованиями Международных надзорных органов контролирующих чистоту выхлопа судовых дизелей. Новые требования Международной Конвенции МАРПОЛ 73/78, Парижской Конференции от 16 октября 2016 г. выдвинули свои условия к эксплуатации и строительству судов для судовладельцев.

Впервые совместно с руководством ЧАО Украинское Дунайское пароходство, ЭКО - АВТО – ТИТАН – Украина и Дунайским институтом НУ «ОМА», начато исследование по внедрению Катализатора топлива на речных судах пароходства с целью снижения вредных выбросов в атмосферу.

Актуальность исследований. Данные исследования проходят на речных судах УДП – Национального перевозчика Украины, который принимает активное участие в Международных перевозка на всем протяжении р. Дунай. Оба берега реки густо заселены и водная артерия, проходит по Европейским столицам и историческим местам Придунавья.

Проведенные исследования на одном из буксиров пароходства с применением ТК топливного катализатора были вынесены на рассмотрение Международной Дунайской комиссии г. Будапешт. Особенностью выбросов всего транспорта (автомобильного, ж-д и речного), является большое содержание твердых частиц, находящихся в выхлопных газах двигателей внутреннего сгорания. Известный архитектурный памятник искусства, здание парламента, находящийся на набережной Дуная периодически очищают шарошками от густого налета твердой сажи и период очистки из года в год постоянно сокращается. Губительная опасность сажи общеизвестна на окружающую среду и здоровье человека, не случайно Рейнская инспекция экологического надзора за судами с 2016 года проводит контроль выхлопных газов судовых дизелей, и пока ограничивается рекомендациями по снижению вредных выбросов, но в скором будущем будут применяться штрафные санкции к судовладельцам судов, загрязняющих атмосферу. Дунайская артерия простирается от «0» километра своего устья до порта Роттердам р. Маас, впадающей в Северное море. Заметно увеличивается активность судов, работающих на всем протяжении названного участка, успешно работают комфортабельные пассажирские суда на линии Амстердам (Голландия) – Руссе (Болгария) – Джурджу (Румыния), эта линия продлена до п. Вилково (Украина). Программой разработанной Дунайским Институтом НУ «ОМА», кафедрой Судовые энергетические установки и системы (руководитель проекта академик, д.т.н., профессор П. С. Суворов), предусмотрены углубленные исследования вредных выбросов в атмосферу речных судов УДП с привлечением Института Проблем экологии и энергосбережения г. Киев.

Постановка задачи. Исследовать все параметры выбросов в отходящих газах судовых дизелей, регламентированные нормативными международными требованиями МАРПОЛ 73/78, Парижской конференцией ООН 2016 года по программе ЮНЕП, последних нормативных требований ИМО. В программу исследований входит изучение вопроса экономии топлива с использованием ТК на речных судах ЧАО УДП.

Результаты исследований. Перед началом выполнения программы исследований, группой инженеров и ученных вышеназванных организаций были проанализированы практически все методы очистки выпускных газов, используемые на Мировом морском флоте. Для удобства оценки и понимания их значимости была использована таблица предложенная в одном из научных трудов наших коллег.

Таблица 1. Используемые методы по снижению вредных выбросов СДВС

№	группы	Мероприятия	Изменение выбросов вредных веществ, %				g_e, г/кВт·ч	Э
			NOx	CO	C	CH		
1	Учет эксплуатационных факторов	Оптимизация режимов работы двигателя	↑	↑	↑	↑	↓	↑
2		Поддержание технического состояния двигателя	↑	↑	↑	↑	↓	↑
3		Применение легких фракций моторного масла	=>	=>	-25	=>	=>	=>
4		Оптимизация давления маслосъемного кольца	=>	=>	-25	=>	=>	=>
5		Увеличение ЦЧ (введение в топливо органических нитратов)	-50	-60	-50	-40	-	-
6		Введение противодымных присадок	=>	=>	-60	=>	=>	=>
7		Введение катализаторов в виде присадки к топливу	=>	-61	=>	-38	-9	↑
8		Отключение части цилиндров на мало.наг. реж.	↓	↓	↓	-50	-20	↑
9		Уменьшение плотности топлива	=>	=>	-8	=>	↓	↑
10	Применение альтер-нативных топлив	диметиловый эфир (ДМЭ) в качестве топлива	↓	нет	нет	-	↑	↓
11		ДМЭ в качестве присадки к воздуху	↓	↓	↓	↓	↑	↓
12		метанол в качестве топлива	-75	↗	-50	↗	+50	↓
13		метанол в качестве присадки к воздуху	-85	-	-	-	-	-
14		метанола в виде эмульсии с дизельном топливом (МТЭ)	-50	-	-	-	-	-
15		Природный газ	-80	↓	↓	-	-	↑
16		Биодизель	=>	↓	↓	↓	-	↑
17		Водород	-30	↓	-40	-35		
18	Увлажнение воздуха	смешением топлива и воды до топливного насоса и впрыском в цилиндр водотопливной эмульсии (ВТЭ).	-30	=>	↓	=>	↙	↙
19		впрыском воды непосредственно в цилиндр, для чего дизель оборудуется отдельной системой (НВП);	-70	=>	↑	=>	+7	↓
20		увлажнением наддувочного воздуха путем впрыска забортной воды в поток горячего воздуха на выходе из улитки центробежного компрессора (УНВ);	-70	=>	↑	=>	↑	↓
21		подачей перегретого пара из утилизационного котла в цилиндр через электромагнитный клапан в крышке цилиндра в начале хода сжатия (ППП).	-60	=>	-	=>	-5	↑
22	Очистка ОГ	абсорбция	-15	=>	-50	-60	=>	=>
23		каталитическое окисление (для бенз. дв., дизель – диску.)	=>	-90	-10	-90	=>	=>
24		каталитическое восстановление	↓	-	-	-	-	-
25		термическое сжигание (пока не реализован)	↓	↓	↓	↓	↓	↑
26		обработка электрическим разрядом (холодной плазмой)	-60	-90	-	-	-	-
27		мембранное разделение	↓	-	-	-	-	-
28		Жидкой нейтрализатор	-10	=>	-75	-60	=>	=>
29		Сажевые фильтры	=>	=>	-95	=>	=>	=>
30	Регулировка топливной аппаратуры	Уменьшение максимальной ЦПТ	=>	-63	-63	-63	=>	=>
31		Уменьшение угла опережения впрыски топлива	-60	=>	+35	+25	-	↑
32		Регулировка параметров ТА	=>	-35	-35	-35	-	=>
33		Регулировка фаз газораспределения	-35	↓	↓	↓	-	=>
34		Рециркуляция ОГ	-80	-	-	-	-	↗
35		Наддув с охлаждением воздуха	-50	-50	-50	-50	-50	↑
36		Обогащение воздуха на впуске жидким или газообразным топливо	↙	-35	-50	-35	↓	↑
37		Увеличение температуры на впуске	↗	-28	-28	-28	-	↙
38		Увеличение температуры стенок КС	↗	-28	-28	-28	-	↙

Обозначение:
↑/↓ – увеличение/уменьшение; ↗/↙ – незначительное увеличение/уменьшение;
+50….-50 увеличение…уменьшение на 50%; => – без изменения; – – нет данных; Э – экономичность – величина, обратно пропорциональная удельному расходу топлива (g_e).

В дальнейшем при проведении исследований группой испытателей Дунайского института НУ «ОМА» будут оценены все суда ЧАО УДП на энергоэффективность в соответствии последних требований ИМО, так как намечено провести реконструкцию старых буксиров-толкачей с заменой их энергетических установок и постройки новых судов с участием одной из Китайских компаний.

Надо признать, что введение данного коэффициента было принято неоднозначно судовладельцами Мировой морской отрасли, что послужило вводом временной поправки в международные требования ИМО, которые распространяются на суда постройки после 1 июля 2015 года. Вопрос по сути остается открытым и есть все тенденции для ввода среднегодового эксплуатационного коэффициента энергоэффективности ЭКЭЭ с параметрами мониторинга для всех судов, что потребует их модернизацию.

$$CO_2 = A \times Э,$$

где CO_2 – содержание диоксида углерода в г; А – активность работы судна, тонно-мили; Э – энергоэффективность, затраты топлива, г/тонно-милю.

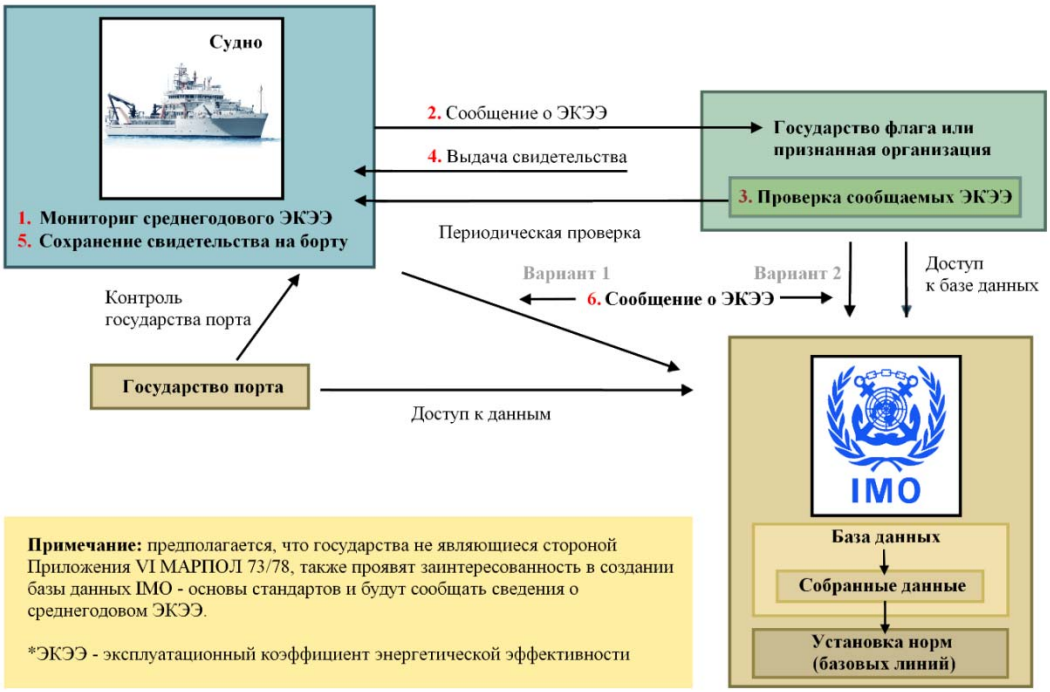


Рисунок 1. Схема мониторинга судна по определению коэффициента ЭКЭЭ

Первые исследования согласно разработанной программы были произведены на буксире т/х « Портовый-22 », оснащенный двумя двигателями – ВА-6М-816 «Дойц» N_e=250 кВт, суммарной мощностью -500 кВт, n_{max} = 1800 об/мин. Исследовались два основных параметра:- дымность выхлопа с использованием дымомера ИДП-2; - расход топлива с использованием мерного бачка при включенном и выключенном КТ на рабочих нагрузках двигателя: 25%, 50%, 75% и 100% номинальной нагрузки. При включенном КТ дымность уменьшалась в 2 раза по сравнению с работой без него на режимах близких к номинальной нагрузке. Проведенный анализ испытаний экономии топлива, показал устойчивую тенденцию снижения расхода топлива на минимальной нагрузке, ближе к холостым оборотам двигателя, она составила около 50%. С переходом к номинальной нагрузке, экономия была определена на уровне 3%. Эта особенность, определила новый вид испытаний на крупнотоннажном речном сухогрузном судне с суммарной мощностью двигателей 2000 л.с., испытания должны пройти на участке Измаил – Линц (Австрия) – Измаил протяженностью более 4 тыс. километров. Нашими партнерами был изготовлен крупногабаритный катализатор топлива для двигателей соответствующей мощности.

Из накопленного опыта эксплуатации морских и речных судов известно, что работа двигателей на холостых оборотах и в маневровом режиме в большей степени присуща речным судам и этот режим им планируется от общего ходового времени морских судов почти в 3 раза больше. Исходя из проведенных испытаний, можно предположить, что на большом участке работы речного судна будет обеспечена значительная экономия топлива.

Рисунок 2. Экспериментальный КТ установленный на главном двигателе фирмы «Дойц» буксира-толкача «Портовый – 22»

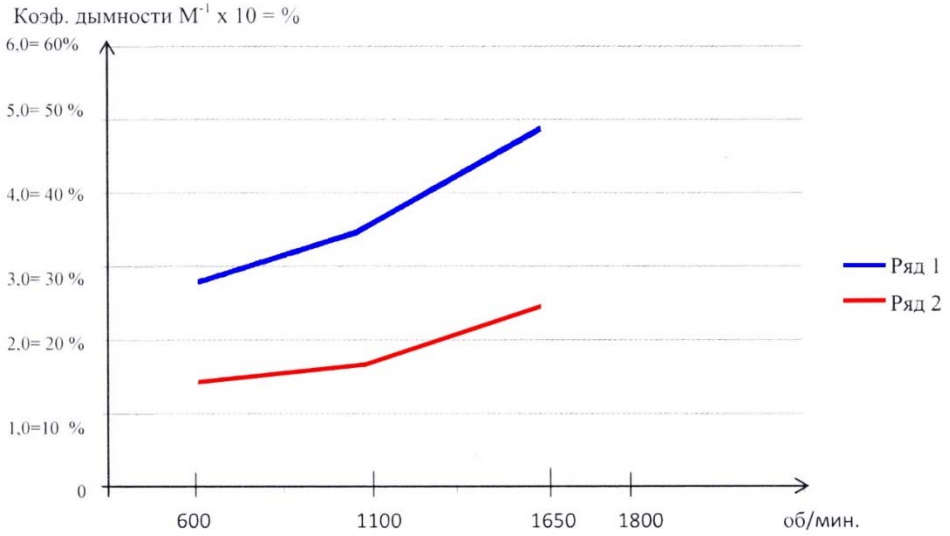


График определения дымности дымомером ИДП-2 на двигателе ВА-6М-816 "Дойц"-2/Д, N_e = 250 кВт, n_{max}= 1800 мин$^{-1}$, теплохода "Портовый-22"

Не случайно к результатам наших исследований был проявлен интерес Международной Дунайской комиссией, которая рассмотрела итоги исследовательской работы на одном из своих заседаний в период с 18 по 21 октября 2016 г. На заседании присутствовали представители 12 стран, где было принято решение о продолжении дальнейшей исследовательской деятельности как перспективной и необходимой для снижения вредных выбросов в атмосферу с судов внутреннего плавания Европейских водных артерий.

Принцип работы катализатора топлива КТ. В первой камере осаждаются тяжелые фракции, попавшие в топливо, а также происходит селективная очистка дизельного топлива от сернистых соединений и смол. Во второй камере топливо каталитически обрабатывается путем контакта его углеводородных молекул с высокопористой активной поверхностью гранулированного катализатора, в состав которого входят соединения металлов и каталитически активных органических включений. После этого топливо обрабатывается на молекулярном уровне таблетками-присадками, солями металлов, которые под воздействием высоких температур и давления в камере сгорания двигателя в виде молекул металла осаждаются на поверхности деталей цилиндро-поршневой группы. В третьей камере за счет применения титановых стаканов активаторов модифицированное топливо подвергается дополнительной активации и стабилизируется. Эффект каталитической обработки топлива сохраняется в течение 30-40 секунд. Комплексная обработка топлива увеличивает полноту сгорания, за счет чего уменьшается расход топлива и выхлоп в атмосферу вредных веществ с отработавшими газами.

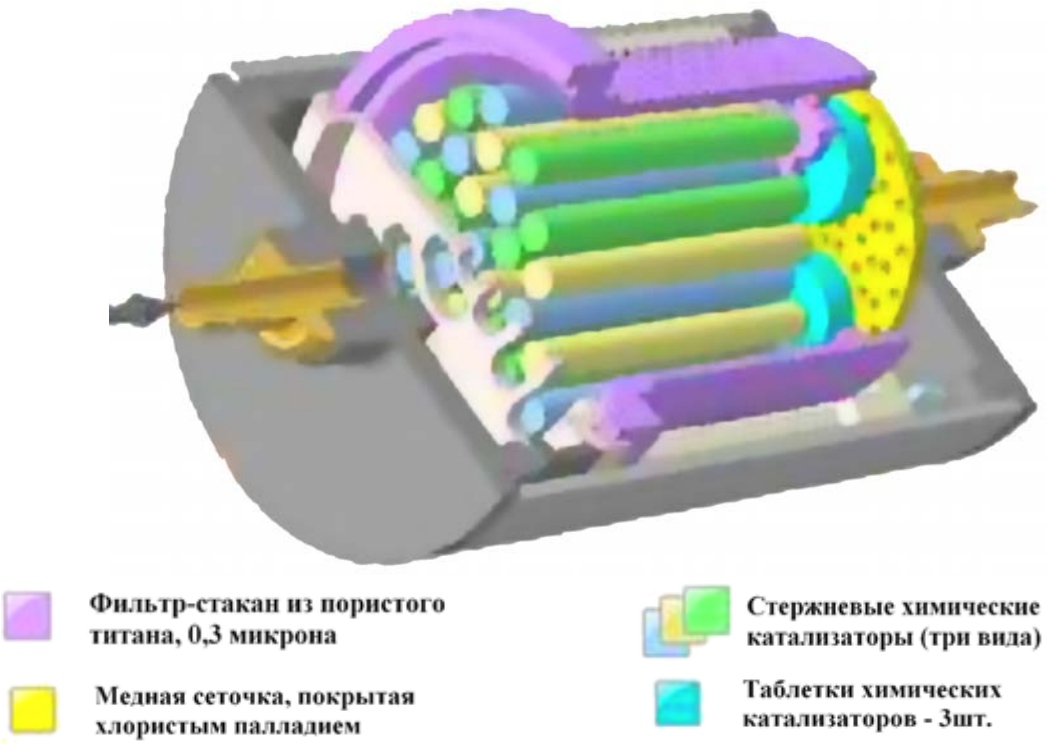


Рисунок 3. Устройство катализатора топлива

Для использования топливного катализатора в судовых условиях на СДВС специально был изготовлен катализатор для двигателей повышенной мощности с длительностью работы без снижения своей эффективности до 500 тонн обработки топлива.

Выводы. Проводимые исследования по использованию КТ на речных судах, дают уверенность в перспективности данной работы:

1. КТ обеспечивает снижение твердых выбросов в выхлопных газах СДВС на уровне 50%
2. Обеспечивает частичную экономию топлива до 20% на режиме близком к холостому ходу что для речных судов внутреннего плавания позволит ощутимо экономить топливо.
3. Экономия от использования КТ в сравнении с другими устройствами обеспечивающих снижение вредных выбросов в атмосферу СДВС в десятки раз ниже.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сайт свободной энциклопедии «Википедия». – URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/ Парижское соглашение 2015 (дата обращения 20.02.2017)

2. Г.Н. Семанов «Вредные выбросы в атмосферу от судов: на пути к стандартам ИМО, из-во Наука и транспорт. Морской и речной транспорт, Петербург, 2013, 45-47 – С.

3. Сайт научно-производственного предприятия «АСК - энергия» ». – URL: http://www.ask-e.ru

4. Сайт компании "ФИОРД". – URL: https://www.fiord.com, [Электронный ресурс], из-во НПСФ Фиорд, Киев, 2015, 8 – С. (дата обращения 17.02.2017)

5. Программа испытаний Преобразователя судового топлива на т/х «Портовый 22», из-во Дунайский институт НУ «ОМА», Измаил, 2016, 8 – С.

6. А.Г. Данилян, В.И. Залож, М.И. Руденко «Создание новых направлений снижения вредных выбросов в отходящих газах двигателей внутреннего сгорания» УДК 621.181.2, Вестник ОНМУ, № 2 (51) 2017, 5 – С.

РОЗРОБКА КОМПОЗИЦІЙНОГО МАТЕРІАЛУ ДЛЯ СІДЕЛ КЛАПАНІВ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ АВІАЦІЙНОЇ НАЗЕМНОЇ ТЕХНІКИ

Довгаль А.Г.
Національний авіаційний університет (Україна)

Вступ. Як відомо основним агрегатом силової установки сучасної АНТ є двигун внутрішнього згоряння, що значно ефективніший та економічніший за авіаційний, та потужніший за електричні аналоги. З часом відбувається заміна традиційних двигунів на економічні та інжекторні нового покоління відомих світових фірм виробників Deutz та Cummings. В конструкціях цих двигунів для збільшення коефіцієнту наповнення циліндра та більш ефективної продувки циліндрів встановлено по два впускних та випускних клапани, що ускладнило проблему герметизації системи клапан-сідло, та підвищення їх зносостійкості.

Актуальність досліджень. Сідла клапанів, як і самі клапана, працюють в дуже важких умовах. Температура вихлопних газів в бензинових двигунах може досягати 950…980 ºС. При цьому сідла клапанів піддаються дії циклічних теплових і ударних навантажень, а також хімічній і фізичній дії газів паливної суміші, що відходять.

Одним із можливих та перспективних напрямків вирішення проблеми ресурсу (зносостійкості та герметичності) деталей газорозподільчого механізму є застосування нових матеріалів, а саме для сідел клапанів. Ця проблема продовжує приваблювати увагу наукових дослідників та провідних автовиробників [1-3]. При цьому вихідні компоненти для матеріалу повинні бути неккоштовними, сировина для їх виготовлення повинна бути наявна в достатній кількості в ресурсній базі України, а, власне, матеріал повинент отримуватися неенергоємними технологіями.

У якості тугоплавкого компоненту для композиційного матеріалу було обрано карбонітрид титану, що володіє необхідними комплексом фізико-механічних властивостей, а сировина для його виготовлення – рутил, достатня в наявності в ресурсній базі України.

Постановка задачі. Розробити композиційний матеріал на основі некоштовних складових, уточнити його склад та з’ясувати технологічні особливості отримання.

Результати досліджень. Правильний вибір складу структурних складових являється одним із головних завдань для створення композиційних матеріалів на основі тугоплавких з’єднань. Для отримання деталей кільцеподібної форми можна застосовувати технологію спікання в вакуумі. Але для цього потрібно ретельно дослідити контактну взаємодію системи «тугоплавка складова - металевий розплав». Потрібно пересвідчитися у відсутності хімічної взаємодії компонентів та уникнення гетерофобних ефектів на міжфазних межах. Металева зв’язка, в свою чергу, в композиційних матеріалах повинна інтенсивно змочувати тугоплавку складову і утворювати в процесі міжфазної взаємодії з нею контактні кути змочування близькі до нульових. Тому для вибору металевої зв’язки композиційних матеріалів на основі TiCN–(Ni–Fe) необхідні дослідження закономірностей змочування і механізмів контактної взаємодії в системі «тугоплавка складова – металевий розплав» [4].

В якості металевої зв’язки для матеріалів на основі TiCN–(Ni–Fe) доцільно використовувати сплави на основі нікелю, тому що вони мають високу корозійну стійкість, володіють пластичністю, тому будуть сприяти зниженню крихкості матеріалів системи TiCN–(Ni–Fe) [5].

Дослідження контактної взаємодії TiCN–(Ni–Fe) з нікелем і сплавами на основі нікелю проводили методом «лежачої» каплі, визначали контактний кут змочування θ. Установлено, що нікель не змочує кераміку, в системі TiCN–Ni не відбувається розтікання металу по кераміці, і кут змочування при витримці 30 хв складає 140° (рис.1., крива 1).

Введення невеликих домішок заліза (5 % мас.) до нікелю призводить до зменшення контактного кута до 100° (рис. 1, крива 2). Встановлення такого кута відбувається протягом

4 хв, далі стан системи стабілізується і подальших змін не спостерігається. Зі збільшенням концентрації заліза в нікелі до 10 % спостерігається утворення сталого для всіх концентрацій початкового кута змочування 144°, а на дев'ятій хвилині встановлюється стабільний кут 66° (рис.1, крива 3).

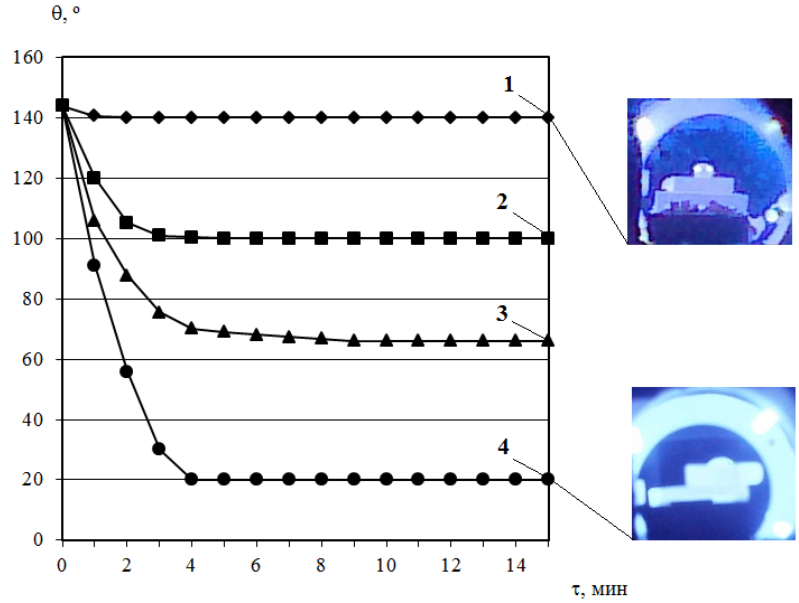


Рисунок. 1. Кінетика змочування кераміки TiCN–(Ni–Fe) чистим нікелем (1) при *t*=1460 °С, і розплавами системи Ni–Fe з домішками (% мас.) заліза: 2 – 5%, *t*=1460 °С; 3 – 10%, *t*=1420 °С; 4 – 15 %, *t*=1420 °С.

Підвищення концентрації заліза в нікелі до 20 % впливає на змочування розплавом такого складу наступним чином: в початковий момент відразу ж після розплавлення контактний кут складає 144° (Рис.1, крива 4), а до четвертої хвилини процесу крайовий кут змочування стабілізується і складає 20. Таке значення крайового кута змочування є задовільним, а час взаємодії можна використовувати у якості тривалості процесу синтезу композиційного матеріалу в вакуумі. Подальше збільшення концентрації заліза в нікелі варто визнати недоцільним, так як суттєво погіршить антикоррозійні властивості майбутнього композиційного матеріалу.

Для з'ясування особливостей контактної взаємодії в процесі змочування були досліджені контактні зони систем TiCN–(Ni–Fe) на електронному мікроскопі РЭМ-106И, та було досліджено зону взаємодії зразків (рис. 2).

Зона взаємодії кераміки TiCN з розплавами Ni–Fe характеризується наявністю чіткої лінії розподілу «кераміка –металевий розплав» (рис. 2), проте відразу помітні наступні характерні особливості контактної взаємодії. А саме: відразу помітне проникнення часточок розплаву в керамічну підкладку (рис. 2., ділянки 7 та 8). Варто відзначити, що металевий розплав також відзначається гетерогенністю, а саме він складається з сірих та світло сірих ділянок (рис.2, ділянки 1, 2 та ділянки 3, 4).

Остаточно з'ясувати природу контактних явищ та фізико-хімічні процеси, що відбулися, дозволяють результати мікрорентгеноспектрального аналізу (МРСА) зазначених ділянок, що вказані в табл. 2. Отже в процесі контактної взаємодії з розплавом відбувається сегрегація необмеженого твердого розчину заліза в нікелі на дві фази: сіру, що являє собою нікель з незначними домішками заліза та вуглецю (рис. 2.., табл. 1., спектри 1 та 2), та світлосіру, що являє собою залізо з несуттєвими домішками нікелю та азоту (рис. 2., табл. 1., спектри 3 та 4). Тобто внаслідок високотемпературного дифузійного проникнення вуглецю з карбідної частини TiCN та азоту з нітридної частини TiCN відбувається розкладання необмеженого розчину заліза в нікелі на дві фази у складі яких лишаються тільки незначні «сліди» відповідного розчинника та більш розчинного неметалу.

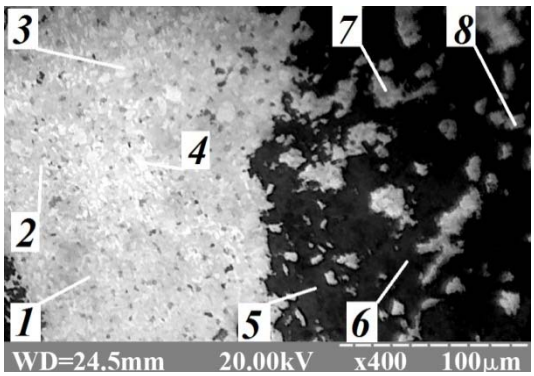


Рисунок. 2. Мікроструктура перехідної зони «металевий розплав – керамічна підкладка» системи TiCN– (Ni–Fe) з зазначенням ділянок мікрорентгено-спектрального аналізу (Табл. 1.)

Таблиця 1. Результати МРСА зазначених ділянок перехідної зони рис. 2.

Спектри	Ti	C	N	Ni	Fe
Спектр 1	-	1,52	-	97,43	1,05
Спектр 2	-	0,66	-	98,01	1,33
Спектр 3	-	-	1,85	1,78	96,37
Спектр 4	-	-	2,01	2,85	95,14
Спектр 5	45,14	16,43	38,43	-	-
Спектр 6	43,12	17,82	39,06	-	-
Спектр 7	-	-	3,83	78,14	18,03
Спектр 8	-	-	7,82	75,12	17,06

Це потрібно враховувати для проектування технологічного процесу та вибору концентрацій металевої зв'язки майбутнього композиту. Що ж стосується частини розплаву, що проникає в керамічну підкладку, то вона характеризується більшою гомогенністю та сталістю вихідного хімічного складу (Ni – 20%Fe) лише несуттєво насичена азотом (рис. 2., табл. 1., спектри 7 та 8). Керамічна складова карбонітриду титану підкладки в процесі взаємодії зберігається майже в початковому складі (рис. 2., табл. 2., спектри 5 та 6).

Загалом в системі TiCN– (Ni–Fe) в результаті контактної взаємодії з розплавом утворюються задовільні контактні кути 20^{o} та не відбувається суттєвих хімічних перетворень. Це дозволяє рекомендувати сплав Ni–20%Fe в якості металевої зв'язки для керамічної складової TiCN.

Створення композиційного матеріалу для сідел клапанів двигунів внутрішнього згоряння з самостійного тугоплавкого компоненту значно підвищить зносостійкість, але не гарантує мінімальної пористості та динамічної пластичності (контактної витривалості), що не припустиме для ущільнювальних матеріалів, що призначені для сідел клапанів ДВЗ. Тому для карбонітриду титану було обрано металеву зв'язку на основі ретельного аналізу контактної взаємодії тугоплавкої складової з металевою зв'язкою матеріалу в вакуумі. Важливе значення для синтезу композиційного матеріалу системи «тугоплавка складова – металевий розплав» має співвідношення металевої зв'язки та тугоплавкої складової. Тому було отримано три склади композиційного матеріалу, що містив 20, 50 та 80% металевої зв'язки відповідно. Шихту відповідного складу спікали при температурі 1460^{o}C в вакуумній печі, попередньо сформувавши вироби в сталевій формі з шихти вказаного складу на спирту та підтиснувши гідравлічним пресом з номінальним навантаженням 0,5 кН. Таким чином, були отримані натурні кільця та циліндричні зразки для випробувань на високотемпературну фретинг-корозію.

Мікроструктуру композиту, що містить 20% зв'язки наведено на рис. 3.

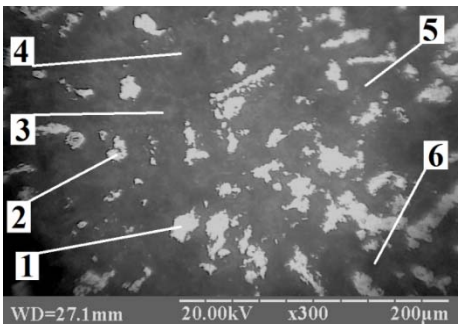


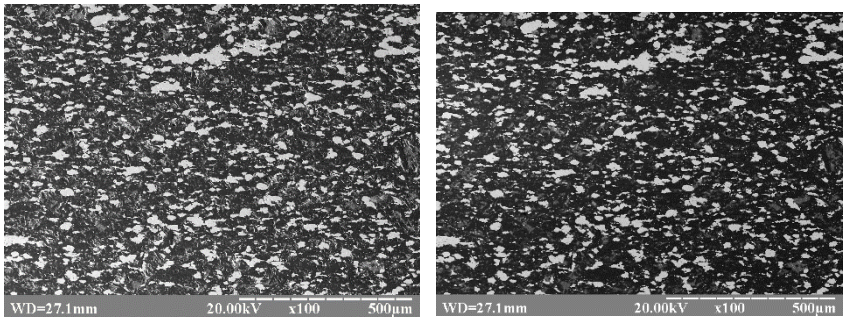
Рисунок. 3. Мікроструктура композиційного матеріалу складу TiCN– 20%(Ni–20%Fe) зі вказанням ділянок мікрорентгено-спектрального аналізу (Табл. 2.)

Таблиця 2. Результати МРСА ділянки КМ Рис. 3.

Спектри	Ti	C	N	Ni	Fe
Спектр 1	-	-	4,83	76,14	19,03
Спектр 2	-	-	6,82	77,12	16,06
Спектр 3	44,13	7,45	48,42	-	-
Спектр 4	42,12	8,82	49,06	-	-
Спектр 5	47,14	18,43	34,43	-	-
Спектр 6	45,15	19,80	35,05	-	-

Гетерогенна структура такого матеріалу представляє собою двофазну систему тугоплавкої складової з острівковими включеннями металевої зв'язки (рис. 3., табл. 2., спектри 1 та 2). Тугоплавка складова теж вкрай неоднорідна, вона містить світлі ділянки (рис. 3., табл. 2., спектри 3 та 4), що відповідають початковому стану порошків, що містили карбонітрид титану з переважаючою нітридною часткою ($TiC_{0,14}N_{0,85}$) та стехіометричному співвідношенню карбонітриду титану TiCN (рис. 3., табл. 2., спектри 5 та 6), за рахунок дифузійного проникнення азоту в металеву зв'язку, як це показало дослідження контактної взаємодії, це призводить до її стабілізації у форму твердого розчину. Середній розмір частинок в 30 мкм перетворює абразивну дію тугоплавких включень в припрацюючу (тобто таку, що виглажує поверхню та суттєво знижує інтенсивність зношування) по відношенню до складу жароміцної сталі випускного клапану ДВЗ.

Загальну морфологію структури композиту що містить 50% металевої зв'язки за збільшення 100 наведено на рис. 4.



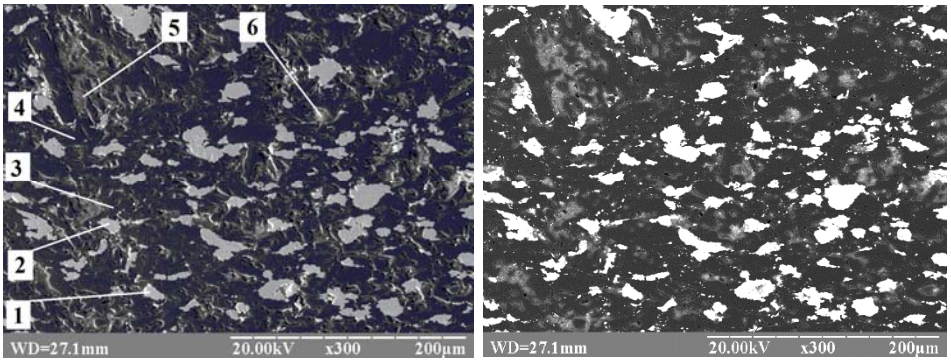
а) б)

Рисунок. 4. Мікроструктура композиційного матеріалу складу TiCN– 50%(Ni–20%Fe) у вторинних (а) та відбитих (б) електронах.

Вона являє собою композиційний матеріал, що складається із матриці на основі нікелевого сплаву з залізом, в якій рівномірно розподілені частинки кераміки карбонітриду титану. Подекуди острівкові ділянки зв'язки поєднані місточками, що суттєво покращить пластичність композиту.

Для більш ретельного дослідження композиту цього складу було проведено аналіз його структури за збільшення 300 (рис. 5.).

Як видно з малюнку (Рис. 5., а) при збільшенні 300 у вторинних електронах видно, що максимальний розмір частинок зерен TiCN не перевищує 20 мкм, тобто в процессі спікання не відбулося небажаних явищ рекристалізації зерен та конгломерування тугоплавкої складової в агрегати та аккумулюваня металевої зв'язки, чому посприяло ретельне дослідження поведінки тугоплавкої складової TiCN з розплавом Ni–Fe. У відбитих електронах (рис. 5., б) вдалося отримати задовільну роздільну здатність між тугоплавкою складовою TiCN та металевою зв'язкою Ni–Fe (рис. 5., а, табл. 3., спектри 1 та 2). Як показав мікрорентгеноспектральний аналіз (табл. 3) темні включення являють собою зерна карбнітриду титану (що мають аморфізовані округлі зовнішні краї, що, як зазначалося раніше, має велике значення для шорсткості поверхні та герметичності поверхні контакту «сідло -металокерамічний композит» та «клапан-жаростійка сталь») та світлі включення являють собою зв'язку.



а) б)

Рисунок. 5. Мікроструктура композиційного матеріалу складу TiCN– 50%(Ni–20%Fe) у вторинних (а) та відбитих (б) електронах зі вказанням ділянок мікрорентгено-спектрального аналізу (табл. 3.)

Таблиця 3. Результати МРСА ділянки КМ Рис. 5.

Спектри	Ti	C	N	Ni	Fe
Спектр 1	-	-	6,81	75,18	18,01
Спектр 2	-	-	8,80	76,16	15,04
Спектр 3	48,14	16,43	35,43	-	-
Спектр 4	46,10	17,80	36,10	-	-
Спектр 5	47,40	8,45	44,15	-	-
Спектр 6	48,08	9,80	42,12	-	-

Для отриманих зразків циліндричної форми була визначена також пористість аналітичним методом. Було встановлено, що пористість композиційного матеріалу не перевищувала 1%. Карбонітрид титану теж неоднорідний, як і у випадку 20% зв'язки. А саме він має світлі ділянки (рис. 5., а, табл. 3., спектри 5 та 6), що відповідають збідненому за вуглецем складові та стехіометричному співвідношенню карбонітриду титану TiCN (рис. 5., а, табл. 3., спектри 3 та 4).

Мікроструктуру композиту, що містить 20% зв'язки наведено на рис. 6. Її якісний склад дуже подібний до перших двох випадків, проте більше виявлені місточки між ділянками зв'язки та двофазну керамічну складову (табл. 3.2.4., спектри 3, 4, 5 та 6).

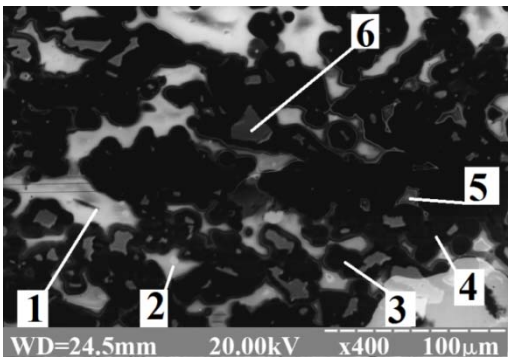


Рисунок. 6. Мікроструктура композиційного матеріалу складу TiCN– 80% (Ni–20%Fe) зі вказанням ділянок мікрорентгено спектрального аналізу (табл. 4.)

Таблиця 4. Результати МРСА ділянки КМ Рис. 6.

Спектри	Ti	C	N	Ni	Fe
Спектр 1	-	-	3,63	75,24	21,13
Спектр 2	-	-	5,62	76,22	18,16
Спектр 3	46,34	20,03	33,63	-	-
Спектр 4	44,10	21,90	34,00	-	-
Спектр 5	43,15	9,41	47,44	-	-
Спектр 6	41,52	10,02	48,46	-	-

Як показав дослід такий склад зв'язки не стабілізується в композиті, а втрачається унаслідок так званого «випотівання». Рентгенофазовий склад композиту показав наявність в композиційному матеріалі зі вмістом зв'язки 50% наступних фаз TiCN, $TiC_{0,15}N_{0,85}$, Ni, Fe, FeO та вільного вуглецю, суттєво поліпшить антифрикційні властивості даного композиту. Це однозначно свідчить про те, що у вказаних фазах збережено всі хімічні з'єднання та в процессі спікання суттєвих хімічних змін не відбулося.

Висновки. В результаті контактної взаємодії розплавів у вакуумі в системі TiCN–(Ni–Fe) в результаті контактної взаємодії з розплавом утворюються задовільні контаткні кути 20° та не відбувається суттєвих хімічних перетворень, то можна рекомендувати сплав Ni–20%Fe в якості металевої зв'язки для керамічної складової TiCN.

При введенні вказаної металевої зв'язки в можливо отримати кермет в умовах спікання в вакуумі. Пористість отриманого композиту не перевищує 1%. Оптимальна структура спостерігається за вмісту 50% металевої зв'язки, що являє собою гетерофазну структуру включень розміром 20 мкм та ровномірно розподілену зв'язку.

Отриманий композиційний матеріал викликає суттєвий науковий інтерес з точки зору дослідження його механічних та триботехнічних властивостей.

ЛІТЕРАТУРА

1. Патент РФ № 2180015 C22C33/02, C22C38/16 Порошковый материал для изготовления седел клапанов двигателя внутреннего сгорания. Руденко В.А.; Джафаров С.З.-О.; Кулешова Г.Н., 27.02.2002, - Бюл. № 19.- 5с.

2. Патент України № 53010 C22 C29/02 Композиційний зносостійкий матеріал на основі карбіду кремнію. Довгаль А. Г., Уманський А. П., Тамаргазін О. А., Панасюк А. Д., Костенко О. Д., Коновал В. П., 27.09.2010, - Бюл. № 18.- 5с.

3. www.ms-motor-service.com

4. А. Д. Панасюк, А. П. Уманский, А. Г. Довгаль Исследование контактного взаимодействия керамики SiC-Al2O3 с никелем, алюминием и никель-алюминиевыми сплавами. // Адгезия расплавов и пайка материалов. №43. – 2010. – С. 55-63.

5. Найдич Ю. В. Контактные явления в металлических расплавах. — К.: Наук, думка, 1972. — 196 с.

ВПЛИВ СИНТЕТИЧНИХ ДИСКРЕТНИХ ВОЛОКОН НА ТРИБОЗВАЄМОДІЮ В МЕТАЛОПОЛІМЕРНИХ СИСТЕМАХ

Зінченко Д.О.
Херсонська державна морська академія (Україна)

На сьогодні, основними шляхами підвищення ресурсу роботи вузлів тертя є створення нових триботехнічних матеріалів і забезпечення умов, що сприяють реалізації явища фрикційного перенесення та плівкоутворення при терті. Перспективним напрямом вирішення цієї проблеми є направлене регулювання експлуатаційних властивостей композитних матеріалів (КМ) науково-обґрунтованим введенням структурно-активних модифікаторів та наповнювачів.

На сьогодні [1], з метою покращення триботехнічних властивостей епоксикомпозитів та підвищення їх динамічних характеристик, досліджено вплив вмісту лускатного графіту, вуглецевих волокон, базальтових волокон; порошків чистої міді (Cu) марки ПМС-1, оксиду двовалентної міді CuO, оксиду одновалентної міді (Cu_2O), дрібнодисперсної бронзи марки ПР-БРА7Н6Ф та високодисперсної бронзи марки БПК, карбонільного заліза марки Р-20, оксиду алюмінію (Al_2O_3), оксиду хрому (Cr_2O_3), фторопласту-4ПН-20. Встановлено стабільний режим вибіркового перенесення, який знижує інтенсивність зношування епоксикомпозитного матеріалу, що дозволяє використовувати його в умовах з обмеженим мащенням або відсутності мастильного середовища.

Мета роботи – дослідити вплив синтетичних дискретних волокон на трибологічні властивості епоксидних композитів.

Результати дослідження. Композитні матеріали з дискретними наповнювачами формували за технологією [2]. У роботі досліджено вплив скляних (СВ) та поліакрилонітрилових (ПВ) волокон на трибологічні властивості матеріалів з використанням попередньо розробленої технології формування композитів.

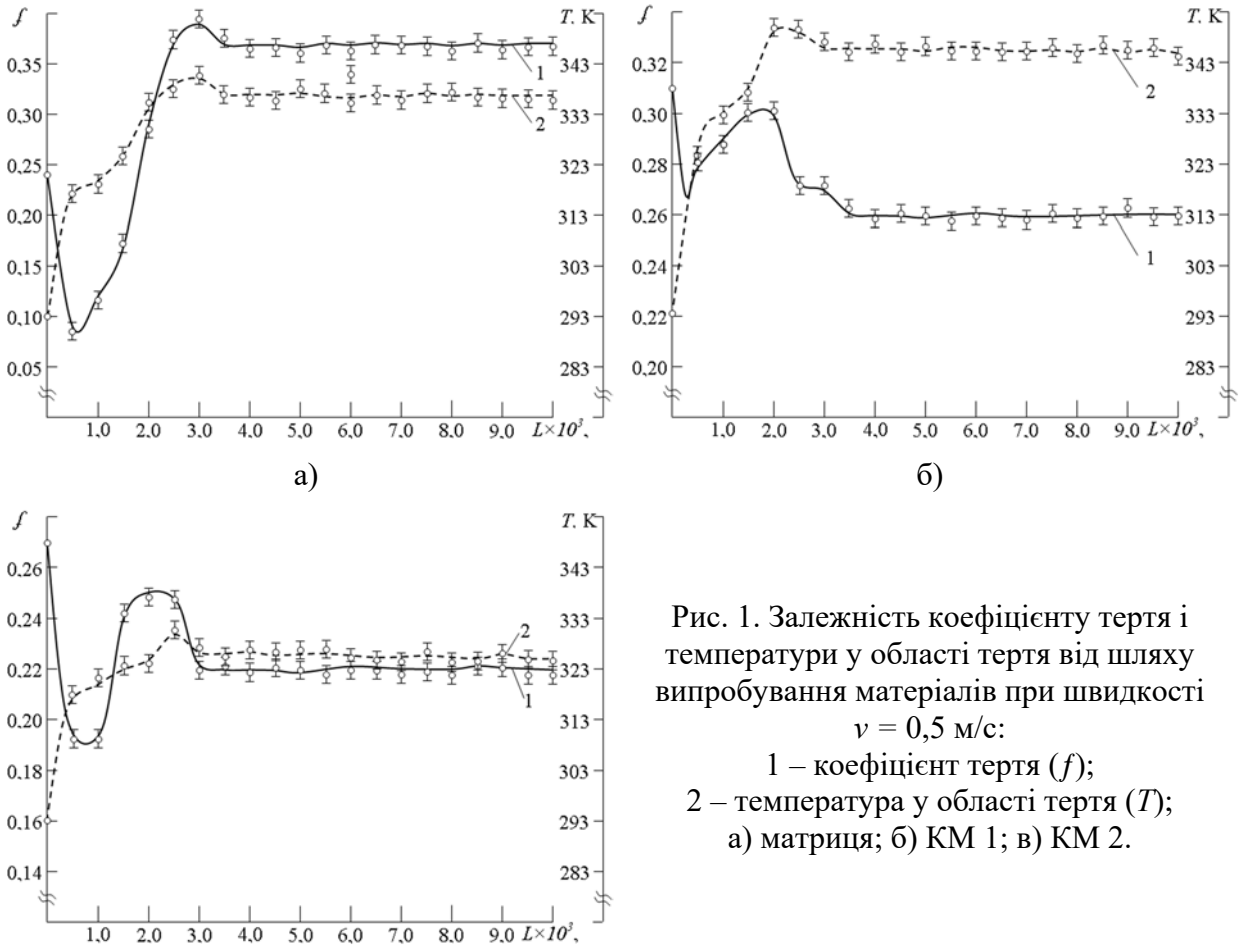
Зокрема, випробовували такі композити:

- матриця (ЕД-20 : ПЕПА – 100 : 10);
- КМ 1 (ЕД-20 : ПЕПА : СВ – 100 : 10 : 0,02);
- КМ 2 (ЕД-20 : ПЕПА : ПВ – 100 : 10 : 0,02).

Результати трибологічних досліджень наведено на рис. 1 і у табл. 1.

На основі отриманих експериментальних даних доведено (рис. 1, б, в), що за швидкості ковзання v = 0,5 м/с матеріали КМ 1 і КМ 2, сформовані на основі епоксидного зв'язувача з добавками СВ і ПВ, мають коефіцієнт тертя нижчий (f = 0,26 та f = 0,22 відповідно), порівняно з вхідною матрицею (f = 0,37) (рис. 1, а). Це зумовлено тим, що КМ 1 і КМ 2 відзначаються вищими, порівняно з матрицею, показниками фізико-механічних властивостей [5]. Найменший коефіцієнт тертя (f = 0,22), температура у області тертя (T = 325…327 К) та найбільший шлях припрацювання (l = 2750…3000 м) встановлено для композиту, наповненого поліакрилонітрильними волокнами. Це пов'язано із здатністю поліакрилонітрилу своєчасно відводити теплову енергію при терті через підвищену теплопровідність наповнювача порівняно з матрицею, що приводить до поліпшення перебігу процесу припрацювання. Внаслідок цього зменшуються показники моменту, коефіцієнту тертя, робочої температури.

Необхідно зазначити, що після припрацювання стабілізується температура тертя матеріалів. Встановлено (рис. 1), що температура зразків з КМ 1 вища, порівняно із температурою матриці та КМ 2 на ΔT = 10 К. Це пов'язано з підвищеними теплоізоляційними характеристиками СВ, за рахунок невеликої щільності і вмісту серед волокон повітря, якому притаманна здатність до теплоізоляції.



а) б)

в)

Рис. 1. Залежність коефіцієнту тертя і температури у області тертя від шляху випробування матеріалів при швидкості v = 0,5 м/с:
1 – коефіцієнт тертя (f);
2 – температура у області тертя (T);
а) матриця; б) КМ 1; в) КМ 2.

Таблиця 1. Трибологічні властивості матеріалів

Параметри	Матеріал		
	Матриця	КМ 1	КМ 2
Момент тертя, M, Н×м	1,8…2,0	1,3…1,6	1,1…1.3
Коефіцієнт тертя, f	0,36…0,38	0,26…0,27	0,22…0,24
Температура, T, К	335…337	345…347	325…327
Шлях припрацювання, l, м	2500…3500	2500…3500	2750…3000
Масова інтенсивність зношування, I_m , мг/км	2,0…2,2	1,8…2,1	1,6…2,0

Висновки. Встановлено, що для формування матеріалів з поліпшеними трибологічними властивостями у епоксидний зв'язувач (ЕД-20 (q = 100 мас.ч.), твердник ПЕПА (q = 10 мас.ч.)) необхідно вводити дискретні поліакрилонітрильні волокна у кількості q = 0,02 мас.ч.

ЛІТЕРАТУРА

1. Белый В.А. Проблема создания композиционных материалов и управление их фрикционными свойствами // Трение и износ. – 1982. – Т. 3. – № 3. – С. 389–395.

2. Зінченко Д.О. Дослідження впливу синтетичних дискретних волокон на фізико-механічні властивості епоксидних композитів // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Розвиток інноваційної діяльності в галузі технічних і фізико-математичних наук». – Миколаїв: Миколаївський національний університет імені В.О. Сухомлинського, 2016. – С. 203-205.

НОВЫЕ ПОЛИМЕРНЫЕ КОМПОЗИТЫ В УЗЛАХ ТРЕНИЯ МОРСКОГО ТРАНСПОРТА

Зинченко Д.А.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Постановка проблемы. Проблемы трения и износа деталей и механизмов полимерных трибосистем относятся к числу наиболее сложных проблем и представляют собой совокупность многих частных проблем создания условий для обеспечения максимального использования их потенциальных возможностей. Постоянное усложнение техники при одновременном расширении масштабов ее применения предъявляет всё более высокие требования к надежности конструктивных элементов, физико-механических и триботехнических свойств поверхностей деталей металлополимерных трибосистем, где зарождаются и развиваются одновременно различные процессы и виды трения и изнашивания [1-3].

Анализ последних исследований и публикаций. Значительный вклад в теорию и практику разработки трибологических защитных покрытий внесли А.И. Буря, П.П. Савчук, М.В. Киндрачук, В.Ф. Лабунец, М.И. Пашечко, Е.В. Корбут, В.А. Белый, А.Г. Косторнов, В.И. Похмурский, В.Я. Прущак, П.Н. Богданович и многие другие исследователи.

Цель работы – установить основные закономерности влияния нано-, микродисперсных наполнителей на трибологические свойства композитных материалов.

Материалы и методика исследования. Композитные материалы формировали по технологии [4]. Как модификатор использован карбонат серебра (КС) с дисперсностью 500 нм, как наполнители – дисульфид молибдена (ДМ) и микротальк (МТ) с дисперсностью 7...10 мкм. Формировали КМ следующего состава:

- матрица (ЭД-20 : ПЭПА – 100 : 10);
- КМ 1 (ЭД-20 : ПЭПА : ДМ : КС – 100 : 10 : 70 : 0,8);
- КМ 2 (ЭД-20 : ПЭПА : ДМ : КС – 100 : 10 : 80 : 0,8);
- КМ 3 (ЭД-20 : ПЭПА : МТ : КС – 100 : 10 : 70 : 0,8).

Результаты исследований и их обсуждение. Известно [5], что введение КС в состав КМ приводит к изменению характера структурирования макромолекулярной сетки матрицы и формирования трехмерной структуры с заданными параметрами. Исходя из этого, введение в связующее частиц карбоната серебра позволяет в широких пределах прогнозируемо регулировать физико-механические, а соответственно и трибологические характеристики материалов. При этом следует учитывать, что снижение степени структурообразования полимера при введении избыточного количества частиц может привести к увеличению усадки матрицы при полимеризации, а повышение плотности межмолекулярного сшивания – к повышению химической и термостойкости эпоксидного композита. Результаты трибологических исследований приведены на рис. 1 и в табл. 1.

Таблица 1. Трибологические свойства композитных материалов

Параметры	Материал			
	матрица	КМ 1	КМ 2	КМ 3
Момент трения, M, Н×м	1,8…2,0	1,6…1,8	1,4…1,5	1,4…1,5
Коэффициент трения, f	0,36…0,38	0,34…0,35	0,28…0,29	0,29…0,30
Температура, T, К	335…337	358…360	335…338	338…340
Путь приработки, l, м	2500…3500	2500…3000	2500…3000	2000…2500
Массовая интенсивность изнашивания, I_m, мг/км	2,0…2,2	2,6…2,8	3,0…3,4	1,8…2,1

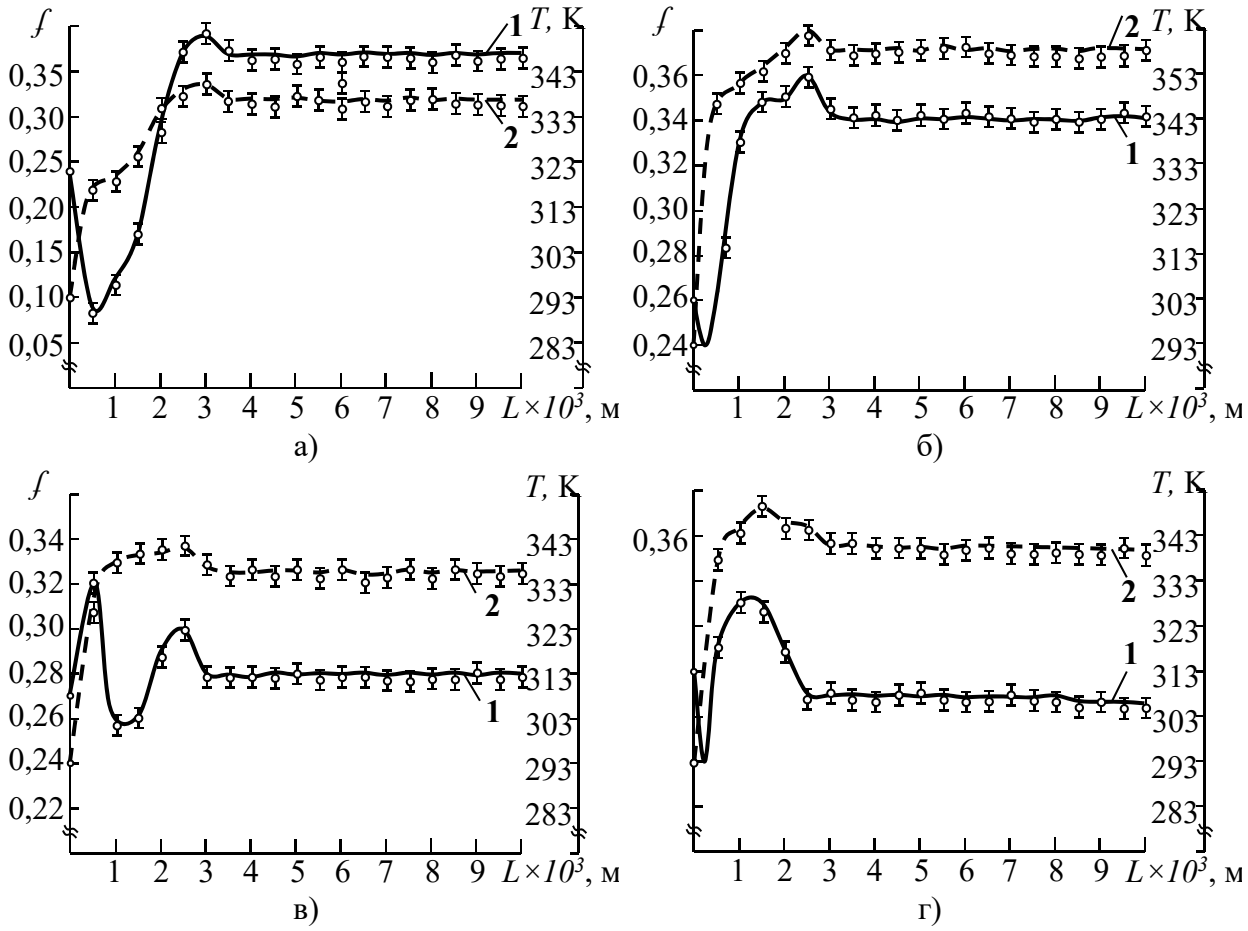


Рисунок 1. Зависимость коэффициента трения и температуры в области трения от пути испытания материалов: 1 – коэффициент трения (f), 2 – температура в области трения (T) а) матрица б) КМ 1; в) КМ 2, г) КМ 3.

Доказано, что наполнение эпоксидного связующего частицами ДМ, МТ и КС оказывает существенное влияние на трибологические свойства КМ. В частности, следует отметить, что момент и коэффициент трения КМ 1 (рис. 1, б) по сравнению с матрицей (рис. 1, а) существенно уменьшается с $M = (1{,}8…2{,}0)$ Н×м и $f = 0{,}36…0{,}38$ до $M = (1{,}6…1{,}8)$ Н×м и $f = 0{,}34…0{,}35$ соответственно (табл. 1). Это происходит за счет повышения степени сшивания с образованием дополнительных физических связей между связующим и наполнителем. Повышение когезионной прочности материала за счет физических связей, увеличение поверхностной энергии двухкомпонентного наполнителя, определяется прежде всего топологией и активностью его поверхности.

В свою очередь это приводит к улучшению показателей трибологических свойств КМ в выбранном диапазоне исследования. Дополнительным подтверждением этого является и то, что путь приработки при данных условиях уменьшается относительно матрицы ($l = 2500…3000$ м) и составляет $l = 2500…3000$ м. Однако, при таком наполнении системы интенсивность износа материала ($I_m = 2{,}6…2{,}8$ мг/км) возрастает по сравнению с матрицей ($I_m = 2{,}0…2{,}2$ мг/км). Это, на наш взгляд, обусловлено образованием пор и полостей в поверхностном слое материала, что вызывает при фрикционном взаимодействии контртела и композита его когезионное разрушение.

Аналогичную тенденцию наблюдали при испытании материала КМ 2. Результаты исследования позволяют утверждать об улучшении трибологических свойств данного КМ по сравнению с КМ 1, о чем свидетельствует уменьшение показателей момента трения с $M = (1{,}6…1{,}8)$ Н×м до $M = (1{,}4…1{,}5)$ Н×м и коэффициента трения с $f = 0{,}34…0{,}35$ до $f = 0{,}28…0{,}29$. Это объясняют преобладающим влиянием деформационно-прочностных и антифрикционных свойств наполнителя дисульфида молибдена, количество которого в

материале увеличено до $q = 80$ мас.ч., на свойства композита в целом. При этом формируется значительное количество макроблоков в объеме и поверхностном слое композита, которые содержат два слоя атомов серы и слой атомов молибдена между ними (*S*-*Mo*-*S*).

Относительно КМ 3 наблюдали следующую тенденцию. Момент трения, коэффициент трения, путь приработки и интенсивность изнашивания КМ 3 (рис. 1, г, табл. 1) по сравнению с матрицей существенно уменьшаются от $M = (1{,}8…2{,}0)$ Н×м, $f = 0{,}36…0{,}38$, $l = 2500…3500$ м, $I_m = 2{,}0…2{,}2$ мг/км до $M = (1{,}4…1{,}5)$ Н×м, $f = 0{,}29…0{,}30$, $l = 2000…2500$ м, $I_m = 1{,}8…2{,}1$ мг/км. Это происходит за счет улучшенных физико-механических и теплофизических свойств композита, а также в связи с достижением максимальной плотности структурной сетки материала.

В процессе износа структура контактной среды меняется в результате образования в области трения пограничного слоя, который отличается по свойствам от композита в объеме. В процессе трения ионы железа контртела проникают в пограничный слой. Кроме того, ионы железа, серебра и магния, которые являются составными наполнителей КС и МТ, циркулируя в системе трения, оседают на поверхностях контактирующих деталей. Микрощели и выступы объектов пары трения являются анодными участками, поэтому ионы металлов группируются в зазорах контактирующих поверхностей.

В результате проведенных экспериментов и анализа результатов исследования можно констатировать, что нано- и микродисперсные частицы существенно влияют на улучшение трибологических свойств композитов.

Выводы. Экспериментально установлено влияние двухкомпонентного бидисперсного наполнителя на трибологические свойства эпоксикомпозитов. Доказано, что улучшенными свойствами отмечаются материалы на основе эпоксидной смолы ЭД-20, наполненной частицами дисульфида молибдена ($d = 7…10$ мкм) и карбоната серебра ($d = 0{,}5$ мкм) в соотношении – 100:80:0,7 соответственно или микроталька ($d = 7…10$ мкм) и карбоната серебра ($d = 0{,}5$ мкм) в соотношении 100:70:0,8 соответственно.

ЛИТЕРАТУРА

1. Буря А. И. Новые полимерные композиты в узлах трения железнодорожного транстпорта / Буря А.И., Дудин В.Ю., Чукаловский П.А. // Вісник Східноукраінського національного університету им. В. Даля. Техн. науки. Серія : Транспорт. – 2004. – № 8. – С. 184–189.

2. Козак Н.В., Косянчук Л.Ф., Низельский Ю.Н., Горбатенко А.Н. Теплофизические характеристики эпоксидиановых и полиизоцианатных композиций как возможных связующих для фрикционных материалов // Трение и износ. – 1997. – Т. 18, – № 5. – С. 678–682.

3. Богданович П.Н., Прушак В.Я. Трение и износ в машинах. – Минск: Вища школа, 1999. – 374 с.

4. DOI: 10.3846/16484142.2016.1212267

5. DOI: 10.1615/CompMechComputApplIntJ.v8.i1.30

ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГАЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ ИЗ БОРОСОДЕРЖАЩИХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ УПРОЧНЕНИЯ И ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ СУДОВЫХ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

[1]Ивашко В.С., [2]Лопата В.Н., [3]Соловых Е.К.,
[1]Белорусский национальный технический университет (Белоруссия)
[2]Институт электросварки им. Е. О. Патона НАН Украины (Украина)
[3]Центральноукраинский национальный технический университет (Украина)

Актуальность исследований. Выход из строя судовых машин и мкханизмов в основном связан с износом базовых деталей, которые испытывают в процессе работы комбинированное влияние агрессивных сред, высоких удельных нагрузок, трения, вибраций и других факторов. В подавляющем большинстве случаев разрушается только рабочая поверхность детали, которую можно восстановить нанесением слоя материала со специальными свойствами. В результате нанесения покрытий не только восстанавливаются размеры деталей, но и упрочняется их поверхность. В особенности целесообразно использование защитных покрытий в ремонтном производстве.

Газотермическое напыление (ГТН) порошковыми материалами - один из распространенных способов нанесения покрытий. Методы ГТН позволяют формировать на поверхности деталей машин и конструкций покрытия с различным уровнем механических и физико-химических свойств, большинство из которых подлежат дальнейшей механической обработке для получения необходимых размеров и качества поверхности. Однако, высокие механические свойства покрытий, обеспечивая работоспособность деталей в эксплуатации, значительно снижают их обрабатываемость резанием, которая всегда более низкая, чем аналогичных по составу сплошных материалов. Преимущественно, это связано с тем, что покрытия характеризуются определенным разбросом физико-механических свойств, неоднородной структурой, что является причиной нестабильности процесса резания и приводит к ускоренному износу режущих инструментов Структура материала покрытия, которая формируется при его нанесении на основу, ограничивает возможности по технологическому управлению шероховатостью обрабатываемой поверхности.

Материалы на основе железа Fe (Fe–B, Fe–Cr–B, и т.д.) являются предпочтительными для получения порошков, характеризующихся аморфно-кристаллической структурой. Для нанесения покрытий из сплавов системы Fe–Cr–B–Si применялось газопламенное напыление (ГПН) с использованием в качестве исходного материала порошка. Для ГПН покрытий с аморфной структурой примененялись дополнительные технологические приемы, направленные на исключение перегрева основы и покрытия в процессе напыления, а также окисления напыляемого сплава, особенно при наличии в его составе элементов с повышенным сродством к кислороду. Одна из причин, которая сдерживает использование защитных износостойких покрытий с аморфно-кристаллической структурой - недостаток научно обоснованных рекомендаций по их нанесению и механической обработке.

Для борсодержащих материалов характерными является следующие особенности:
- наличие большого количества структурных составляющих;
- сочетание аморфной и кристаллической фаз, имеющих различные физико-механические свойства.

Требование обязательного сохранения исходного содержания аморфной фазы, которая обуславливает их эксплуатационные свойства, накладывает определенные ограничения на процессы нанесения и механической обработки таких покрытий.

Цель исследований - проведения триботехнических исследований состояния поверхностного слоя изделий с аморфизированными покрытиями для формирования надлежащего качеством поверхности изделий

Результаты исследований. Аморфные металлические сплавы (АМС) получают быстрой закалкой расплавов и при условии, что сплав содержит достаточное количество элементов–аморфизаторов. Практический интерес представляют сплавы, для охлаждения которых требуются скорости охлаждения в пределах 100-200К/с, а температура стеклования в несколько раз меньше температуры плавления основного компонента.

Для практического применения обычно используют сплавы переходных металлов (Fe, Co, Mn, Cr, Ni и др.), в которые для образования аморфной структуры добавляют аморфообразующие элементы типа B, C, Si, P, S. Аморфные сплавы содержат около 80 % одного или нескольких переходных металлов и 20% металлоидов, которые добавляют для образования и стабилизации аморфной структуры. Состав аморфных сплавов, используемых для восстановления деталей СММ близок по формуле $M_{80}X_{20}$, где М - один или несколько переходных металлов, а Х - один или несколько амортизаторов (например, $Fe_{80}B_{20}$).

Аморфизаторы понижают температуру плавления и обеспечивают достаточно быстрое охлаждение расплава ниже его температуры стеклования так, чтобы в результате образовалась аморфная фаза. На термическую стабильность аморфных сплавов оказывает наибольшее влияние кремний и бор, наибольшей прочностью обладают сплавы с бором и углеродом, а коррозионная стойкость зависит от концентрации хрома и фосфора.

В условиях ГПН достигается принципиальная возможность получения аморфных покрытий из металлических сплавов. Критическая скорость перехода этих сплавов в аморфное состояние $V^{кр}_{охл}=10^5$-10^6К/с.

Важным условий сохранения аморфной структуры в процессе наращивания покрытия является достижение рациональных температурных режимов в системе «покрытие-основа», обеспечивающих объемное содержание аморфной фазы ($Z_{АФ}$) в напыленном покрытии. Повышение температуры основы приводит к уменьшению $Z_{АФ}$. Предварительный подогрев основы перед напылением приводит к снижению количества аморфной фазы: соответственно, при температуре подогрева Т=350К - $Z_{АФ}$=70%; Т=460К - $Z_{АФ}$=35%.

Изучалось влияние на температуру режимов и толщины покрытия. Было установлено, что в зависимости от вида обрабатываемого материала и условий напыления температура имеет разные значения.

При ГПН покрытий с АМС применялись дополнительные технологические приемы, направленные на исключение перегрева основы и покрытия в процессе напыления, а также окисления напыляемого сплава, особенно при наличии в его составе элементов с повышенным сродством к кислороду. Аморфная фаза в покрытии изменялась от 65 до 80%.

Таблица 1. Результаты испытаний напыленных материалов на задир

Давление на образцы p, МПа	Коэффициент трения μ						
	Сталь 20Х	Покрытие					
		дистанция напыления, мм					
		40	80	120	40	80	120
0,16	0,032	0,022	0,018	0,018	0,018	0,017	0,018
0,50	0,025	0,015	0,014	0,014	0,013	0,013	0,015
0,92	0,010	0,010	0,009	0,009	0,008	0,008	0,009
1,33	0,015	0,007	0,009	0,009	0,008	0,007	0,009
1,75	0,065	0,006	0,008	0,008	0,007	0,007	0,008
2,16		0,011	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007
2,58		0,015	0,006	0,007	0,007	0,007	0,006
3,00		0,035	0,007	0,008	0,008	0,006	0,007
3,42			0,008	0,012	0,015	0,005	0,007
3,83			0,011	0,027	0,026	0,006	0,013
4,25			0,020			0,006	0,020
4,66						0,015	
5,08						0,025	

Для приближения условий лабораторных исследований к реальным условиям эксплуатации применили способ испытаний триботехнических свойств покрытий при граничной смазке. Образец с испытуемым покрытием вводили в контакт с контробразцом,

нагружали их и задавали скорость вращения. В зону контакта подавали капельным способом жидкую смазку – индустриальное масло И-20А. Образцы с покрытиями сравнивали с эталоном – литым образцом из стали 20Х. Результаты испытаний покрытий на задир приведены в таблице 1. В таблице 2 приведены результаты испытаний на износостойкость напыленных материалов

Таблица 2. Результаты испытаний покрытий на износостойкость

Покрытия	Линейный износ материала покрытия за 10 часов испытаний при p=3,42 МПа Δh, мкм			Интенсивность изнашивания J_h, мкм/км (или 10^{-9})		
	дистанция напыления, мм					
	40	80	120	40	80	120
Fe-B	2,5	1,5	1,8	0,025	0,015	0,018

Выводы. Важным условий сохранения аморфной структуры в процессе ГПН покрытия является достижение рациональных температурных режимов в системе «покрытие-основа», обеспечивающих объемное содержание аморфной фазы ($Z_{АФ}$) в напыленном покрытии. Повышение температуры основы приводит к уменьшению аморфной фазы ($Z_{АФ}$). Предварительный подогрев основы перед напылением приводит к снижению количества аморфной фазы: соответственно, при температуре подогрева Т=350К - $Z_{АФ}$=70%; Т=460К - $Z_{АФ}$=35%.

Наиболее мелкая структура покрытия обнаружена на дистанции напыления 80 мм. Именно на этой дистанции создаются благоприятные условия для формирования аморфной фазы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ивашко В.С. Обоснование размеров структурных составляющих при упрочнении ножей измельчающих аппаратов кормоуборочной техники / Ивашко В.С., Декевич П.А. Материалы 8-го Междунар. науч.-техн. семинара. Современные проблемы подготовки производства, заготовительного производства, обработки, сборки и ремонта в промышленности и на транспорте, Киев, 26-28 февраля 2008 г. / Институт сверхтвердых материалов им. В.Н. Бакуля НАН Украины. – 2008.

2. Астапчик С.А. Технология поперечно-клиновой прокатки в сельхозмашиностроении республики Беларусь. / Астапчик С.А., Ивашко В.С. В сб. Современные методы и технологии создания и обработки материалов.-Мн. 2006. С.376–381.

3. Бетеня Г.Ф. Теоретические и технологические основы упрочнения и восстановления деталей сельскохозяйственной техники / Бетеня Г.Ф., Буйкус К.В., Ивашко В.С. и др. Мн. БГАТУ, 2006.

4. Абрамович Т.М. Влияние технологических факторов на сврйства покрытий при их электроконтактном припекании. Вопросы теории. / Абрамович Т.М. , Донских С.А., Ярошевич В.К. Материалы Междунар. науч.-техн. конф. Модели и алгоритмы для имитации физико-химических процессов. Таганрог, 2008.

5. Микроплазменное оплавление самофлюсующихся материалов при упрочнении ножей измельчающих аппаратов. / Ивашко В. С., Декевич П.А. В сб. «Новые материалы и технологии: порошковая металлургия, композиционные материалы, защитные покрытия, сварка», Минск, 2008.

6. Громыко Г.Ф. Моделирование процесса микроплазменной обработки деталей с нанесением порошковых материалов. / Громыко Г.Ф., Мацука, Н.П., Ивашко, В.С., Декевич, П.А. Сборник научных трудов VI международной научно-технической конференции «Материалы, технологии и оборудование в производстве, эксплуатации, ремонте и модернизации машин» – Новополоцк 2007 г.

7. Ивашко В. С. Применение системы визуализации при лазерной и микроплазменной обработке деталей рабочих органов кормоуборочных машин / Ивашко В. С., Декевич П.А., Инютин А.В. материалы 8-го Междунар. науч.-технического семинара. Современные проблемы подготовки производства, заготовительного производства, обработки, сборки и ремонта в промышленности и на транспорте, Киев, 26-28 февраля 2008г. / Институт сверхтвердых материалов им. В.Н. Бакуля НАН Украины. – 2008.

ОЦІНКА ЕКОНОМІЇ ЕНЕРГІЇ ГІБРИДНОГО АВТОМОБІЛЯ ПРИ СТАЛОМУ РУСІ

[1]Кайдалов Р.О., [1]Подригало М.А., [2]Черняк Р.Є., [2]Дунь С.В.
[1]Національна академія Національної гвардії України (Україна)
[2]Публічне акціонерне товариство «АвтоКрАЗ» (Україна)

Вступ. Вимоги до енергетичної ефективності автотранспортних засобів у світі постійно зростають. Використання гібридних автомобілів (автомобілів з комбінованим електромеханічним приводом ведучих коліс) розширюється, що дає значний економічний ефект й покращення екологічної обстановки.

В статті запропонований метод оцінювання економії енергії автомобілів при сталому русі у разі використання комбінованого електромеханічного приводу ведучих коліс.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Вимоги щодо підвищення показників енергетичної ефективності автотранспортних засобів у світі постійно зростає [1 - 8], що призвело до необхідності розробки й впровадження електромобілів та автомобілів з комбінованим електромеханічним приводом ведучих коліс (гібридних автомобілів) [9 - 11]. За результатами проведених досліджень визначено, що в режимі розгону автомобіля й його руху в сталому русі при використанні тільки електричного приводу забезпечується економія енергії ц палива. Однак у відомих дослідженнях не розкрита фізична сутність й не проведено кількісної оцінки економії енергії й палива при русі автомобіля у сталому русі з одночасним використанням електричного й механічного (від ДВЗ) приводів ведучих коліс.

В роботі [12] показано, що резервом зниження непродуктивних витрат енергії й палива є зниження нерівномірності тягової сили, що обумовлено нерівномірністю індикаторного крутного моменту ДВЗ. У разі сумісної роботи електричної й механічної (від ДВЗ) частин приводу ведучих коліс автомобіля відбувається зменшення амплітуди коливань тягової сили [13]. У роботі [13] проведено дослідження впливу співвідношень крутних моментів, які створюються електродвигунами й ДВЗ на ведучих колесах на зниження витрат енергії при сталому русі автомобіля. Однак у роботі [13] не проведено оцінювання економії енергії й палива гібридного автомобіля при сталому русі.

Мета й завдання дослідження. Метою дослідження є удосконалення методів оцінювання економії енергії й палива гібридних автомобілів при сталому русі. Для досягнення поставленої мети необхідно провести оцінку економії енергії ДВЗ автомобіля з комбінованим електромеханічним приводом при сталому русі.

Виклад основного матеріалу. Оцінка економії енергії двигуна автомобіля з комбінованим електромеханічним приводом при сталому русі.

Розглянемо рух автомобіля на ділянці шляху, яка вимірюється з постійною швидкістю $\overline{V_a} = const$. Сумарний шлях S, який пройдений автомобілем можна розділити на три ділянки:

$$S = S_1 + S_2 + S_3, \tag{1}$$

де S_1; S_2; S_3 – ділянки шляху, який пройдений автомобілем при роботі тільки механічного, механічного й електричного та тільки електричного приводів ведучих коліс.

Витрата енергії на подолання сил дорожнього опору

$$W_{д.о.} = \left(m_a g \psi + \frac{C_x}{2} \rho F \overline{V_a}^2 \right) S, \tag{2}$$

де m_a – маса автомобіля;

g – прискорення вільного падіння;

ψ – сумарний коефіцієнт дорожнього опору;

C_x – коефіцієнт лобового аеродинамічного опору;

ρ – густина повітря;

F – площа лобового перерізу (мідель) автомобіля.

У разі нерівномірності дії крутного моменту ДВЗ [13] додаткові втрати енергії двигуна дорівнюють

$$\Delta W_e = \frac{K_1}{2\pi}\left(m_a g \psi + \frac{C_x}{2}\rho F \overline{V_a}^2 \right) S_{двз}\left(1 - K_{ед}\right), \tag{3}$$

де $K_{ед}$ – коефіцієнт використання електричного приводу;

$$K_{ед} = \frac{\sum M_{ед}}{\sum M_{двз}}; \tag{4}$$

$\sum M_{ед}$; $\sum M_{двз}$ – сумарні моменти на ведучих колесах, що створюються механічною трансмісією від ДВЗ й електричним приводом, відповідно;

K_1 – коефіцієнт нерівномірності крутного моменту ДВЗ;

$$K_1 = 0{,}08 + \frac{14{,}44}{i_ц}; \tag{5}$$

$i_ц$ – число циліндрів ДВЗ;

$S_{двз}$ – шлях, який пройдений автомобілем при використанні енергії ДВЗ.

При русі автомобіля з використанням тільки ДВЗ ($S_{двз} = S_1$)

$$W_{e1} = \frac{W_{д.о.}}{\eta_{тр}} + \frac{\Delta W_к}{\eta_{тр}} = \frac{m_a g \psi + \frac{C_x}{2}\rho F \overline{V_a}^2}{\eta_{тр}}\left(1 + \frac{K_1}{2\pi}\right) S_1. \tag{6}$$

При русі автомобіля з використанням комбінованого електромеханічного приводу ($S_{двз} = S_2$)

$$W_{e2} = \frac{W_{д.о.}}{\eta_{тр}}\left(1 - K_{ед}\right) + \frac{\Delta W_к}{\eta_{тр}} = \frac{m_a g \psi + \frac{C_x}{2}\rho F \overline{V_a}^2}{\eta_{тр}}\left(1 - K_{ед}\right)\left(1 + \frac{K_1}{2\pi}\right) S_2. \tag{7}$$

Енергія, що витрачається електричним приводом

$$W_{ел.п2} = \frac{W_{д.о.}}{\eta_{ел.п}} K_{ед} = \frac{m_a g \psi + \frac{C_x}{2}\rho F \overline{V_a}^2}{\eta_{ел.п}} K_{ед} \cdot S_2, \tag{8}$$

де $\eta_{ел.п}$ – коефіцієнт корисної дії електричного приводу.

При русі автомобіля з використанням лише електричного приводу ($S = S_3$)

$$W_{ел.п3} = \frac{W_{д.о.}}{\eta_{ел.п}} = \frac{m_a g \psi + \frac{C_x}{2}\rho F \overline{V_a}^2}{\eta_{ел.п}} \cdot S_2. \tag{9}$$

На зарядку акумуляторів також витрачається енергія ДВЗ

$$\Delta W_e = \frac{W_{ел.п2} + W_{ел.п3}}{\eta_{зар}} = \frac{m_a g \psi + \frac{C_x}{2}\rho F \overline{V_a}^2}{\eta_{ел.п} \cdot \eta_{зар}} \cdot \left(K_{ед} \cdot S_2 + S_3\right). \tag{10}$$

Сумарна витрата енергії двигуна

$$\begin{aligned} W_e = W_{e1} + W_{e2} + \Delta W = {} & \frac{m_a g \psi + \frac{C_x}{2}\rho F \overline{V_a}^2}{\eta_{тр}}\left(1 + \frac{K_1}{2\pi}\right) S_1 + \\ & + \frac{m_a g \psi + \frac{C_x}{2}\rho F \overline{V_a}^2}{\eta_{тр}}\left(1 + \frac{K_1}{2\pi}\right)\left(1 - K_{ед}\right) S_2 + \frac{m_a g \psi + \frac{C_x}{2}\rho F \overline{V_a}^2}{\eta_{ел.п} \cdot \eta_{зар}} \cdot \left(K_{ед} \cdot S_2 + S_3\right) \end{aligned}. \tag{11}$$

Після перетворень отримаємо

$$W_e = \frac{m_a g\psi + \frac{C_x}{2}\rho F\overline{V_a}^2}{\eta_{mp}}\left(1+\frac{K_1}{2\pi}\right)S\left\{1-\left[1-\frac{\eta_{mp}}{\eta_{ел.п}\cdot\eta_{зар}\left(1+\frac{K_1}{2\pi}\right)}\right]\cdot\left(\frac{S_2}{S}K_{ед}+\frac{S_3}{S}\right)\right\}. \quad (12)$$

При використанні тільки механічного приводу рівняння (6) при ($S_1 = S$ й $W_{e1} = W_e$) прийме вигляд

$$W_e^{|} = \frac{m_a g\psi + \frac{C_x}{2}\rho F\overline{V_a}^2}{\eta_{mp}}\left(1+\frac{K_1}{2\pi}\right)S. \quad (13)$$

Економія енергії при використанні комбінованого електромеханічного приводу

$$E_w = W_e - W_e^{|} = \frac{m_a g\psi + \frac{C_x}{2}\rho F\overline{V_a}^2}{\eta_{mp}}\left(1+\frac{K_1}{2\pi}\right)S\cdot\left[1-\frac{\eta_{mp}}{\eta_{ел.п}\cdot\eta_{зар}\left(1+\frac{K_1}{2\pi}\right)}\right]\cdot\left(\frac{S_2}{S}K_{ед}+\frac{S_3}{S}\right). \quad (14)$$

Відносна економія енергії

$$\delta_w = \frac{E_w}{W_e^{|}} = \left[1-\frac{\eta_{mp}}{\eta_{ел.п}\cdot\eta_{зар}\left(1+\frac{K_1}{2\pi}\right)}\right]\cdot\left(\alpha_2\cdot K_{ед}+\alpha_3\right), \quad (15)$$

де α_2; α_3 – відносні частини шляху, які пройдені автомобілем при використанні комбінованого електромеханічного й електричного приводів ведучих коліс, відповідно;

$$\alpha_2 = \frac{S_2}{S}; \quad (16)$$

$$\alpha_3 = \frac{S_3}{S}. \quad (17)$$

У рівнянні (15) виділимо функцію

$$F = \alpha_2 K_{ед} + \alpha_3, \quad (18)$$

максимальне значення якої може приймати значення, що дорівнює одиниці. У цьому випадку рівняння (15) прийме вигляд

$$\delta_{ew} = F\left[1-\frac{\eta_{mp}}{\eta_{ел.п}\cdot\eta_{зар}\left(1+\frac{K_1}{2\pi}\right)}\right]. \quad (19)$$

Економія енергії, як видно із рівняння (19), можлива при виконанні умови

$$1-\frac{\eta_{mp}}{\eta_{ел.п}\cdot\eta_{зар}\left(1+\frac{K_1}{2\pi}\right)} > 0. \quad (20)$$

Звідки визначимо

$$K_1 > 2\pi\left(\frac{\eta_{mp}}{\eta_{ел.п}\cdot\eta_{зар}}-1\right). \quad (21)$$

Після підстановки виразу (5) у нерівність (21) отримаємо

$$i_ц < \frac{7{,}22}{\pi\left(\frac{\eta_{тр}}{\eta_{ел.п}\cdot\eta_{зар}}-1\right)-0{,}04}. \qquad (22)$$

Нерівність (22) виражає умову отримання економії енергії (палива) автомобіля при русі у сталому режимі з використанням комбінованого електромеханічного приводу ведучих коліс. Із рівняння (18) визначимо умову отримання $\delta_{ew} = (\delta_{ew})_{\max}$, що забезпечується при $F = 1$.

$$K_{ед} = \frac{1-\alpha_3}{\alpha_2}. \qquad (23)$$

Після підстановки виразу (5) у рівняння (19)

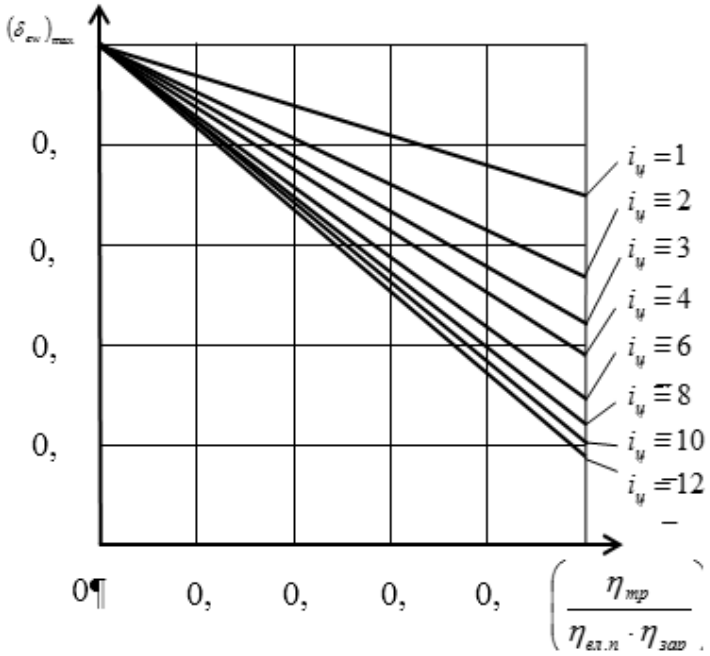
$$\delta_{ew} = \left\{1 - \frac{\eta_{тр}}{\eta_{ел.п}\cdot\eta_{зар}\left[1+\frac{1}{\pi}\left(0{,}04+\frac{7{,}22}{i_ц}\right)\right]}\right\}F. \qquad (24)$$

В таблиці наведено результати розрахунку показника δ_{ew} при: $F = 1$; $\eta_{тр} = 0{,}8$; $\eta_{зар} = 0{,}9$ й $\eta_{ел.п} = 0{,}9$.

Таблиця 1. Результати розрахунку $(\delta_{ew})_{\max}$

$i_ц$	1	2	3	4	6	8	10	12
$(\delta_{ew})_{\max}$	0,70	0,54	0,44	0,38	0,29	0,24	0,20	0,18

Аналіз результатів розрахунку, які наведені у таблиці показує, що для автомобілів з комбінованим електромеханічним приводом ведучих коліс при русі у сталому режимі максимальна економія енергія палива (в залежності від числа циліндрів ДВЗ) може знаходитись у межах від 18% до 70%. Для легкових автомобілів, які мають $i_ц = 3-6$ вказана економія може складати 29% – 44%. Для вантажних автомобілів з числом циліндрів $i_ц = 6-8$ відносна економія енергії (палива) складає 24% – 29%.



$$(\delta_{ew})_{\max} = f\left(\frac{\eta_{тр}}{\eta_{ел.п}\cdot\eta_{зар}}\right)$$

Рисунок 1. Залежність

На рис. 1 наведено графіки залежності $(\delta_{ew})_{\max} = f\left(\frac{\eta_{mp}}{\eta_{ел.п} \cdot \eta_{зар}}\right)$, що побудовані при різному значенні параметра $i_ц$. В межах зміни величини $\left(\frac{\eta_{mp}}{\eta_{ел.п} \cdot \eta_{зар}}\right)$[0;1] величина $(\delta_{ew})_{\max}$ змінюється в межах [1;0,2].

Висновки.

1. Запропонований метод оцінки економії енергії гібридного автомобіля при сталому русі, який дозволяє проводити оцінювання економії енергії (палива) автомобілів з комбінованим електромеханічним приводом ведучих коліс у сталому режимі руху.

2. Проведені розрахунки економії енергії автомобіля з комбінованим електромеханічним приводом ведучих коліс з $\eta_{mp} = 0{,}8$; $\eta_{зар} = 0{,}9$ й $\eta_{ел.п} = 0{,}9$ дозволили визначити наступне:

– відносне зниження енергії, що затрачується на сталий рух автомобіля в залежності від числа циліндрів двигуна може знаходитись в межах від 18% до 70% (менше значення – при числі циліндрів $i_ц = 12$, а більше – при $i_ц = 1$);

– для легкових автомобілів, які мають $i_ц = 3-6$ вказана економія може складати величину , яка знаходиться у межах 29% – 44%.

– для вантажних автомобілів з числом циліндрів $i_ц = 6-8$ відносна економія енергії (палива) складає 24% – 29%.

ЛІТЕРАТУРА

1. Harnesk, D. (2016). A Review of Energy and Transport in Green Transition: Perspectives on Ecomodernity. Challenges In Sustainability, 4(2) 15-16. doi: 10.12924/cis2016.04020015.

2. Directive 2009/33/EC of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 on the promotion of clean and energy-efficient road transport vehicles // Official Journal of the European Union (L120). – 15.05.2009. P. 5 – 13.

3. Нагайцев М.В. Современные мировые требования к энергетической эффективности автотранспортных средств и пути её обеспечения в России / М.В. Нагайцев // Журнал автомобильных инженеров. – М.: ООО «Издательский Дом ААИ Пресс». – 2014. – №4. – С. 32 – 37.

4. Козлов А.В. Современные требования к уровню энергетической эффективности автотранспортных средств / А.В. Козлов, А.С Теренченко // Журнал автомобильных инженеров. – М.: ООО «Издательский Дом ААИ Пресс». – 2014. – №1 (84). – С. 28 – 33.

5. Нагайцев М.В. Современные мировые требования к энергетической эффективности автотранспортных средств и пути её обеспечения в России Часть 2. Формирование и реализация требований в ЕС / М.В. Нагайцев // Журнал автомобильных инженеров. – М.: ООО «Издательский Дом ААИ Пресс». – 2014. – №5 (88). – С. 18 – 24.

6. BenDor, Todd K. 2012. «The System Dynamics of U.S. Automobile Fuel Economy». Sustainability 4, no. 5: 1013-1042.

7. Ramon Peres-Galvez, Jose R. Fuentes-Vega, Juan B. Cogollos-Martines, Antonio Toledo-Dorrego. Evalucation de la eficiencia energetica de vehiculos pesados en ciclo: Ingenieria Mecanica. 2010; 13(1): p. 49 – 58.

8. Эткин Д.М. О топливной экономичности массовых автомобилей в США, её регулирование и путях повышения (по материалам публикаций). Д.М. Эткин. Журнал автомобильных инженеров, 2009. Вып. №5(88). С. 10 – 15.

9. Синергетичний автомобіль. Теорія і практика. О.В. Бажинов, О.П. Смирнов, С.А. Сєріков, В.Я. Двадненко. Харків: Вид-во ХНАДУ, 2011. 236 с.

10. Гібридні автомобілі. О.В. Бажинов, О.П. Смирнов, С.А. Сєріков, А.В. Гнатов, А.В. Колесніков. Харків: Вид-во ХНАДУ, 2008. 327 с.

11. Щетина В.А. Электромобиль: техника и экономика. В.А. Щетина, Ю.Я. Морговский, Б.И. Центер, В.А. Богомазов. Ленинград: Машиностроение, 1987. 236 с.

12. Подригало М.А. Оценка дополнительных энергетических потер при установившемся режиме движения транспортно-тяговых машин. М.А. Подригало, Н.П. Артёмов, Д.В. Абрамов, М.Л. Шуляк. Вісник національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць, 2015. Вип. №9 (1118). С. 98 – 107.

13. Кайдалов Р.О. Дослідження можливості зниження енергетичних втрат автомобіля при використанні гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс. Р.О. Кайдалов. Системи обробки інформації, 2016. Вип. № 9. С. 13 – 17.

ЕКСПЛУАТАЦІЙНА НАДІЙНІСТЬ ДВЗ АВТОМОБІЛІВ-ТЯГАЧІВ

Кравченко О.П.
Житомирський державний технологічний університет (Україна)

Вступ та актуальність досліджень. Важливим завданням, що стоїть перед автотранспортними перевізниками для забезпечення інтенсивного використання автопоїздів є підтримання рухомого складу в працездатному стані. Ефективна робота автомобілів забезпечується комплексом показників підприємства-виробника та підтримкою експлуатаційної надійності в умовах використання рухомого складу. Поширеним видом вантажних автомобілів, що виконують міжнародні перевезення, є автомобілі-тягачі Mercedes-Benz 1844 Actros LS. Аналіз надійності цих вантажівок в гарантійний період експлуатації (один рік) дозволив розробити пропозиції щодо підвищення ефективності роботи транспортного підприємства, управління і планування раціонального використання запасних частин, організації технічного обслуговування [1, 2]. Дослідження, виконані в цей період експлуатації, визначили менш надійні елементи і дали можливість більше приділяти їм уваги. Спостереженнями за 160 автомобілями із середнім річним пробігом 76,8 тис. км (мін. – 11,35 тис. км – участь у контрейлерних перевезеннях; макс. – 121,27 тис. км) було встановлено, що середнє напрацювання до першого порушення працездатності склало 31,0 тис. км, в середньому на кожному автомобілі виявлено 12,4 порушень працездатності, що зажадали гарантійного впливу (на пробігу 0-20 тис. км – 76 порушень працездатності, 20-40 тис. км – 110, 40-60 тис. км – 123, 60-80 тис. км – 93, 80-100 тис. км – 176, 100-120 тис. км – 210). На перших 10-ти тис. км пробігу двадцяти п'яти автомобілям виконані гарантійні ремонти (заміна коробки передач, турбокомпресора, паливного бака, автономного обігрівача, тахографа, сальника хвостовика ведучого моста, рульових тяг, блоку управління двигуном). В середньому час простою кожного автомобіля за перший рік експлуатації склало 12,0 годин. Спільними зусиллями виробника автомобілів і перевізника виявлені і усунені недоліки технології виготовлення автомобілів, визначена подальша організація профілактичних робіт.

Постановка задачі. Дослідження надійності автомобілів-тягачів Mercedes-Benz 1844 Actros LS в умовах післягарантійної експлуатації, виявлення вузлів і агрегатів найбільш часто схильних до ремонтів для поліпшення організації технічного обслуговування і підвищення ефективності роботи автотранспортного підприємства.

Результати дослідження. Дослідницька робота виконана по оцінці надійності автомобілів-тягачів Mercedes-Benz 1844 Actros LS з пробігом до 900 тис. км. Період обстеження - з 2004 по початок 2014 року. Категорія умов експлуатації автомобілів - I-II.

На підставі зібраних статистичних даних проаналізовано усунення дефектів і несправностей, отримані закономірності порушень працездатності, виявлені основні статистичні характеристики. Встановлено, що основні порушення працездатності відбувалися в: електро- та електронному обладнанні, ходовій частині, гальмівній системі, двигуні, трансмісії, рульовому управлінні (рис. 1, табл. 1, 2). До компонентів, вказаних на рисунку «Інше», відносяться порушення працездатності кріпильних з'єднань, скла ліхтарів, елементи кабіни водія, які впливають на комфортабельність умов роботи.

Класифікуючи порушення технічного стану автомобілів, слід зазначити, що велика їх частина відноситься до зносу, поломки, ослаблення затяжки кріплення та ін. Питома вага зносових відмов становить близько 20%, а ослаблення затяжки кріплення - понад 60%. Дослідження законів розподілу відповідних напрацювань на відмову показує, що мають місце симетричні, але в більшій кількості - асиметричні розподіли. Симетричні закони напрацювань на відмову свідчать про досконаліть конструкції і підвищення напрацювань може бути досягнуто удосконаленням режимів і технології технічного обслуговування. Асиметричні закони в ряді випадків вказують на наявні в конструкції або технології складання недоробки або некваліфіковане управління автомобілем.

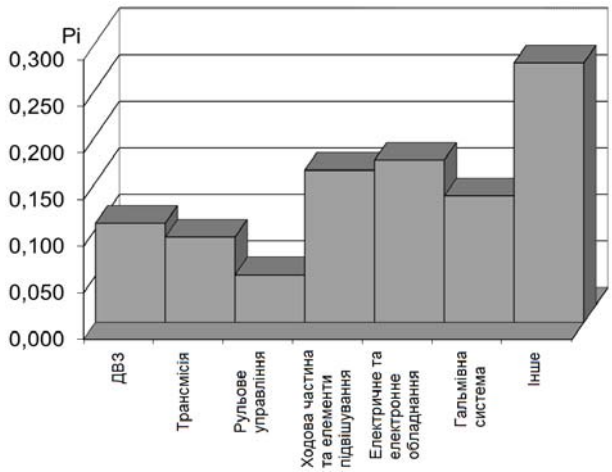


Рисунок 1 – Розподіл несправностей та відмов механізмів і систем

Таблиця 1. Загальні показники надійності в цілому автомобілів

Показник	Mercedes-Benz 1844 Actros LS
Середнє число відмов на один автомобіль, од.	33,11
Середній пробіг до першої відмови, км гарантійний період; післягарантійний період	 31,0 171881
Середнє напрацювання на відмову, км	23582

Таблиця 2. Кількісний розподіл відмов по елементам

Найменування елементів автомобіля	Кількість, %
ДВС	11,36
Трансмісія	10,15
Рульове управління	5,32
Ходова частина	16,69
Електро- и електронне обладнання	17,30
Гальмівна система	14,36
Інше	24,82

Дослідженнями встановлено, що витрати на забезпечення рухомого складу запасними частинами за один рік можуть досягати 30% від усіх витрат підприємства (табл. 3) [3]. Порушення працездатності агрегатів та вузлів у післягарантійний період експлуатації в загалом підпорядковані нормальному закону, однак мають місце складнощі при розрахунку закону розподілу (табл. 4).

Таблиця 3. Витрати на запасні частини автомобілів-тягачів

Марка автомобіля	Кількість, од.	Період	Питомі витрати на один автомобіль, грн.
Mercedes-Benz 1844 Actros LS	159	01.01.2013-31.12.2013	23869,34

Аналізуючи несправності механізмів і систем двигуна встановлено, що агрегат є надійною системою автомобіля, яка відповідає вимогам економічності і екологічності, але в якому мають місце несправності. Фактично кожна десята несправність є причиною

виконання ремонтних робіт.

Можна помітити, що більша частина порушень працездатності припадає на розпилювач форсунки (128 відмов) і інтеркулер (100 відмов). Значна частина несправностей припадає на термостат, турбокомпресор і прокладки (відповідно 2,8 %, 5,9 % і 13,0 %).

Таблиця 4. Статистична характеристика відмов та несправностей

Елементи автомобіля	Гарантійний період	Післягарантійний період
	Закони розподілу	Закони розподілу
Двигун	експоненціальний	відсутній
Агрегати	Вейбулла	відсутній
Електро- та електронне обладнання	Вейбулла	нормальний
Підвіска	нормальний	нормальний
Гальмівна система	відсутній	нормальний

Отримані результати лягли в основу методики розрахунку номенклатури запасних частин для автотранспотного підприємства з урахуванням показників часу доставки деталей, часу заміни, цінової політики (рис. 2, 3, 4, 5, 6) [4, 5].

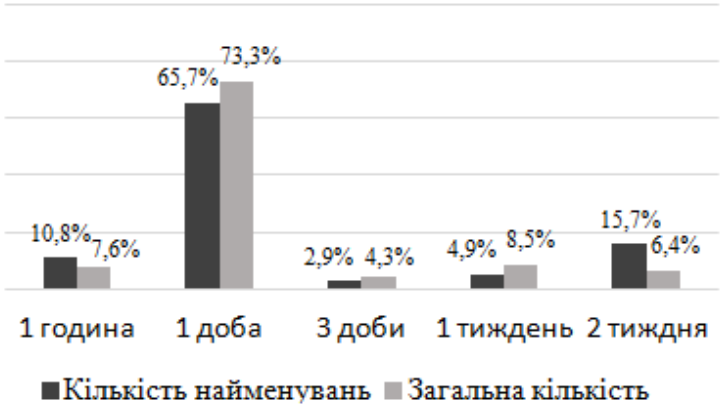


Рисунок 2. Розподіл запасних частин по часу доставки

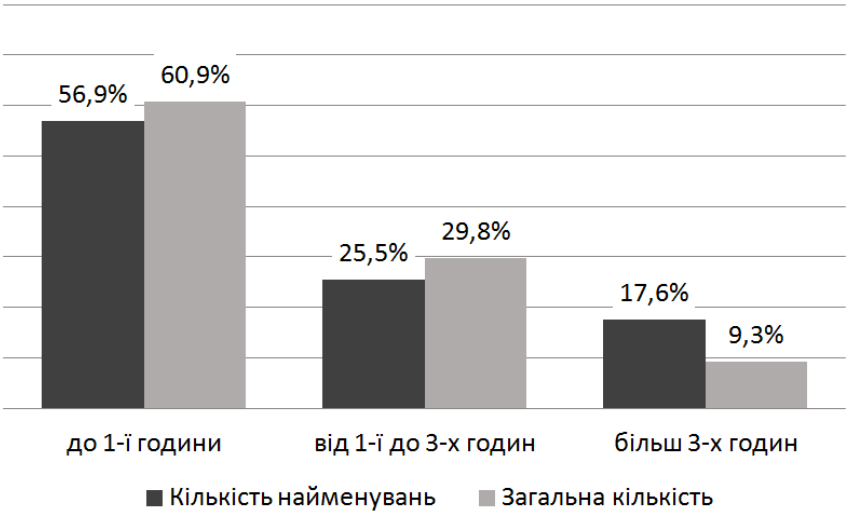


Рисунок 3. Розподіл запасних частин по часу заміни

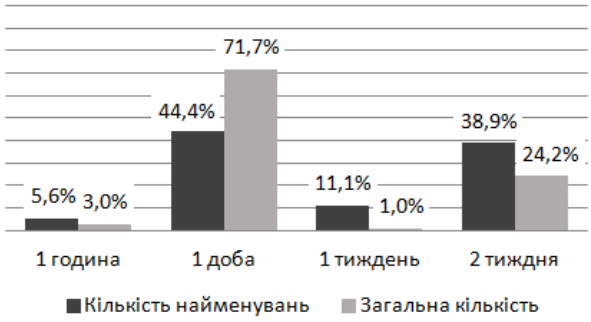


Рисунок 4. Доставка деталей з часом заміни більш трьох годин

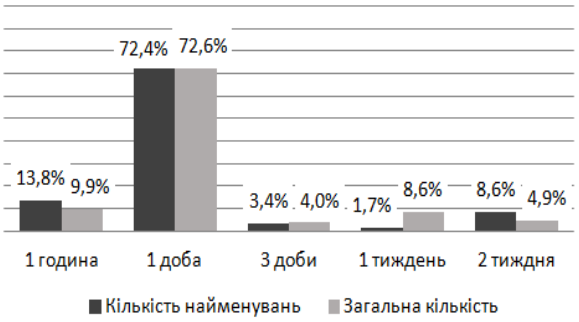


Рисунок 5. Доставка деталей з часом заміни менш однієї години

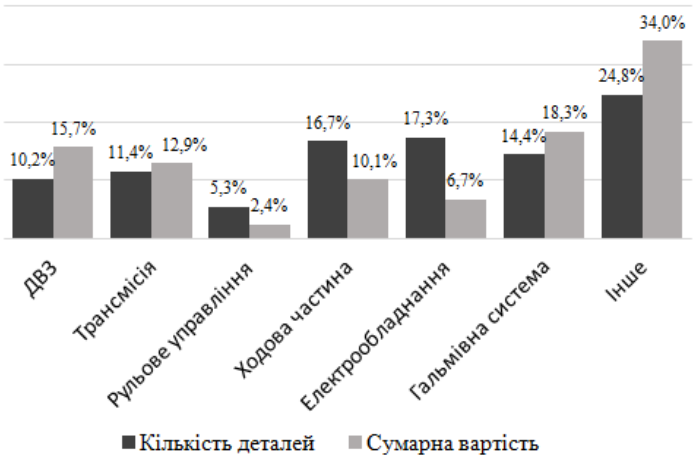


Рисунок 6. Витрати на запасні частини автомобілів-тягачів по вузлам

При виконанні ремонтних робіт мали місце заміни: двигуна в зборі, задній плити двигуна і кришки клапанів - по одному випадку, паливного насоса і радіатора - по два випадки, вентилятора з приводом, гільзи двигуна, комплекту циліндро-поршневої групи і маховика - по чотири випадки (табл. 5).

Висновки. Отримані в результаті проведеного аналізу дозволяють зробити висновки про надійність елементів ДВЗ автомобілів-тягачів Mercedes-Benz Actros 1844 LS. Встановлено, що агрегат є надійною системою автомобіля, відповідає вимогам економічності і екологічності, але в якому мають місце несправності. Фактично кожна десята несправність є причиною виконання ремонтних робіт. Проведені дослідження дали змогу раціонально організувати технічне обслуговування автомобілів та оптимізувати кількість запасних частин, які повинні бути в наявності на підприємстві для зменшення простою автомобільного парку і підвищення ефективності його роботи.

Таблиця 5. Розподіл по елементам

Елементи агрегату	Відмови, %	Наробіток до першої відмови, км	Середній наробіток до відмови, км
Вентилятор с приводом	0,7	367000	486750
Гільзи ДВЗ	0,7	261000	497000
Датчик обертів	1,1	550000	540500
ДВЗ у зборі	0,2	198000	198000
Задня плита ДВЗ	0,2	336000	336000
Інтеркулер	18,7	233000	334310
Кільця поршневі	0,9	402000	476400
Комплект ЦПГ	0,7	377000	515500
Кришка клапанів	0,2	703000	703000
Маховик двигуна	0,7	404000	509250
Патрубок та хомут інтеркулера	4,5	278000	554750
Піддон ДВЗ	1,1	266000	480000
Сальники	1,7	261000	414111
Термостат	2,8	498000	647133
Паливний насос	0,4	415000	445000
Турбокомпресор	5,9	234000	450063
Форсунки	1,5	391000	601625
Прокладки	13,0	190000	474386
Ремкомплект рідинного насосу	0,9	594000	632400
Радіатор	0,4	539000	662000
Розпилювач форсунки	23,8	280000	511664
Інше	19,9	-	-

ЛІТЕРАТУРА

1. Кравченко А.П. Исследование эксплуатационной надежности автомобилей-тягачей Mercedes-Benz 1844 Actros LS / А.П. Кравченко, Е.А. Верительник // Матеріали IY Мінародної науково-практичної конференції «Логістика промислових регіонів», (Донецьк-Святогірськ, 23 – 25 квітня 2012). – Донецьк: ЛАНДОН – XXI, 2012. – С. 160-164.

2. Кравченко А.П. Статистический анализ надежности автомобилей-тягачей Mercedes-Benz 1844 Actros LS / А.П. Кравченко, Е.А. Верительник // Материалы 7 -й международной научно-технической конференции «Проблемы качества и эксплуатации автотранспортних средств», (18-20 мая, 2012 г. Пенза). – Пенза: ПГУАС, 2012. – С. 188-192.

3. Кравченко О.П. Статистичні дослідження несправностей автомобілів-тягачів MERCEDES-BENZ у гарантійний і післягарантійний періоди експлуатації / О.П. Кравченко, Є.А. Верітельник // Одинадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Тези доповідей. – Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2013. – С. 112–113.

4. Кравченко О.П. Моніторинг витрати запасних частин автомобілів-тягачів MERCEDES - BENZ ACTROS 1844 LS / О.П. Кравченко, Є.А. Верітельник // Матеріали V Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми розвитку транспортних систем і логістики», м. Луганськ, 5-8 травня 2014: збірник наукових праць. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2014. – С. 166-168.

5. Кравченко О.П. Фактори що впливають на формування номенклатури та кількість запасних частин на підприємствах автомобільного транспорту / О.П. Кравченко // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. №2(4). – Луцьк: ЛНТУ, 2015, - С. 60-66.

УРАВНЕНИЕ РЕГРЕССИИ КРИТЕРИЯ РЕЙНОЛЬДСА ДЛЯ СОПРЯЖЕНИЙ СКОЛЬЖЕНИЯ ДВС

Курлыков Д.А., Кубич В.И.
Запорожский национальный технический университет (Украина)

Из гидравлики известно, что ламинарное состояние потока моторного масла в трибосопряжениях скольжения, например, подшипники коленчатого вала, распределительного вала, вала турбокомпрессора ДВС, обуславливается равномерным течением его слоев и частиц без перемешивания [1]. Турбулентное состояние, в свою очередь, обусловлено хаотическим движением и перемешиванием составляющих потока масла - отдельные самостоятельные молекулы, агрегатированные молекулы, поверхностно-активные вещества, мицеллы, которые изменяют свое ориентирование и положение относительно друг друга, рис.1. [2]. При этом значимой триботехнической задачей является определение условий и режимов эксплуатационной работы, рассматриваемых сопряжений, при которых возможен переход из ламинарного состояния в турбулентное.

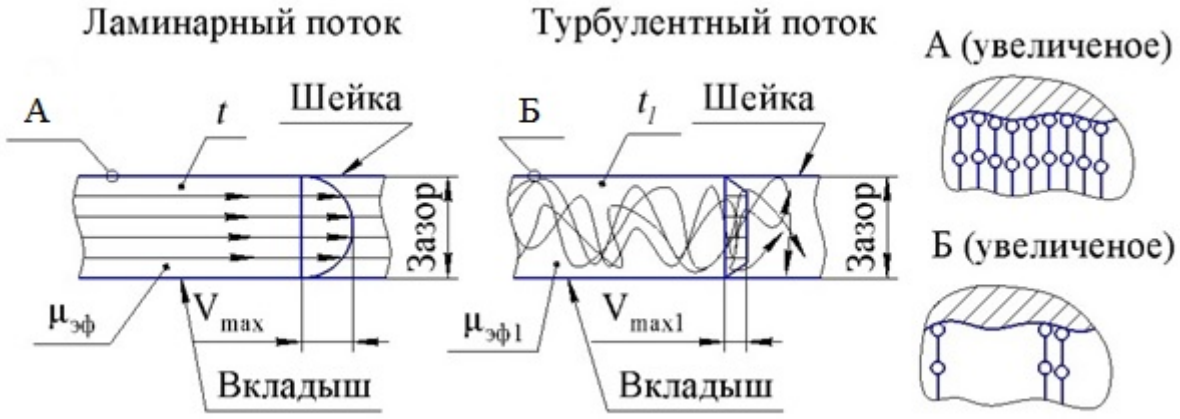


Рисунок 1. Характеристика состояния потока моторного масла и образование масляных пленок: t, t_1 - температура, °С; $\mu_{эф}$, $\mu_{эф1}$ - динамическая вязкость; V_{max}, V_{max1} - величина вектора скорости, м/с; А - образование масляных пленок при ламинарном течении; Б - образование масляных пленок при турбулентном течении

Теоретически установлено, что явление турбулизации оказывает негативное влияние на образование масляных пленок в трибосопряжениях двигателя, что в свою очередь влияет на повышение износа поверхностей узлов трения ввиду их работы в условиях недостаточного смазывания [2].

Проведенные математические расчеты показывают, что переход в турбулентное состояние потока моторного масла по условиям смены скоростных режимов, температурного состояния и геометрии контакта тел вращения возможен [2,3]. Однако ранее используемая методика оценки имеет один недостаток, который выражается в следующем. При изменении одного из параметров, необходимо каждый раз пересчитывать значения, после чего заново составлять систему уравнений и решать уравнения для получения коэффициентов регрессии. То есть, при расчетах для подшипников коленчатого вала, распределительного вала и вала турбокомпрессора необходимо составлять каждый раз типовые системы линейных алгебраических уравнений. При большом количестве выполняемых расчетов следует помнить, что вариант допущения ошибки повышается. Также расчеты, связанные с оценкой характера влияния одного из факторов на вероятность возникновения турбулизации потока моторного масла становятся весьма трудозатратными. При этом не следует забывать о следующем. Процессы смены состояния потока моторного масла возможны и в подшипниках скольжения

ТНВД, компрессора. Для этих агрегатов двигателя оценить вероятность перехода представляется также значимым, поскольку изнашивание в них также имеет место быть [4,5].

Исходя из обозначенного, опираясь на методику оценки критерия Рейнольдса, будет рациональным получить выражение, которое позволит проводить оценку состояния потока моторного масла для всех узлов и агрегатов ДВС, в составе которых имеются подшипники скольжения. Для того, что бы учесть конструктивную вариативность узлов и агрегатов в алгоритм расчета необходимо заложить большой диапазон параметров для получения максимального эффекта и возможности проведения не только типовых расчетов, но и исследовательских, рис.2.

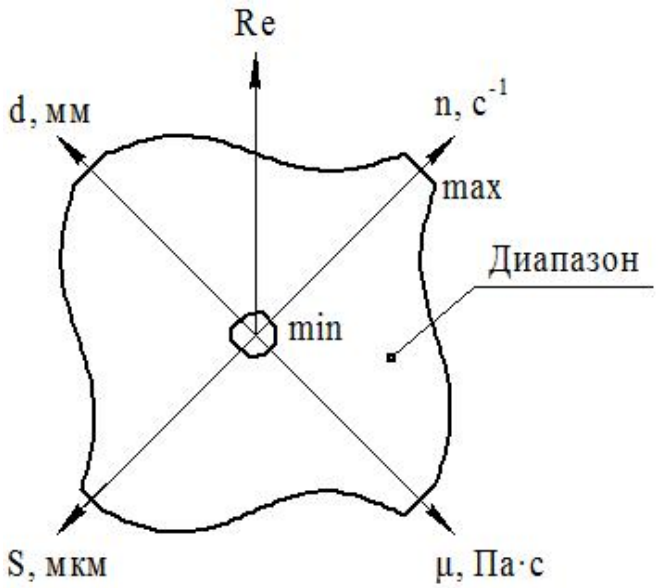


Рисунок 2. Диапазон параметров: d - диаметр шейки или вала; S - величина зазора; n - частота вращения вала; μ - динамическая вязкость; Re - критерий Рейнольдса; min - минимальное значение параметра; max - максимальное значение параметра

Анализ возможных границ геометрических, скоростных, вязкостно-температурных параметров для шеек коленчатых валов, шеек распределительных валов, шеек турбокомпрессоров, шеек ТНВД и шеек компрессоров позволил составить диапазон краевых их значений. Таковыми явились:

- диаметр вала (шейки), м: d_{max}=0,005; d_{min}=0,2;
- диаметральный зазор, мкм: S_{max}=0,001; S_{min}=900;
- частота вращения вала, c^{-1}: n_{max}= 0,067; n_{min}=16666,67;
- динамическая вязкость, Па·с: μ_{max}=0,989; μ_{min}=0,0015;

При этом анализировались параметры ряда двигателей: ЯМЗ - 236,238,6565,536; КаМАЗ - 740, Д-240,260; ВАЗ-2101,2109,2108,21114,21126,21127; ЗиЛ-130; МеМЗ-307,317,301,968м; ЗМЗ-406,408; ЯАЗ-204,206; Douts; Paimler Chraysler OM 906LA и т.д.

В соответствии с граничными значениями рассматриваемых параметров, используя методику оценки факторного пространства, составляется матрица вариативных состояний, табл.2.

Далее, на соответствующем уровне оценки (1-16, табл.2), например, при фиксированном диаметре вала, вычисляется значение критерия Рейнольдса для каждого из вариативных значений остальных параметров, используя выражение (1) [1].

$$\mathrm{Re} = \frac{\pi \cdot d \cdot n \cdot \rho \cdot S}{2 \cdot \mu_{дн}} \leq 41{,}3 \cdot \sqrt{\frac{d}{s}}; \qquad (1)$$

где : Re - критерий Рейнольдса; d - диаметр шейки или вала, м; n - частота вращения коленчатого вала двигателя, $с^{-1}$; ρ - плотность моторного масла, кг/$м^3$; $\mu_{дн}$ - динамическая вязкость моторного масла, Па·с; S - величина зазора, м; $41{,}3 \cdot \sqrt{\frac{d}{s}}$ – показатель перехода ламинарного состояния моторного масла в турбулентное.

Таблица 2. Матрица вариативных состояний уравнения

№	диаметр, d	частота вращения, n	зазор, S	динамическая вязкость, μ
1	+	+	+	+
2	+	-	-	-
3	+	+	-	-
4	+	-	+	-
5	+	-	-	+
6	+	+	+	-
7	+	-	+	+
8	+	+	-	+
9	-	-	-	-
10	-	+	+	+
11	-	-	+	+
12	-	-	+	-
13	-	-	-	+
14	-	+	-	+
15	-	+	+	-
16	-	+	-	-

На следующем этапе для каждого из уровней оценки составляется линейное алгебраической уравнение вида (2), в котором Re – расчетные, а *d, n, ρ, S* – задаваемые.

$$\begin{aligned} Re = {} & a_0 + a_1 \cdot d + a_2 \cdot n + a_3 \cdot \mu + a_4 \cdot S + a_5 \cdot (d \cdot n) + a_6 \cdot (d \cdot \mu) + a_7 \cdot (d \cdot S) \\ & + a_8(n \cdot \mu) + a_9(n \cdot S) + a_{10}(\mu \cdot S) + a_{11}(d \cdot n \cdot \mu) + a_{12}(d \cdot n \cdot S) \\ & + a_{13}(d \cdot \mu \cdot S) + a_{14}(n \cdot \mu \cdot S) + a_{15}(d \cdot n \cdot \mu \cdot S); \end{aligned} \qquad (2)$$

где: $a_0, a_1 \ldots a_{15}$ - коэффициенты влияния.

Таким образом, совокупность полученных уравнений будет представлять собой систему линейных алгебраических уравнений 16-го порядка, решение которой позволяет получить значения коэффициентов a_0-a_{15}.

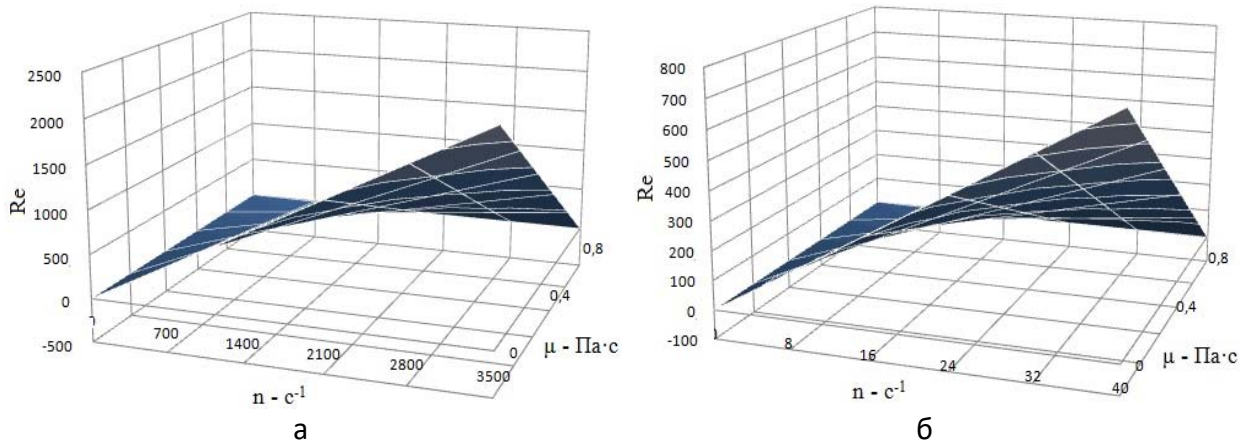
Классические подходы не позволили добиться решения данной системы. При этом интернет ресурсы ограничиваются решением систем линейных уравнений до 8-го порядка. Однако на базе программного продукта Exel удалось выполнить обозначенную задачу, используя нестандартные подходы в решении системы линейных уравнений и внутренние ресурсы самой программы.

Непосредственное решение системы линейных алгебраических уравнений рассматриваемого массива данных по методу Крамера позволило определить значения коэффициентов a_0-a_{15} и представить уравнение регрессии в следующем виде (3).

$$\begin{aligned}\mathrm{Re} = {} & -5{,}00274 \cdot 10^{-5} + 0{,}00010 \cdot \mathrm{d} + 6{,}25089 \cdot 10^{-9} \cdot \mathrm{n} + 4{,}6196 \cdot 10^{-5} \cdot \mu \\ & + 0{,}0423 \cdot \mathrm{S} - 3{,}4562 \cdot 10^{-8} \cdot (\mathrm{d} \cdot \mathrm{n}) - \left(0{,}00034 \cdot (\mathrm{d} \cdot \mu)\right) + 0{,}1033 \\ & \cdot (\mathrm{d} \cdot \mathrm{S}) - \left(8{,}3239 \cdot 10^{-9}(\mathrm{n} \cdot \mu)\right) - (7{,}7936 \cdot 10^{-6}(\mathrm{n} \cdot \mathrm{S})) - (0{,}0228 \\ & \cdot (\mu \cdot \mathrm{S})) + 4{,}8964 \cdot 10^{-8}(\mathrm{d} \cdot \mathrm{n} \cdot \mu) + 838603{,}0378 \cdot (\mathrm{d} \cdot \mathrm{n} \cdot \mathrm{S}) \\ & + 0{,}2662(\mathrm{d} \cdot \mu \cdot \mathrm{S}) + 1{,}1128 \cdot 10^{-5}(\mathrm{n} \cdot \mu \cdot \mathrm{S}) - (846469{,}6131 \\ & \cdot (\mathrm{d} \cdot \mathrm{n} \cdot \mu \cdot \mathrm{S}));\end{aligned} \qquad (3)$$

В соответствии с выражением (3), в программном продукте Exel выполнено моделирование характера изменения численного значения критерия Рейнольдса для двух сопряжений скольжения, и получены поверхности отклика:

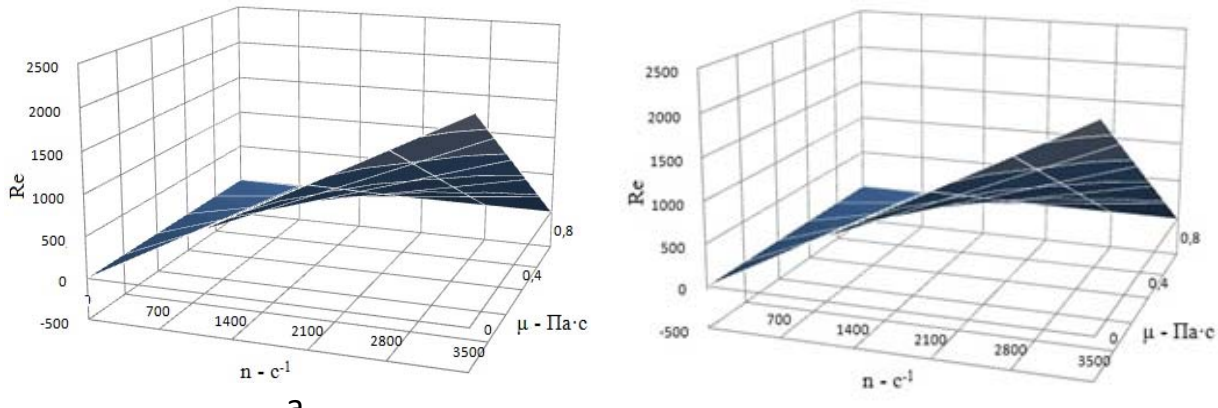
- подшипник турбокомпрессора двигателя ЯМЗ-238Н, исходные данные: d - 0,012 м; n – (16,67 - 3300) $с^{-1}$; S - 65 мкм; μ – (0,989 - 0,0015) Па·с (рис.3 а);
- подшипник коленчатого вала двигателя ЯМЗ-238Н, исходные данные: d - 0,11 м; n – (0,33 - 37,92) $с^{-1}$; S - 210 мкм; μ – (0,989 - 0,0015) Па·с (рис.3 б).



а б

Рисунок 3 - Поверхности отклика: а - поверхность отклика подшипника турбокомпрессора; б - поверхность отклика подшипника коленчатого вала

Для сравнительной оценки результатов полученных расчетным методом и данных, полученных при выполнении вычислений с использованием программы Exel, построены поверхности отклика, рис.4, для сопряжения вала турбокомпрессора ТКР - 90 при d - 0,012 м; n – (16,67 – 3300) $с^{-1}$; S - 75 мкм; μ – (0,989 - 0,0015) Па·с (рис.4 а, б).



а б

Рисунок 4 - Сравнительная оценка методов построения: а - поверхность отклика, построенная расчетным методом; б - поверхность отклика, построенная с использованием программного продукта Exel

Анализ полученных результатов показал, что данные практически идентичны.

Использование выражения (3) на базе программного продукта Exel позволяет увеличить скорость проведения типовых расчетов, уменьшает вероятность допущения математических ошибок, практически сразу позволяет видеть полученный результат в виде поверхности отклика.

В целом представленный подход позволяет проводить оценку состояния моторного масла в зазорах сопряженных поверхностей тел вращения при прогнозируемо задаваемых фиксированных и вариативных значениях параметров полученного уравнения. С использованием полученного уравнения точность расчетов повышается. Это определяется не округлением коэффициентов и суммарной погрешностью, что имело место при использовании расчетного метода, а алгоритмом работы программного продукта, для которого оперирование большими цифрами не является проблемой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Справочник по триботехнике: в 3-х т. Том-2, Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения, под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1990. - 396 с.

2. Д.А. Курликов, В.І. Кубіч, Вплив явища турбулізації моторного масла на ресурс роботи ДВЗ. Всеукраїнська науково-практична конференція молодих учених, спеціалістів, аспірантів «Проблеми енергоресурсозбереження в промисловому регіоні. Наука і практика»: Зб. тез доповідей. Маріуполь: ДВНЗ «ПДТУ», 2017. - 160 с

3. Курликов Д.А., Кубич В.И. Оцінка турбулізації потоку моторного масла в системі змащування ДВЗ // «Тиждень науки-2017» - щоріч. наук.-практ. конф., 18-21 квітня 2017 р.: зб. тез допов., Т.1. - Запоріжжя, ЗНТУ, 2017. - С.102-103

4. Толмачев Н.П. Устройство и эксплуатация автомобилей МАЗ-500А, МАЗ-5335, КрАЗ-257, Урал-375Д: Учеб. пособие.- М.: ДОСААФ, 1984.-335 с.,

5. Колчін А.І., Дємідов В.П. Розрахунок автомобільных и тракторних двигунів: Учбовий посібник для ВУЗів. - 4-е вид., стереотип. - М.: Виша школа, 2008. - 496 с.

АНАЛИЗ ПРИЧИН ИЗНОСА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ТРАНСМИССИЙ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

[1]Кухтов В.Г., [2]Said Usof, [3]Савчук В.П.
[1]Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенка (Украина)
[2] Kabul Polytechnic University (Афганістан)
[3]Херсонская государственная морская академия (Украина)

Введение. Комплекс работ, выполненный по изучению технического состояния деталей в агрегатах колесных машин, потупивших на первый капитальный ремонт, позволяет выявить недостаточную долговечность в их конструкции. Эти результаты показывают, что одним из направлений повышения долговечности деталей трансмиссий транспортных машин есть устранение преждевременных отказов зубчатых передач. Одной из причин большинства отказов есть выход со строя опорных подшипников скольжения и приводит к отказам 3-ей группы сложности, что в свою очередь влечет к возрастанию трудоемкости ремонта и повышению времени простоя трактора в ремонте.

Актуальность вопроса. Зубчатые колеса могут выйти из строя в результате повреждений различных конструктивных элементов колеса. В связи с этим общее количество обследованных зубчатых колес (3634 шт.), имевших различную конструкцию, классифицировано по однотипным элементам, повреждение которых может стать причиной выбраковки. Определено относительное значение каждого из этих элементов, характеризуемое количеством зубчатых колес, выбракованных при первом капитальном ремонте из-за повреждения отдельного элемента (рис. 1).

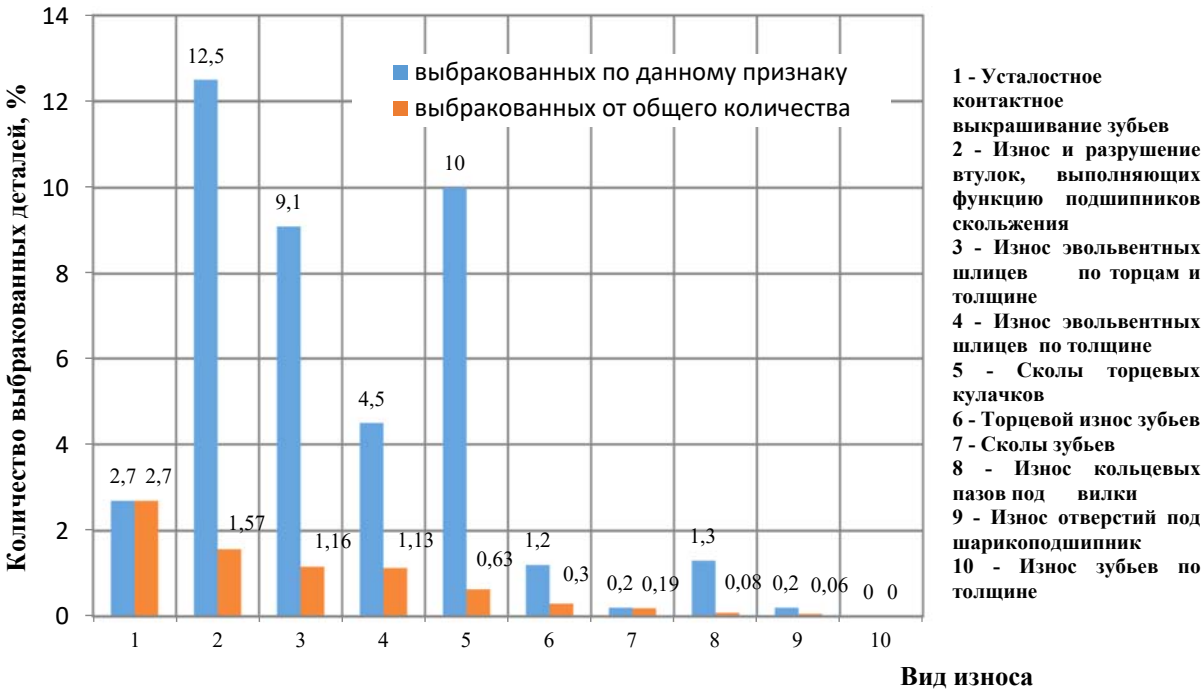


Рисунок 1. Классификация дефектов зубчатых колес КП

Динамика накопления повреждений зубчатых колес в зависимости от наработки иллюстрируется данными диаграммы (рис. 2). Из-за усталостного выкрашивания (питтинга) выбраковано 1/3 общего количества забракованных колес.

Первые детали с признаками питтинга обнаружены при наработке 3,5…4,5 тыс.ч. В этом интервале их количество составляет лишь 1,8 % забракованных колес. Далее при

наработках 4,5…5,5 тыс. ч. оно удваивается (3,6 %). В следующем интервале (5,5…6,5 тыс.ч) оно возрастает почти в три раза (12 %). Таким образом, доля усталостного выкрашивания зубьев ощутимо возрастает с наработкой более 5,5 тыс.ч.

Анализируя графические зависимости, нами получены аппроксимирующие функции, отображающие изменение размеров контактирующих поверхностей подшипника шестерни рабочего ряда от наработки. С учетом характера износа, аппроксимацию функции износа втулки шестерни и опорной втулки производим с показателем степени $a>1$. Тогда уравнения примут вид:

– для втулки шестерни: $W_2 = 5,2 \cdot t^{1,755}$; (1)

– для опорной втулки: $W_1 = 2,745 \cdot t^{1,44}$. (2)

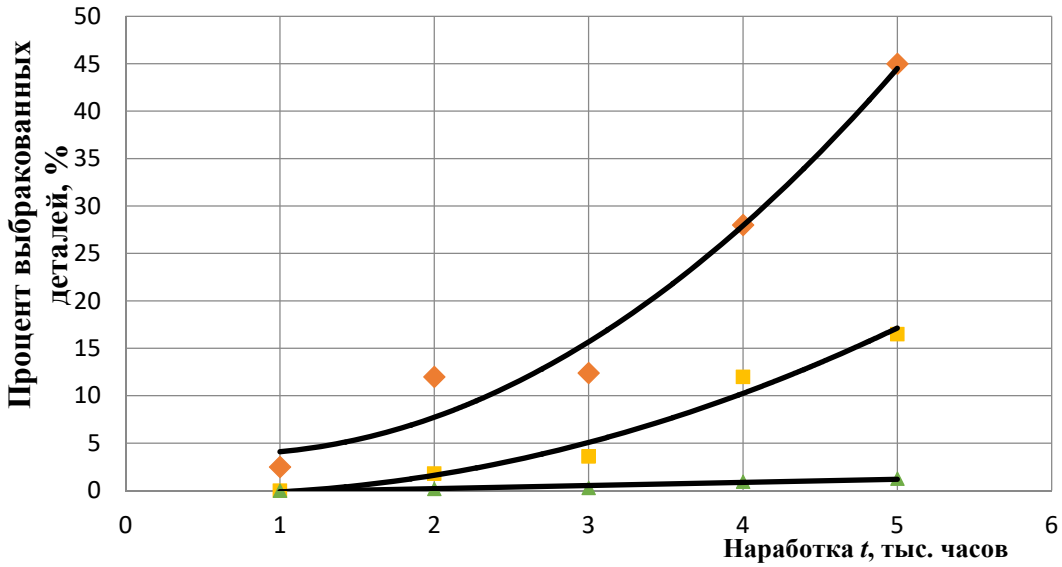


Рисунок 2. Динамика накопления повреждений зубчатых колес: ▲ – из-за питтинга к общему объему выборки; ■ – из-за питтинга к общему количеству выбракованных; ♦ – по всем видам дефектов к количеству выбракованных.

Поскольку статистические данные о периодах изнашивания в 1…3 тыс. часов отсутствуют, то принимаем значение $\Delta W=0$. Средняя скорость изнашивания, определенная за наработку 10,0…14,0 тыс. ч., т.е. за нормативную наработку деталей, которую необходимо достигнуть, характеризует среднюю скорость изнашивания детали и может быть использована для оценки ее износостойкости. При нелинейном характере динамики изнашивания использование средней скорости изнашивания, определенной при малых наработках, для оценки износостойкости приведет к ошибочным результатам. При показатели степени апроксимирующей функции $\alpha < 1$ будут получены завышенные, а при $\alpha > 1$ заниженные оценки износостойкости. Поэтому для определения предельного значения зазора воспользуемся не средним значением скорости износа, а прогнозируемым средним значением износа при наработке 10 тыс. часов. Для металлокерамической втулки оно составит 0,296 мм, а для втулки опорной 0,091 мм. Согласно зависимостей (1) и (2), суммарный прогнозируемый *средний* зазор при наработке 10 тыс. ч. составит S_{10} = 0,507 мм (с учетом значения среднего сборочного зазора $S_{ср}$ = 0,135мм) (рис. 3). Это свидетельствует о низкой долговечности подшипникового узла, поскольку регламентированное заводом-изготовителем значение предельного зазора для рассматриваемого сопряжения составляет $S_{гр}$ = 0,5 мм.

Результаты вычислений вероятности достижения предельного износа подшипников при различных наработках узлов предоставлены графически (рис. 4). Как видно из рисунка, в среднем 16 % подшипников достигают предельного состояния до наработки в 8 тыс.

часов. Этот подшипник скольжения воспринимает нагрузки во время передачи крутящего момента через шестерню при работе на рабочем ряду.

Анализ причин, влияющих на неравномерность распределения нагрузки по длине зубьев для исследуемого случая, позволяет выделить для рассматриваемого случая три основные:

– деформация первичного вала и подшипниковых опор под воздействием рабочих нагрузок в зубчатом зацеплении;

– деформация кручения зубчатого колеса;

– перекосы, вызванные влиянием зазоров в подшипниковом сопряжении.

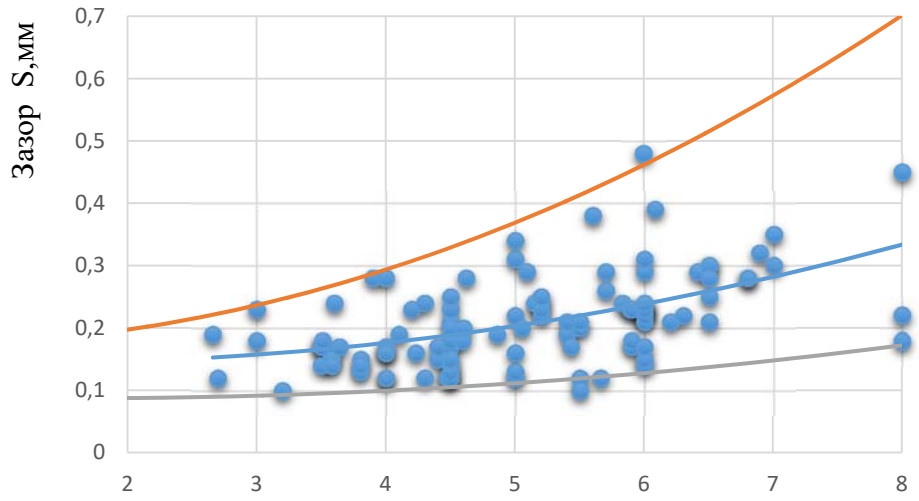


Рисунок 3. Изменение зазора в подшипниковом сопряжении в зависимости от наработки

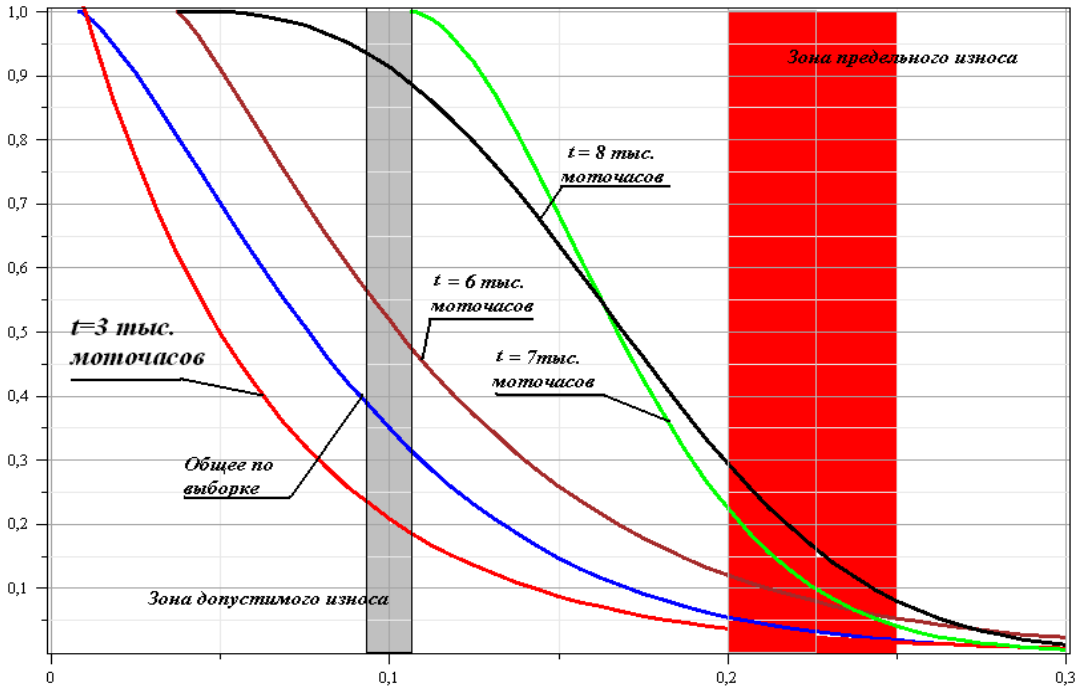


Рисунок 4. Зависимость вероятности достижения предельного износа $P(З_{пр})$ втулки шестерни рабочего ряда РК при различной наработке

Влияние деформации первичного вала. Для установления причин неравномерности контакта по длине зубьев ведущей шестерни рабочего ряда РК первоначально необходимо установить деформацию деталей силовой передачи под

действием рабочих нагрузок, влияющих на изменение её положения. Так же необходимо учитывать особенности передачи крутящего момента от первичного вала РК на ведомую шестерню рабочего ряда, обусловленные конструкцией последней. Первичный вал представляет собой деталь общей длиной 240 мм с имеющимися внутри осевыми и радиальными отверстиями для подвода масла к подшипнику скольжения, шлицами и проточками. Изгиб вала не может не влиять на распределение нагрузки в зубчатом зацеплении, а соответственно, и на распределение нагрузки на материал подшипника. Для качественной и количественной оценки его деформирования нами был проведён анализ работы вала при приложении радиальной нагрузки F_r=12,4 кН к поверхности опорной втулки (рис. 5). Для максимального приближения к реальным условиям нагружения, конечноэлементный анализ узла производился в сочетании с подшипниками качения (№ 312 и №411). В результате нами получено значение максимального прогиба опорной шейки первичного вала δ=8,3 мкм. Зона максимального прогиба находится в месте перехода гладкой поверхности опорной шейки вала к шлицевой части вала.

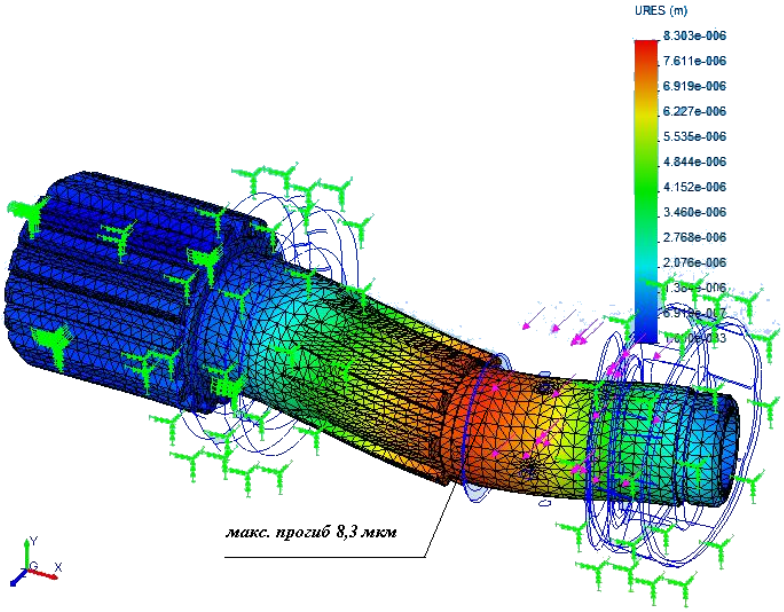


Рисунок 5. Деформированное состояние первичного вала РК

Учитывая тот факт, что расстояние от подшипника качения №411 до места на первичном валу с максимальным значением прогиба составляет $l\approx$ 100 мм, то угол прогиба вала составит $\gamma=\delta/l=8{,}3\cdot10^{-6}/0{,}1=83\cdot10^{-6}$ рад., что не оказывает существенного влияния на распределение нагрузки по длине зубьев.

Влияние деформации кручения зубчатого колеса. Для упрощения расчетов не будем учитывать влияние изгиба валов шестерни и колеса на повышение концентрации нагрузки, которые компенсируются деформацией подшипниковых опор. Из анализа схемы нагружения исследуемой шестерни видно (рис. 6), что при приложении крутящего момента $M_{кр}$ за счет деформации зубьев и тела колеса линия a-a_1 основного цилиндра d_{b1} перемещается в положение a'-a_1'. Угол поворота сечения x $\varphi_x=2\delta_x/d_b$, где d_b – диаметр основной окружности шестерни, d_b=0,107 м. Поскольку $F_n(x)$ – нормальное усилие, передаваемое частью x зубчатого венца, то момент в сечении x составляет: $M_{кр}(x)=0{,}5F_n(x)\cdot d_b$. Уравнение для определения коэффициента неравномерности распределения нагрузки в зубчатом зацеплении, учитывающего податливость зубьев можно записать как:

$$K_{H\beta}^0=q_{\max}/q_m=\mu\cdot b_\omega\cdot\operatorname{cth}(\mu\cdot b_\omega)=0{,}0287\cdot0{,}037\cdot\operatorname{cth}(0{,}0287\cdot0{,}037)\approx1, \quad (3)$$

где μ – коэффициент, определяющийся по выражению:

$$\mu = \frac{d_{b1}}{2}\sqrt{\frac{C_q}{G \cdot J_p}} = \frac{0.107}{2}\sqrt{\frac{14000}{82,7 \cdot 10^9 \cdot 5,873 \cdot 10^{-7}}} = 0,0287,$$

где C_q – удельная жесткость зубчатых передач. Для прямозубых передач C_q=14000 МПа;

G – модуль упругости второго рода $G = \frac{E}{2 \cdot (1+\mu)}$. Для стали 25ХГТ G=82,7·10^9 МПа;

$J_р$ – полярный момент инерции шестерни, J_p=5,873·10^{-7} м^4;

b_w – рабочая ширина зубчатого венца, мм. В нашем случае b_w=37 мм.

Значение $K^0_{H\beta} \approx 1$ свидетельствует о высокой жесткости шестерни при работе на кручение и исключает влияние этого фактора на неравномерность распределения нагрузки в зубчатом зацеплении.

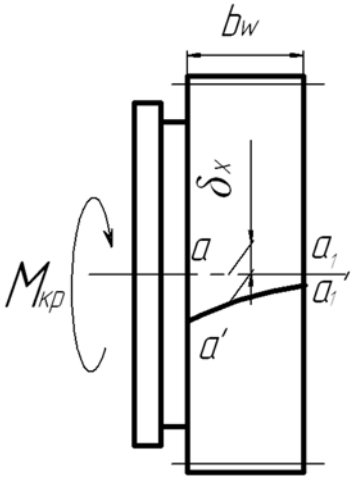


Рисунок 6. Схема деформации шестерни рабочего ряда РК по ширине зуба под действием приложенного крутящего момента

Влияние зазора в подшипнике скольжения. Определение коэффициента концентрации нагрузки в ведущей шестерне, в результате влияния монтажного зазора и прогрессирующего в результате изнашивания возможно по зависимости:

$$k_k = 1 + \frac{0,3 \cdot B \cdot \mathrm{tg}\gamma}{2 \cdot \Delta} + 0,1\left(\frac{B}{d_ш}\right)^2 = 1 + \frac{0,3 \cdot 0,037 \cdot tg\,0,009}{2 \cdot 0,25 \cdot 10^{-3}} + 0,1\left(\frac{0,037}{0,114}\right)^2 = 1,23, \qquad (4)$$

где γ – угол перекоса шестерни, $\gamma = 2\Delta/L$, рад;

L –длина подшипника, L=50 мм;

B – ширина зубчатого венца, B=37 мм;

$d_ш$ – делительный диаметр шестерни, $d_ш$=0,114 мм.

Определенный по данному выражению коэффициент концентрации нагрузки устанавливает соотношение наибольшей нагрузки q_{max} на расстоянии $0,2 \cdot B$ от торца зубчатого венца шестерни к её среднему значению q_m.

Исходя из полученного значения коэффициента концентрации нагрузки по ширине зуба шестерни, можно предположить, что нагружение подшипниковой опоры происходит так же неравномерно.

Выводы:

1. Суммарный прогнозируемый средний зазор при наработке 10 тыс. ч. составит S_{10} = 0,507 мм (с учетом значения среднего сборочного зазора Scp = 0,135мм) , что свидетельствует о низкой долговечности подшипникового узла, поскольку регламентированное заводом-изготовителем значение предельного зазора для рассматриваемого сопряжения составляет Sгр = 0,5 мм.

2. Основным направлением снижения образования питтинга на боковых поверхностях зубьев исследуемых колес является управление износом рабочих поверхностей подшипников скольжения зубчатых колес.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕНОСТИ НЕСУЩИХ СИСТЕМ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ С УЧЕТОМ ИХ ДИНАМИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ

[1]Кухтов В.Г., [2]Щербак О.В.
[1]Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
им. Петра Василенка (Украина)
[2]Харьковский национальный автомобильно–дорожный университет (Украина)

Постановка проблемы. При создании специальной техники в дорожном и коммунальном хозяйстве широкое применение нашли промышленные трактора и автомобильные шасси.

Одним из основных элементов машины является несущая система- рама трактора и автомобиля. Разрушение несущей системы полностью выводит машину из строя. Поэтому рама должна обладать по сравнению с другими агрегатами наибольшей долговечностью, быть надежной в эксплуатации в течение всего срока службы и списываться вместе с машиной при его окончательной выбраковке.

Вместе с тем рама не должна иметь излишнего запаса прочности, а рассчитываться на долговечность, соответствующую экономически обоснованному сроку службы машины.

На практике рамы часто разрушаются задолго до истечения срока службы и обладают значительно меньшей долговечностью, чем другие агрегаты, не являющиеся базовыми. Ремонт возможен он заключается в восстановлении геометрии рамы, заварка поврежденных мест и установки усилителей на раму (рис.1). Эти мероприятия трудоемки, дорогостоящие и не дают гарантии дальнейшего выхода рамы из стоя.

Рисунок 1. Установка накладок-усилителей на раму

При проектировании спецтехники на базовом шасси расчету подлежит только навесное оборудование, доработке базовое шасси не подвергается.

В случае же, когда трактор оборудуется бульдозерным отвалом и погрузочным ковшом, характер нагруженности несущей системы существенно меняется. В данном случае меняется направление приложения нагрузки на несущую систему и величина нагружения, она существенно выше расчетных из-за стопорных и ударных режимов нагружения [1]. Ударные динамические нагрузки в несколько раз превышают расчетные, что в некоторых случаях приводит к поломкам несущей системы (рис.2 б) и выходу машины из строя. Аналогичная ситуация и с автомобильными шасси. Установка грузоподъемного оборудования (автоподъемник или крановое оборудование) существенно изменяют центр тяжести машины. Установка на шасси автомобиля подрамника не решает и даже усугубляет проблему прочности рамы базового автомобиля.

Рама гусеничного бульдозера в процессе копания грунта подвергается динамическим нагрузкам. И в местах крепления толкающих брусьев к раме напряжения приближаются к пределу прочности для материала 315 МПа (рис.2).

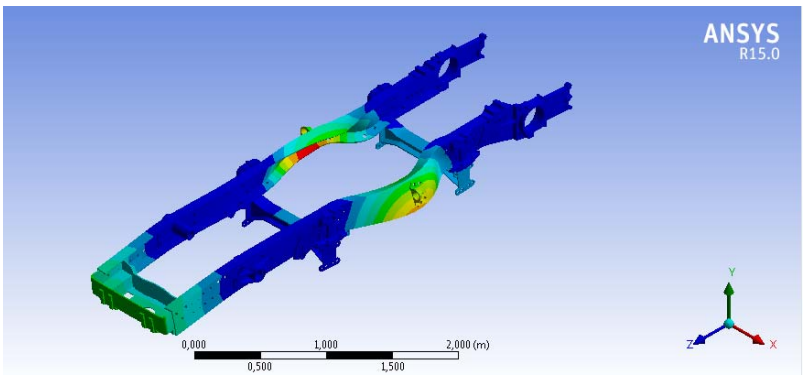


Рисунок 2. Нагрузки в раме гусеничного бульдозера

Цель исследования. Доработать методику расчета несущих систем дорожно-строительных и коммунальных машин созданных на базе автотракторных тягачей с использованием современных компьютерных программ трехмерного моделирования и прочностного конечно-элементного анализа.

Анализ исследований. Казалось бы, что работы по повышению долговечности должны быть, в первую очередь, посвящены исследованию прочности рамы. Однако, до сих пор прочность рамы – наименее изученный аспект в общей проблеме повышения долговечности машины. Как отмечено в [2], две причины обусловили недостаточную изученность прочности рамы автомобиля.

Первая -связана с тем, что рама не принадлежит к специфическим «автотракторным» агрегатам, а является скорее «строительной» конструкцией, условия работы которой и особенности проектирования до недавнего времени не были достаточно известны конструкторам-проектирующим автотракторную технику.

Вторая – заключается в существующей недооценке циклического характера воздействия эксплуатационных нагрузок на раму и явлений усталости, определяющих основную массу разрушений элементов рам в эксплуатации. Пренебрежение опасностью усталостных разрушений особенно сильно сказывается на существующей практике опытной проверки разрабатываемых и восстанавливаемых рам на прочность.

Проверка рамы на прочность проводится до последнего времени лишь при дорожно-эксплуатационных и полигонных испытаниях машины, т. е. на стадии окончательной доводки конструкции, когда какие-либо кардинальные изменения в раму вносить уже очень трудно, а иногда невозможно.

И если первую причину к настоящему времени удалось в значительной мере преодолеть введением теоретически обоснованного типового расчета на статическую прочность, это хорошо отражено в работе [2]. Для решения же второй проблемы необходимо разработать новую методику расчета, учитывающую особенности работы машины и действующие эксплуатационные нагрузки в том числе и динамические критические.

Оценка прочности несущей системы шарнирного тягача. В данной работе на основе современных расчетных методов разработаны методики расчета на прочность несущих систем спецтехники. В основу методики заложены уточненные методы расчета нагруженности, с учетом динамики нагружения [1,6].

По результатам исследований установлено, что использовать стандартную раму на машинах напорного действия не целесообразно. На всей дорожно-строительной технике, созданной на базе колесного шарнирно-сочлененного тягача, применяется рама сельскохозяйственного трактора Т-150К с небольшими доработками, заключающимися в блокировке или исключению горизонтального шарнира. Данная доработка мало эффективна и не позволяет добиться необходимой надежности и эффективности выполнения работ.

Методом компьютерного моделирования в среде конечно-элементного анализа Ansys 16 была исследована серийная рама колесного шарнирно-сочлененного трактора

В отличие от предыдущих исследований в основу нашей методики заложено использование действующих на машину динамических нагрузок. Используя результаты работы [1], на раму были приложены действующие динамические нагрузки P_1 и P_2, возникающие в механизме складывания полурам при стопорении машины (рис.3). Учитывая особенности работы этого механизма, силы направлены в противоположные стороны рис.3 поз. а и б.

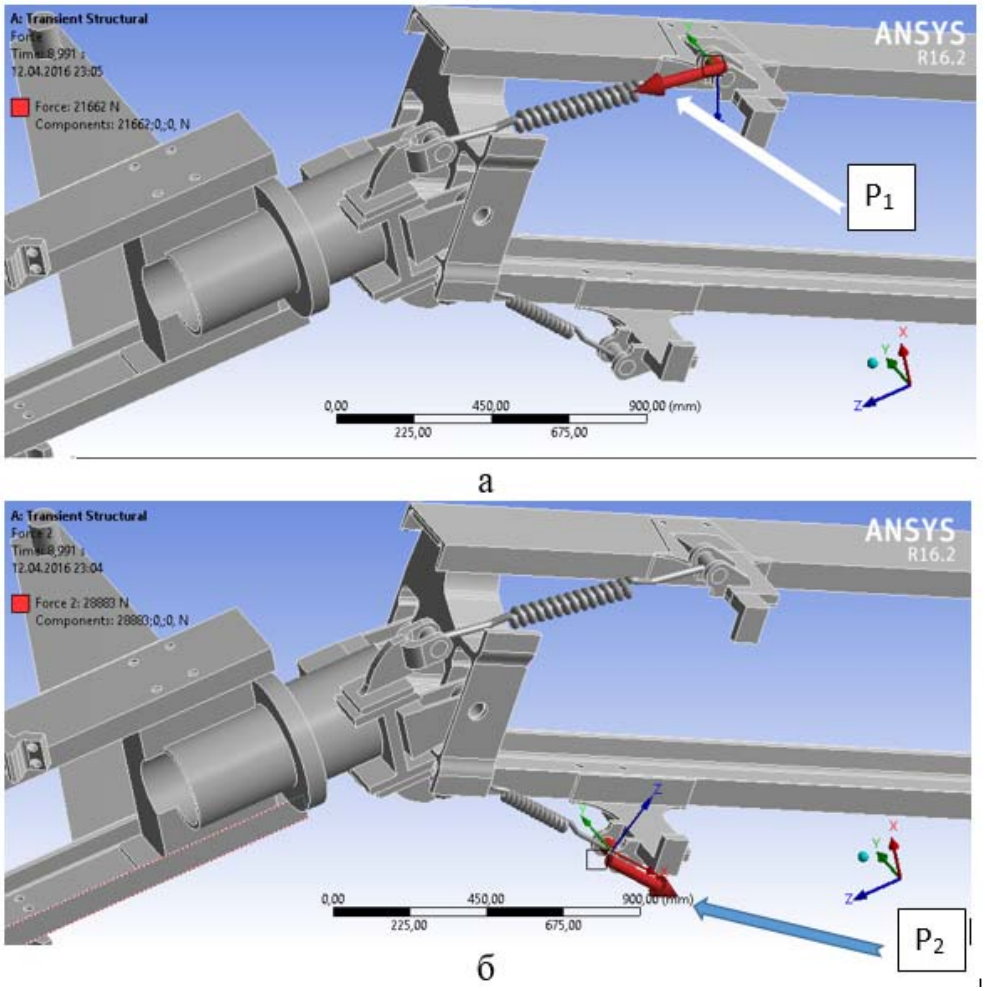


Рисунок 3. Нагрузки, действующие в механизме складывания

Давления в гидроприводе механизма рулевого управления

$$P = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot D^2 \cdot (r_1 + r_2) - \pi \cdot d^2 \cdot r_1}, \qquad (1)$$

где M- возвращающий момент механизма складывания; D- диаметр поршня; d- диаметр штока гидроцилиндра.

Возвращающий момент, заменяющий действие пружин с жесткостями C_1, C_2, можно выразить через круговую жесткость механизма складывания и угловую деформацию $(\varphi_2 - \varphi_1)$

$$M = C_A \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) \quad , \qquad (2)$$

где: C_A- круговая жесткость механизма складывания; φ_2-φ_1- угловая деформация механизма складывания, определяемая по результатам математического моделирования.

Возвращающий момент прикладывается относительно оси вертикального шарнира, место приложения вид и величина показано на рис. 4.

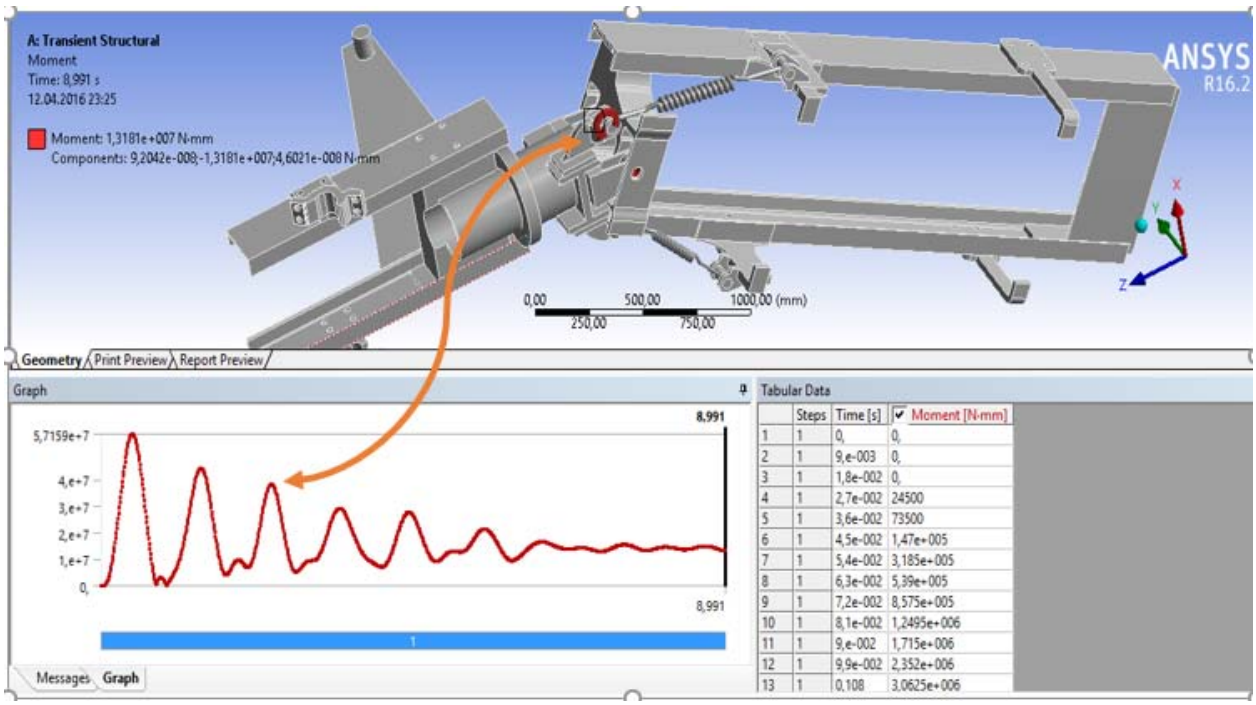


Рисунок 4. Действие возвращающего момента на раму трактора

Результаты расчета представлены на рис. 5. Максимальные нагрузки и деформации действуют в местах крепления проушин крепления гидроцилиндров механизма управления.

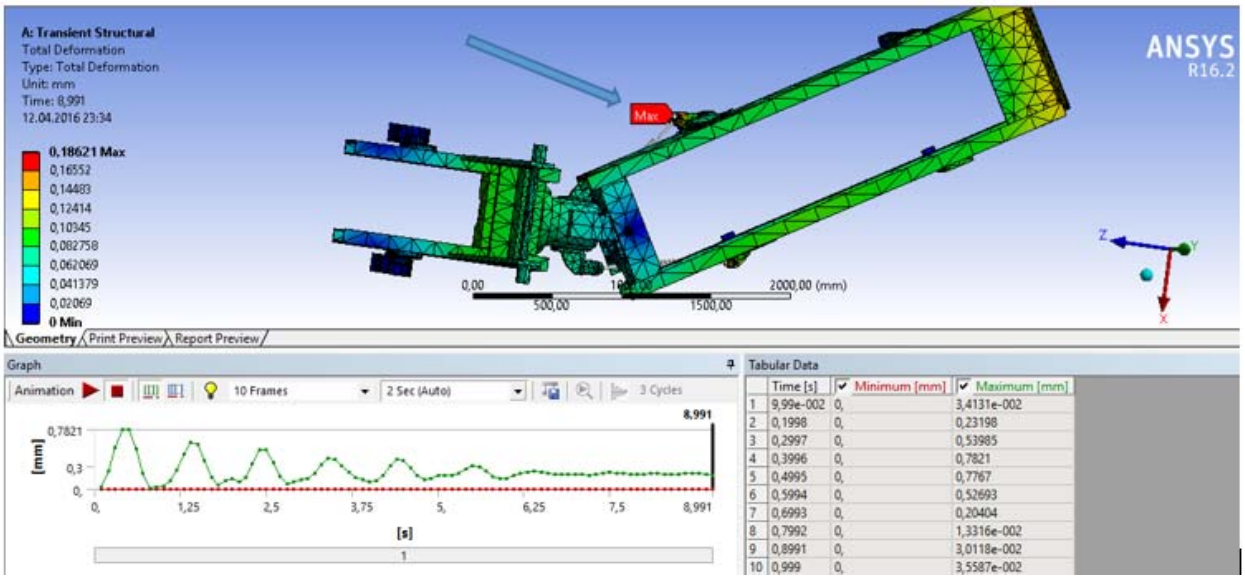


Рисунок 5. Напряженно-деформируемое состояние рамы

Выполненный расчет с учетом внешних динамических факторов показал, что при действии режимов стопорения машины, а это нормальный рабочий режим бульдозера и погрузчика, места крепления проушин испытывают деформацию равную 8 мм и напряжения достигают 350 МПа. Для решения этой проблемы была разработана новая конструкция рамы для машин напорного действия (рис.6).

Аналогичным образом была исследована нагруженность новой конструкции рамы с теми же исходными данными. Результаты расчета показаны на рис.7.

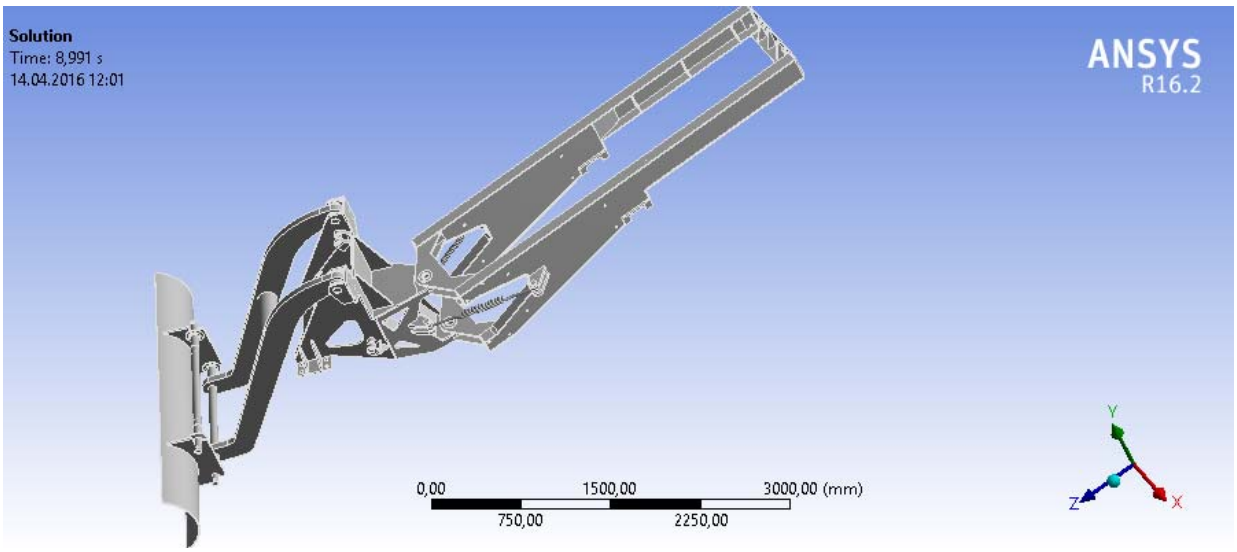


Рисунок 6. Новая конструкция рамы

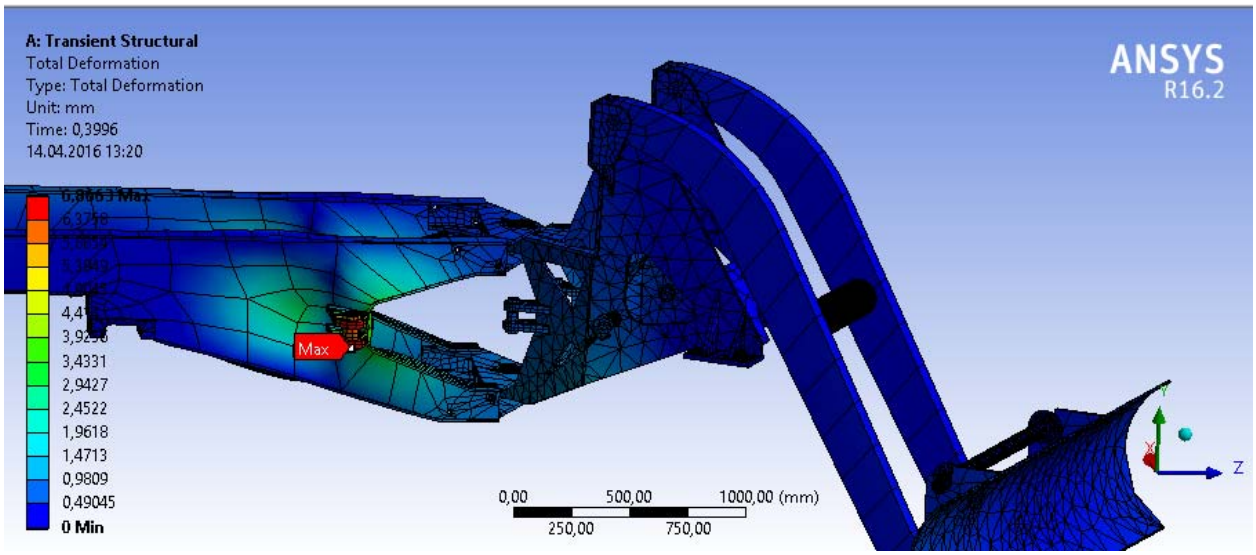


Рисунок 7. Напряжения, действующие на новую раму

Оценка прочности несущей системы грузового автомобиля. Для оценки напряженно-деформированного состояния была построена расчетная компьютерная модель металлоконструкции автомобильного подъемника (рис. 8).

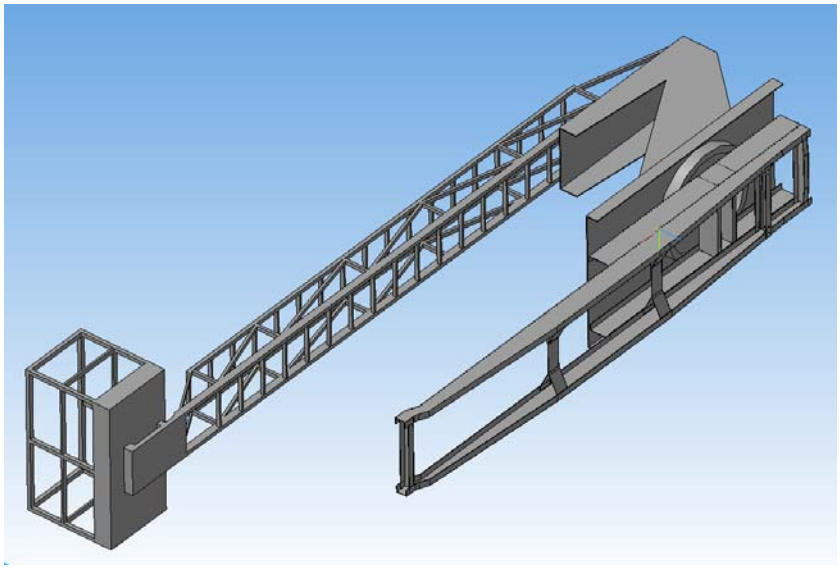


Рисунок 8. Металлоконструкция автоподъёмника

Используя систему Ansys, выполнен анализ прочности несущей системы автоподъемника (рис. 9). На основании проведенного расчета выполнена конструктивная модернизация рамы и подрамника. Модернизация заключалась в усилении ранее выявленных мест.

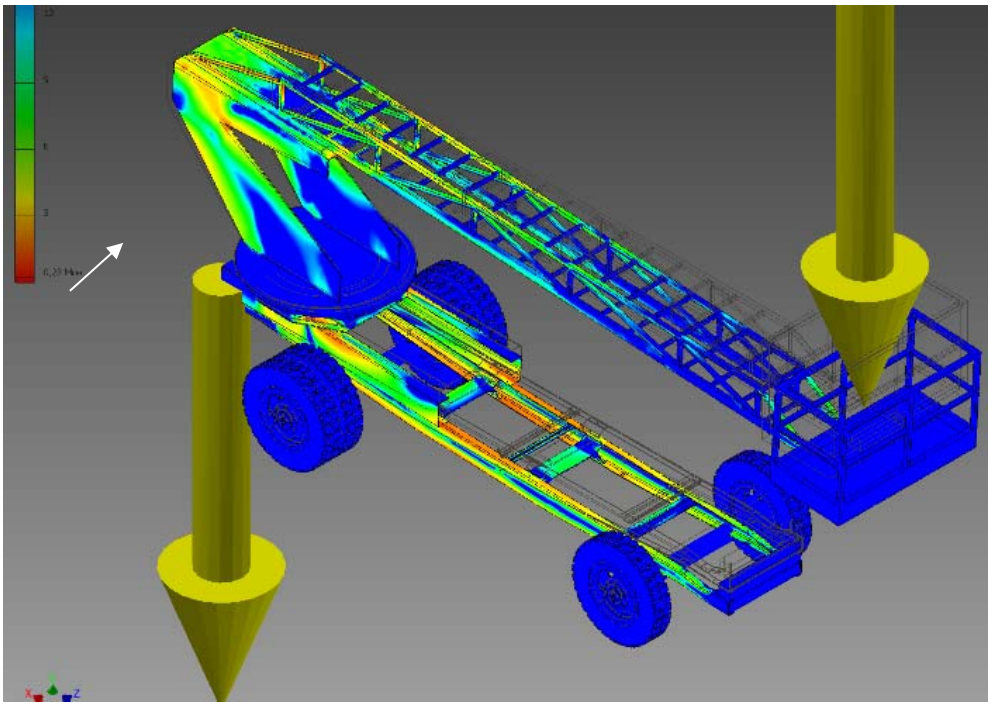


Рисунок 9. Анализ прочности рамы автоподъёмника

Выводы. Как показали результаты моделирования, динамические нагрузки как в рабочем для машин напорного действия, так и транспортном режиме для машин на базе автомобильных шасси, достигают критических для применяемого материала, что в свою очередь приводит к усталостным разрушениям рамы. Поэтому при проектировании специальной техники на базе автотракторных тягачей необходимо учитывать динамику нагружения и выполнять конструктивную модернизацию новых конструкций рам.

ЛИТЕРАТУРА

1. Щербак О.В. Разработка рациональных параметров соединительно-управляющего модуля фронтального погрузчика: Дис. …канд-техн. наук. – Харьков, 2002. – 120 с.

2. Проскуряков В.Б. Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин // Издательство «Машиностроение» Ленинград, 227с,1972.

3. Холодов А.М. Проектирование машин для земляных работ Высш. шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 272с, 1986г.

4. Щербак О.В. Оценка прочности несущих систем спецтехники, созданной на базе автомобильных шасси / О.В. Щербак, С.И. Бойко, И.А. Гуменюк // Сб. науч. тр. Міжнародної науково-практичної конференції, 3-5 жовтня 2013. – Кіровоград, 2013. – С. 156-160.

5. Бугара В.А., Ватуля Н.Н, Ванштейн Л.А. Справочник по тракторам Т-150 и Т-150К изд. «Прапор” Харьков, 400с, 1975г.

6. Назаров Л.В. Динамические нагрузки на трактор Т-150 К, агрегатируемый с бульдозерным оборудованием. // Тракторы и сельхозмашины. – 1978.- № 3. - С. 17-19.

ПІДВИЩЕННЯ РІВНЯ НАДІЙНОСТІ ТА ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СТІЙКОСТІ СИСТЕМ ШЛЯХОМ ВИЯВЛЕННЯ ПЛАВАЮЧИХ ВІДМОВ І ЗБОЇВ

Кушнєрова Н.І.
Кіровоградська льотна академія Національного авіаційного університету (Україна)

Під плаваючою відмовою в роботі розуміється відмова, яка, існуючи в об'єкті діагностування, може перебувати в активному стані в один момент часу, порушуючи при цьому правильне функціонування об'єкта, і в пасивному стані в інший момент часу, дозволяючи об'єкту працювати справно [1]. Іншими словами, плаваюча відмова – це така відмова, вплив якого на поведінку об'єкта має місце тільки в певні моменти часу.

На відміну від постійних відмов для плаваючих розрізняється їх існування в об'єкті та їх активна поведінка. Найпростішим прикладом плаваючої відмови є наявність в об'єкті несправності, яка впливає на правильне функціонування об'єкта за певних обставин, наприклад, при впливі різних провокуючих факторів [2].

Сутність діагностування плаваючих відмов полягає у можливому виявленні відмови за рахунок виконання повторних перевірок в моменти активної фази плаваючої відмови та накопичення і подальшого аналізу модернізованого синдрому. Особливість даного підходу на відміну від існуючих [2, 3, 4], полягає в тому, що процедура діагностування здійснюється одночасно з вирішенням робочих завдань і є фоновою по відношенню до них. Завдяки цьому, виключається вплив процедури діагностування на обчислювальний процес системи прогнозування нештатних ситуацій. Такий підхід може бути здійснений тільки при реалізації випадкової структури перевірочних зв'язків. Якщо аналіз синдрому показує наявність протиріч в результатах перевірок між підмножинами ЕС, то в системі виникли плаваючі збої. Такі ситуації відмов прийнято називати гібридними [1].

Методика повторення частини синдрому і формування модернізованого синдрому полягає в наступному. Елемент v_i ($v_i \in X_1$ де X_1 – підмножина елементів, що визнана справною), отримавши діагностичну інформацію, що задовольняє ознаку достатності, виконує аналіз фактичного синдрому $R_ф$.. За наявності протиріч у r_{kl} (k / $v_k \notin X_1$, l /$v_l \notin X_1$), елемент v_i підозрює v_k і v_l на наявність плаваючої відмови, збою.

Для елемента v_i призначається час $T_{повт}$, протягом якого він повинен зібрати новий синдром R_2.

Елемент v_i запам'ятовує $R_ф$ і накопичує R_2 протягом часу $T_{повт.}$

Елемент v_i формує модернізований синдром з двох синдромів $R_ф$ і R_2: $R_м=\{R_ф,R_2\}$.

Додатковий синдром $R_2=\{r_{mn}\}$ формується у ЕС v_i наступним чином. Для кожної пари елементів v_k і v_l накопичуються всі K перевірок, де K – кількість повторень результату r_{kl}. За результатами перевірок, які надійшли до v_i, формується матриця синдрому R, де в кожному рядку перераховуються всі отримані результати r_{ij}, $i=\overline{1,N}$, $j=\overline{1,N}$, $i \neq j$.

Наприклад, для системи з $N=5$ елементів матриця синдрому R може прийняти таке значення:

$$R=\begin{bmatrix} r_{12}^{ф} & r_{12} & r_{12} & r_{12} & r_{12} \\ r_{13}^{ф} & r_{13} & - & - & - \\ - & r_{14} & r_{14} & r_{14} & - \\ r_{15}^{ф} & - & - & - & - \\ . & . & . & . & . \\ r_{53}^{ф} & r_{53} & - & - & - \\ r_{54}^{ф} & r_{54} & r_{54} & r_{54} & r_{54} \end{bmatrix}, \quad (1)$$

У першому стовпчику матриці R знаходиться фактичний синдром $R_ф$; максимальна кількість стовпчиків визначається за найбільшою кількістю повторень будь-якого результату r_{ij}.

де індекс «ф» означає приналежність даного результату фактичному синдрому $R_ф$. Модернізований синдром $R_м$ визначається по матриці синдрому R як об'єднання всіх елементів кожного рядка матриці R:

$$R_м = \left\{ r_{ij}^м \right\} = \bigcup_k r_{ij}^k, \qquad r_{ij}^k \in R, \tag{2}$$

де r_{ij}^k – результат r_{ij}, що знаходиться в k-тому стовпчику матриці R.

Застосування модернізованого синдрому $R_м$ припускає, що елемент з плаваючою відмовою буде перевірений справним тільки з результатом рівним 1. Це дозволяє при аналізі $R_м$ розглядати плаваючі відмови як постійні. Однією з особливостей формування $R_м$ є призначення для елемента v_i, що аналізує проміжку часу, протягом якого він повинен накопичити інший синдром R_2.

Час $T_{повт}$ визначається заздалегідь на підставі параметрів діагностованих плаваючих відмов і ймовірності отримання правильного результату діагностування. Зазначені параметри визначаються з математичної моделі плаваючих відмов.

Аналіз відомих моделей плаваючих відмов [1, 5, 6, 7, 8] дозволяє вважати, що для самодіагностування найбільш прийнятною є марківська модель з дискретними станами і безперервним часом [2].

Дана модель передбачає, що плаваюча відмова може знаходитися в одному з двох станів S_0 і S_1 (рис. 1), де:

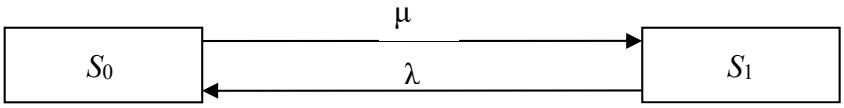


Рисунок 1. Математична модель плаваючої відмови

S_0 – пасивний стан плаваючої відмови, коли відмова не робить впливу на функціонування елемента;

S_1 – активний стан плаваючої відмови, коли відмова викликає неправильне функціонування елемента.

Імовірність переходу плаваючої відмови з одного стану в інший точно в момент часу t дорівнює нулю. Тому для даної моделі вводяться в розгляд щільності ймовірностей переходів λ і μ, які визначаються як межа відношення ймовірності переходу за час Δt до величини проміжку Δt:

$$\lambda = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{s}{\Delta t}; \quad \mu = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{1-r}{\Delta t}, \tag{3}$$

де s і r - імовірності переходу плаваючої відмови з одного стану в інший за час Δt.

Знаючи щільності ймовірності переходів λ і μ, можна визначити ймовірності знаходження плаваючої відмови у стані S_i, i=0,1 для чого необхідно вирішити диференціальні рівняння Колмогорова:

$$\begin{cases} \dfrac{dP_0(t)}{dt} = -\lambda P_0(t) + \mu P_1(t); \\ \dfrac{dP_1(t)}{dt} = -\lambda P_0(t) - \mu P_1(t), \end{cases} \tag{4}$$

де $P_i(t)$ – ймовірність знаходження плаваючої відмови у стані S_i, $i=0,1$.

Знаючи ймовірності $P_0(t)$ і $P_1(t)$ можна отримати ймовірності переходів з одного стану в інший $P_{ij}(t)$де $i,j=\{0,1\}$.

Марковська модель плаваючої відмови з дискретними станами і безперервним часом має в якості одного з достоїнств те, що математичне сподівання часу знаходження відмови у стані S_1 (S_0) дорівнює значенню 1/μ (1/λ), відповідно.

Таким чином, дослідження даної моделі дозволяє більш точно визначити час, протягом якого ЕС v_i повинен отримати синдром R_2. Результати моделювання плаваючої відмови з різними параметрами λ і μ, наведені в роботі [2], дозволили отримати функціональну залежність $K=f(\lambda,\mu)$ для ймовірності виявлення перемінних відмов P=0,977 з достовірністю 0,9, де K – кількість повторень набору перевірок.

Виходячи з отриманих в роботі [2] значень K, можна визначити час $T_{повт}$:

$$T_{повт}=k\cdot t_n \qquad (5)$$

де t_n - час, протягом якого можуть бути перевірені ЕС v_k і v_l, підозрювані на наявність плаваючої відмови.

При вирішенні практичних завдань необхідно заздалегідь задатися значенням часу $T_{повт}$, при цьому слід враховувати, які плаваючі відмови (параметри λ, μ) будуть виявлені в даному випадку і з якою ймовірністю.

Висновки. Таким чином, при виявленні протиріч у синдромі $R_ф$, що аналізує ЕС накопичує модернізований синдром $R_м$ в плині часу $T_{повт}$ і далі виконує алгоритм дешифрування синдрому. В результаті виконання алгоритму будуть виявлені елементи та лінії зв'язку з плаваючими відмовами.

ЛІТЕРАТУРА

1. Коваленко А.Е., Гула В.В. Отказоустойчивые микропроцессорные системы. – К.: Техніка, 1986. – 150 с.

2. Машков В.А. Самодиагностирование бортовых вычислительных систем. – К.: Изд-во КВВАИУ, 1989.– 84 с.

3. Preparata F.P., Metze G., Chien R.J. On the connection assignment problem at diagnosable systems. – IEEE Trans., 1967. – Vol. EC 16, – № 6, – P. 848–854.

4. Согомонян Е.С., Слабаков Е.В. Самопроверяемые устройства и отказоустойчивые системы. – М.: Радио и связь, 1989. – 208 с.

5. Гуляев В.А. Организация систем диагностирования вычислительных машин. – К.: Наукова думка, 1979. – 116 с.

6. Технические средства диагностирования: Справочник / В.В. Клюев, П.П. Пархоменко, В.Е. Абрамчук и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 672 с.

7. Методы и средства обработки диагностической информации в реальном времени / В.А. Гуляев, В.М. Чаплыга, И.В. Кедровский. – К.: Наукова думка, 1986.– 224 с.

8. Диагностирование и прогнозирование технического состояния авиационного оборудования / В.Г. Воробьев, В.В. Глухов, Ю.В. Козлов и др. Под ред. И.М. Синдеева. – М.: Транспорт, 1984. – 191 с.

СНИЖЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА ПРИ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ ПО ГОРОДСКОМУ ЦИКЛУ ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ АККУМУЛЯТОРОВ

Литвин С.Н.
г. Первомайск, Николаевской обл. (Украина)

На расход топлива автомобиля значительное влияние оказывает по какому ездовому циклу движется автомобиль. Основные циклы движения автомобиля это «городской» цикл, «загородный» цикл и «смешанный» цикл.

«Городской» цикл движения автомобиля наименее экономичный и имеет свои характерные особенности. При городской езде происходит частая смена скорости движения, имеют место интенсивные разгоны и торможения, автомобиль останавливается или простаивает на запрещающих сигналах светофора (или регулировщика) и при проезде перекрестков, в «пробках» и т.д. В «городском» цикле преобладают короткие поездки, и, как правило, двигатель не успевает прогреться до рабочей температуры. Движение в «городском» цикле сопровождается, как правило, пониженными скоростями (от 0 до 50 км/ч.), пониженными передачами и, как правило, повышенными оборотами двигателя. Несмотря на то, что современные двигатели, при использовании современных моторных масел не очень требовательны к полному прогреву тем не менее движение, при пониженных температурах двигателя, сопровождаются повышенным расходом топлива. Это связано с повышенными тепловыми потерями и ухудшением механического КПД двигателя при работе на пониженных температурах. В силу описанных особенностей при движении по «городскому» циклу имеет место повышенный, на 25 … 40%, расход топлива.

Повлиять на сигналы светофора, погодные условия и состояние дороги, не представляется возможным, но сократить время прогрева, и обеспечить оптимальный тепловой режим двигателя, за счет применения тепловых аккумуляторов, можно. Это позволит сократить расход топлива на прогрев двигателя и при его работе с частыми остановками.

С целью уменьшения веса теплоотводящих устройств – радиаторов, охладителей на большинстве автомобильных двигателей конструктивно предусмотрены развитые поверхности охлаждения. Имеются место также и тепловые потери с поверхностей масляного фильтра и различных патрубков. Разгружая систему охлаждения, при длительной работе двигателя, наличие теплоотвода с данных поверхностей способствует его быстрому охлаждению при остановках, даже кратковременных. Данный факт подтверждается рассмотрением уравнения теплового баланса двигателя.

Уравнение теплового баланса (количество теплоты отнесено к единице времени) имеет вид:

$$Q_o = Q_e + Q_{охл} + Q_г + Q_{нс} + Q_м + Q_{ост},$$

где: Q_o – общее количество теплоты, введенное в двигатель с топливом за определенный отрезок времени; Q_e – количество теплоты, перешедшее в эффективную работу; $Q_{охл}$ – количество теплоты, передаваемое охлаждающей жидкости; $Q_м$ – количество теплоты, передаваемое в смазочный материал; Qгаз – потери теплоты в отработавших газах; $Q_{нс}$ – потери теплоты вследствие неполноты сгорания топлива; $Q_{ост}$ – остаточные потери теплоты, не учтенные остальными составляющими теплового баланса.

На величину $Q_{ост}$ влияют погрешности при определении составляющих теплового баланса. Кроме этого, к остаточным потерям теплоты относят и теплоту, передаваемую наружной поверхностью двигателя; теплоту, соответствующую кинетической энергии отработавших газов; теплоту лучеиспускания; теплоту, эквивалентную работе трения.

Для карбюраторных двигателей $Q_{ост}$ составляет 3…8 %. Это от 6 до 20 % от количества полезно использованной теплоты (Q_e). Для дизельных двигателей $Q_{ост}$ в 1,5 … 2 раза меньше чем в карбюраторных.

Для уменьшения $Q_{ост}$ необходимо выполнить полную теплоизоляцию двигателя и элементов внутренних контуров систем смазки и охлаждения. Т.е. лишить двигатель выполнения тепло рассеивающих функций. Данные функции должны выполнять только специальные устройства, включающиеся в работу только после полного прогрева двигателя. Теплоизоляцию двигателя и необходимых его элементов выполняется за счет нанесения специальных покрытий, в том числе и теплоизолирующих красок, а также за счет теплоизолирующих «коконов», изготовленных из материалов с низким коэффициентом теплопроводности и малым удельным весом.

При выполнении полной теплоизоляции остова двигателя и элементов внутренних контуров систем смазки и охлаждения обеспечивается сохранение теплового состояния двигателя в оптимальном диапазоне в течении нескольких часов. А в состоянии близком к оптимальному в течении нескольких десятков часов. Длительность сохранения определенного теплового состояния зависит от погодных условий, точнее от температуры наружного воздуха. Время выхода двигателя на оптимальный тепловой режим фактически не будет зависеть от времени года, т.к. только температура поступающего в двигатель воздуха, за исключением первых пусков, будет влиять на время прогрева. В качестве теплового аккумулятора, на первом этапе, используется материал самого двигателя. На втором этапе система охлаждения дополняется специальным тепловым аккумулятором, в который охлаждающая жидкость поступает после полного прогрева двигателя или при условии, что температура в системе охлаждения ниже чем в тепловом аккумуляторе. Это необходимо для исключения дополнительного теплоотвода на этапе прогрева и обеспечения пополнения энергией теплового аккумулятора только за счет утилизации теплоты с системы охлаждения. Применение специального теплового аккумулятора расширит временной диапазон между пусками двигателя и повысит эффективность его использования при сокращении расстояния между остановками и увеличении времени между поездками. Применение теплового аккумулирования, как показывают расчетные исследования, позволит снизить расход топлива автомобилей серий ВАЗ 2110 … 2112, при их движении по городскому циклу, на 25 … 30 %.

В связи с ограниченным объемом тезисов не рассмотрены вопросы конструкции специального теплового аккумулятора и используемых в нем материалов. Также не представлены схемы систем охлаждения и смазки, применяемые при использовании тепловых аккумуляторов.

Выводы:

1. При движении по «городскому» циклу имеет место повышенный, на 25 … 40%, расход топлива.
2. Сократить время прогрева, и обеспечить оптимальный тепловой режим двигателя, возможно за счет применения тепловых аккумуляторов.
3. Рассеивание тепла должны выполнять специальные устройства, включающиеся в работу только после полного прогрева двигателя.
4. Применение теплового аккумулятора расширит временной диапазон между пусками двигателя и повысит эффективность его использования при сокращении расстояния между остановками и увеличении времени между поездками.
5. Пополнение энергией теплового аккумулятора необходимо выполнять только за счет утилизации излишков теплоты с системы охлаждения.
6. Длительность сохранения заданного теплового состояния двигателя зависит от температуры наружного воздуха.
7. Применение теплового аккумулятора потребует незначительного увеличения поверхностей тело рассеивающих устройств двигателя и соответствующего увеличения массы автомобиля, в том числе и за счет массы теплового аккумулятора и дополнительной теплоизоляции двигателя.
8. Применение теплового аккумулятора потребует усложнения систем охлаждения и смазки в связи с введением дополнительных регулирующих устройств (термостатов и автоматических регулирующих клапанов).

СВЯЗЬ ДЕТОНАЦИОННОГО ГОРЕНИЯ С НАДЕЖНОСТЬЮ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ РАБОТАЮЩЕГО НА ГАЗООБРАЗНОМ ТОПЛИВЕ

Литвин С.Н.
г. Первомайск, Николаевской обл. (Украина)

Постоянный рост цен на энергоресурсы, нестабильное обновление и, как следствие, старение парка энергогенерирующего оборудования, а также его денационализация способствовали изменению подходов к модернизации данного оборудования и созданию новых мощностей, его эксплуатации. Сжигать топливо с целью получения только тепла стало не выгодно и потребителя данного оборудования сегодня уже интересует и стоимость топлива, и коэффициент его использования, и надежность эксплуатации, а также начальная стоимость оборудования и расходы на его обслуживание. Поэтому возрос интерес к энергогенерирующему оборудованию на базе поршневых двигателей внутреннего сгорания, т.е. к когенерационным и тригенерационным установкам использующих дешевые, желательно возобновляемые, виды топлив. Данные установки имеют высокий коэффициент полезного действия в широком диапазоне мощностей, приемлемую стоимость, а также высокую мобильность и возможность поэтапного наращивания мощностей, а топливом для данных двигателей являются различные газообразные топлива (природный газ, генераторный и пиролизный газы, биогаз, шахтный газ и т.д.).

Использование газообразных топлив по сравнению с топливами нефтяного происхождения имеет ряд особенностей. Это связано с их физико-химическими и моторными свойствами, такими как вязкость, теплотворная способность, температура горения, пределы воспламеняемости в зависимости от концентрации смеси, детонационная стойкость. Нарушения рабочего процесса двигателя, приводящие к детонации двигателя, вызывают повышение нагрузок на цилиндро-поршневую группу двигателя и напрямую влияют на его надежность.

На рис 1 и 2 показаны разрушения, возникшие на газовом двигателе 6ЧН25/34 в результате длительной детонации.

Рисунок 1. Втулка рабочего цилиндра двигателя 6ЧН25/34 с вертикальной трещиной

Рисунок 2. Разрушение поршня газового двигателя 6ЧН25/34 в результате детонации

На втулке рабочего цилиндра, по всей ее длине, образовалась вертикальная трещина (рис.1) которая привела к повреждению боковой поверхности (задиру) поршня (рис.2), заклиниванию его во втулке и обрыву по линии нижнего маслосъёмного кольца.

Подобные отказы оказывают значительное влияние на эффективность использования когенерационных установок, как за счет повышения расходов на эксплуатацию поршневых двигателей в связи с увеличением расходов на запасные части, так и за счет их длительных простоев во время их восстановления после отказов, а часто и аварий, результаты одной с них приведены на рис 1 и 2.На основании изложенного можно сделать следующие выводы:

1. Детонация двигателей работающих на газообразных топливах може привести к серьезным отказам поршневых двигателей когенерационных установок.

2. Детонация, возникающяя в цилиндрах газовых двигателях, вызывает снижение их надежности, возникновение аварийных ситуаций и приводит к ухудшению энергоэфективности когенерационных установок на их базе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г.А. Терентьев, В.М. Тюков, Ф.В. Смаль. Моторные топлива из альтернативных сырьевых ресурсов. – М.: Химия. 1989. – 272 с.

2. Газобалонные автомобили/ Е.Г. Григорьев, Б.Д. Колубаев, В.И. Ерохов и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 216 с.

ВЛИЯНИЕ МАГНИТНО-ИМПУЛЬСНОЙ ОБРАБОТКИ НА КОРРОЗИЮ И КАВИТАЦИЮ В СИСТЕМЕ РАЗРУШЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ГРЕБНОГО ВИНТА И ПОТЕРИ СКОРОСТИ СУДНА

Малыгин Б.В., Короленко Е.А., Короленко А.В., Погорлецкий Д.С.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Введение. О возможности магнитного упрочнения деталей машин и механизмов известно из литературы [1 – 3]. Мы же остановимся на некоторых изделиях, которые важны для работы гребных винтов судов, средства автоматики и средства крепежа деталей машин.

Актуальность исследований. Известно, что в технике самым распространенным телом вращения с переменной кривизной поверхности является гребной винт судна [4]. Главными «разрушителями» материала гребного винта является коррозия, кавитация и механический износ [5]. Для перехода к технологии управляемого ресурса гребного винта судна – как главного элемента «работы флота», необходимо понимать природу разрушения его структуры.

Постановка задачи. 1. Рассмотреть основные причины разрушения в жидкой многокомпонентной среде гребного винта судна. 2. Изучить влияние магнитно-импульсной обработки (МИО) гребного винта судна на процессы коррозии и кавитации.

Результаты исследований. Вначале рассмотрим кратко суть каждого из процессов, снижающих ресурс изделия.

Гальваническую коррозию подводных частей подвесных моторов и угловых колонок – или любых алюминиевых частей лодки – значительно ускоряет наличие деталей из нержавеющей стали, таких, как гребные винты, триммеры (особенно если они «заземлены» на двигатель), узлы дистанционного управления. Именно на них и уходят электроны алюминиевых деталей. Другая причина, способная ускорить процесс гальванической коррозии – это уменьшение полезной площади анодных. Но и без наличия нержавеющей стали расположенные под водой алюминиевые детали все равно подвергаются воздействию гальванической коррозии – хотя и не столь интенсивной, как при контакте с иным металлом. При наличии электролита на большинстве однородных, вроде бы, металлических поверхностей все равно образуются крошечные аноды и катоды – в тех местах, где состав сплава неоднороден или имеются посторонние вкрапления или примеси – например, частицы металла с форм или штампов (рис. 1).

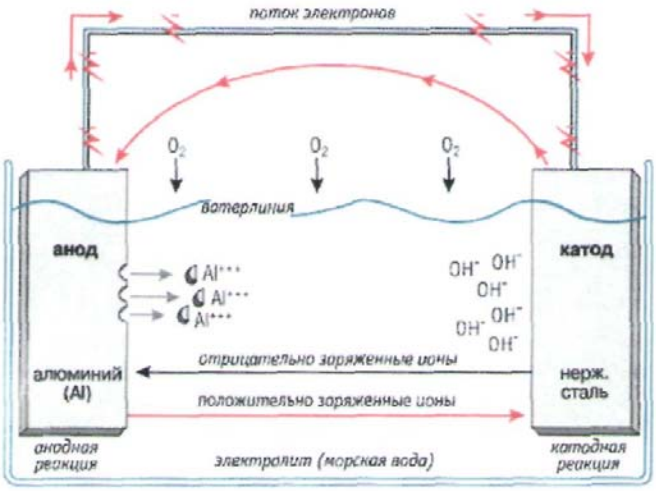


Рисунок 1. Процессы, протекающие в процессе гальванической коррозии

Щелевая коррозия - этому виду коррозии подвержены многие металлы, а в особенности – нержавеющая сталь. «Щель» в данном случае – это пространство под всевозможными отложениями (песка, ила и т.д.), под пластиковыми шайбами, фетровыми

прокладками и т.д. – иначе говоря, место, из которого попавшая туда влага не может найти выхода и где образовалась застойная зона.

Снижение напряжений в материалах-проводниках обусловлено локальной взаимоиндукцией магнитного поля установки при МИО деталей с микрополями, возникающими в местах энергетической неоднородности структуры материала. Как показали исследования эффективная магнитно-импульсная обработка оснастки и технологического оборудования судов, после МИО концентрация внутренних и усталостных напряжений снижалась в 2…3 раза вследствие чего коррозионная и механическая стойкость механизмов повышалась не менее чем на 30 %. Обследование оборудования флота Украины показало, что низкая его стойкость обусловлена применением некондиционного проката, низкой технологией и качеством сборки и монтажа оборудования, а также неполным соответствием сортамента материалов оснастки судна (табл.1).

Таблица 1. Снижение стойкости гребных винтов и подруливающих устройств в морской воде

Суда	Снижение (%) вследствие:			
	Механического износа	Коррозионного износа	Снижения стойкости покрытий	Снижения качества монтажа
Балкеры	15/18	20/27	26/32	20/25
Сухогрузы	15/17	16/20	10/15	18/22
Танкеры	20/24	12/15	10/17	16/20

Например, повышение механической, коррозионной и кавитационной стойкости оборудования судов Украины на 10…30 % и в 1,5 раза уменьшило международные пересадки.

Для увеличения ресурса работы деталей и снижения коррозионного износа гребных винтов исследовалась технология магнитно-импульсной обработки. Обработка образцов материалов и винтов проводилась на экспериментальной установке «Импульс-К» [6, 7].

Качество обработки контролировалось по потенциалу обратной связи (электронные датчики) с блоком управления, компьютер которого определял программу повторной МИО.

Опыты с применением осциллографии, автоионной микроскопии и голографии показали, что при сочетании объемной и локальной обработки концентрации напряжений в деталях привода судна снижаются в 1,5…3 раза, а долговечность их возрастает в 1,5…2,0 раза [8, 9].

Величина электромагнитной энергии и напряженности поля для повышения коррозионной стойкости изделий из углеродистых и высоколегированных сталей практически не отличалась от условий МИО (с учетом рассеивания и возможных потерь) при упрочнении режущего инструмента.

Для повышения коррозионной и механической стойкости привода судов рекомендуют следующий расход электромагнитной энергии: для МИО деталей из сталей – 3,5…5,0 кДж/кг, для деталей из хромистых, хромоникелевых и других высоколегированных сталей – 7,5…8,0 кДж/кг, для изделий из сплавов меди, алюминия – 10…18 кДж/кг. Для концентрации такой энергии на каждый квадратный дециметр поверхности оборудования необходим магнитный поток порядка 100…400 Вб.

В лабораторных условиях испытывалась МИО оборудования из конструкционных сталей и нержавеющих сплавов. МИО образцов и деталей проводилась на установке «Импульс-К». Влияние на коррозионную стойкость влажности, температуры, давления и других факторов изучалось на установке «Климатрон-150». Промышленные испытания проводились на оборудовании предприятий транспорта Украины. Образцы материалов и детали диаметром до 80 мм обрабатывались в полости соленоида. Поверхность массивных крупногабаритных деталей намагничивалась торцом переносного соленоида. Режим

обработки: напряженность магнитного поля 300…1000 кА/м, длительность импульса 0,5…2,0 с, число циклов 5…20, выдержка после упрочнения 24 часа. Выдержка в спокойном состоянии упрочненных изделий позволяла завершить в них спонтанное течение внутренних превращений, что необходимо для коррозионно-стойких высоколегированных сталей. Как показали голограммы омагниченных и выстоянных образцов, величина избыточной энергии в них снизилась в 2,5 раза. Опыты (табл. 2) показали, что вследствие магнитной обработки коррозионная стойкость материалов повышается на 20…30 %, скорость коррозии снижается на 20…40 %, а скорость проникновения коррозии на 30…50 % [10].

Как показали опыты (табл. 3), после МИО коррозионная стойкость деталей из стали 9XI7T, 12X13, 12X18H10T, 14X17H2 и др. возрастает на 15…50 %.

Таблица 2. Коррозионная стойкость материалов гребных винтов при лабораторных (1) и промышленных (2) испытаниях

Материал	Скорость коррозии, г/м^2	Скорость проникновения коррозии, мм/год		
	Испытания			
	1	2	1	2
СтЗ	0,15/0,13	0,14/0.12	0,18/0,15	0,16/0,12
10,20	0,10/0,08	0,11/0,06	0.10/0,08	0,10/0,07
15X25T	0,04/0,03	05/0,03	0,04/0,03	0,04/0,03
12X18, X10T	0.018/0,01	0,017/0,013	0,02/9,92	0,02/0,01
Латунь Л63	0,012/0.02	0,011/0,010	0,13/0,01	0,010/0,007
8X22H6T	0,01/0,008	0,01/0,009	0,01/0,007	0,010/0,007

Примечание. Числитель – в обычных условиях, знаменатель – после МИО.

Таблица 3. Коррозионная стойкость гребных винтов

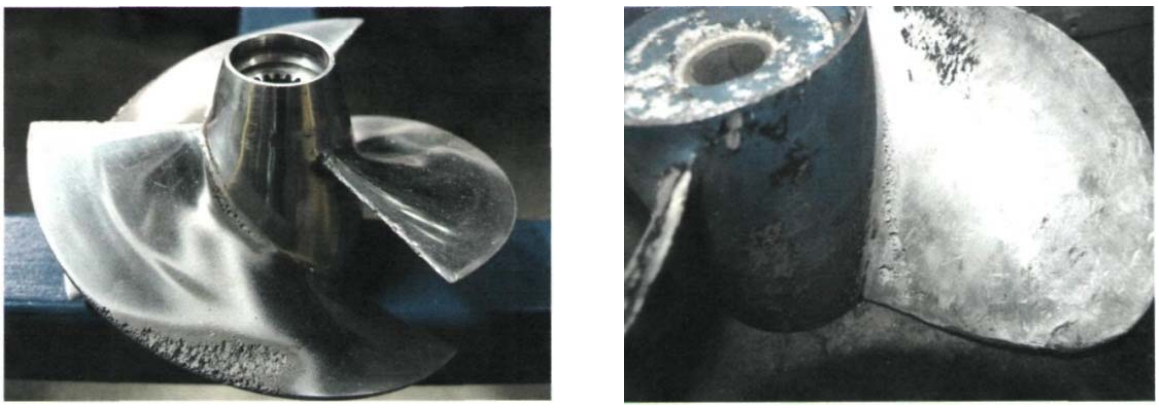
Судно	Материал	Стойкость, %
Судно	9X17T, 12X18H10T, АД1.Д16	118…130
Балкер	12X13, 15X25T, 12X18H10T	115…146
Сухогруз	12X13, 14X17H2,15X28	110…130
Танкер	12X13. 8X17T, 8X21H6M2T	120…130

Кавитационные разрушения – разрушения, происходящие за счет повторяющихся «гидравлических ударов», наносимых поверхности детали смыкающимися пузырьками воздуха, образующимися при понижении давления на границе жидкости и металла.

Наиболее эффективным и действенным мероприятием по защите металла от кавитационных разрушений является применение, защитных покрытий из наиболее стойких материалов, сплавов или магнитной обработки. Стойкость сплавов обеспечивается введением в их структуру на стадии производства специальных присадок. Из металлических покрытий наиболее прочным считаются покрытия, нанесенные методом металлизации.

Гидродинамическая кавитация может сопровождаться рядом физико-химических эффектов. Обнаружено влияние электрического тока и магнитного поля на кавитацию, возникающую при обтекании цилиндра в гидродинамической трубе. Кавитация оказывает вредное влияние на работу гидротурбин, жидкостных насосов, гребных винтов кораблей, и т. д., снижает их КПД, и приводит к разрушениям. Кавитация может быть уменьшена при увеличении гидростатического давления, например, помещением устройства на достаточной глубине по отношению к свободной поверхности жидкости, а также подбором соответствующих форм элементов конструкции, при которых вредное влияние кавитации уменьшается.

Кавитационное разрушение гребных винтов показано на рис. 2 (а, б).



а) б)

Рисунок 2. Виды кавитационного разрушения гребных винтов судов (а, б)

В качестве примера на рис. 3. показана схема обработки гребного винта массой 5,16 кг при гарантии увеличения ресурса механизма на 35%. Опыты велись на установке «Магнитрон»; обрабатывался гребной винт из алюминиевого сплава.

Рисунок 3. Обработка гребного винта на установке «Магнитрон»

Опыты с использованием лабораторной установки (рис. 4.) показали, что схема выбора мощности установки для упрочнения деталей зависит от массы изделия, магнитного сопротивления материала, времени обработки, величины электромагнитной энергии, подлежащей разассигнованию в веществе, величины потока и напряженности поля в камере соленоида, вольт-амперной характеристики силового блока и т.п. Расчетные данные практически совпадали с экспериментальными: тепловые потери не превышали 16 %, а на рассеивание электромагнитной энергии - 50 %. Упрочнение винта за счет МИО повысилось на 36,7%.

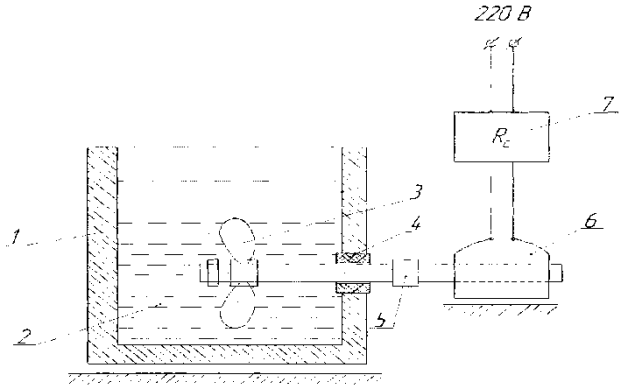


Рисунок 4. Схема лабораторной установки для изучения механического, коррозионного и кавитационного износа лопастей гребного винта: 1 – корпус; 2 – раствор морской воды; 3 – лопасти винта; 4 – подшипник; 5 – вал; 6 – электродвигатель (n=1…11000 мин$^{-1}$); 7 – Rc – регулятор частоты вращения винта

Выводы. В работе рассмотрены основные причины разрушения гребного винта судна. Показано, что влияние магнитно-импульсной обработки гребного винта судна значительно повышает стойкость и снижает процессы коррозии и кавитации винта. Разработаны новые методы и техника упрочнения материалов и изделий. Основное достоинство МИО – это способность за счёт магнитной энергии спонтанно улучшать свойства материалов и деталей машин. За счёт МИО устраняется основная избыточная энергия, в стали сплавов, повышаются механические свойства деталей, увеличивается теплостойкость, скорость охлаждения и тензорные характеристики работы узлов трения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Богданов А.В Электропроводность твёрдых тел по доноро-акцепторным параметрам / Богданов А.В, Малыгин Б.В.// Вестник Херсонского национального технического университета. – Херсон: ХНТУ, 2010. - №1 (37). – С. 28-32.

2. Гаркунов. Д.Н. Триботехника / Гаркунов Д.Н. – М. : Машиностроение, 1989. – 328 с.

3. Острейко В.П. Расчёт электромагнитных полей в многослойных сред. / Острейко В.П. – Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1981. – 152 с.

4. Корнилов Э.В. Аварии и аварийные повреждения судовых дизелей/ Э.В Корнилов, П.В. Бойко, Е.Н. Танасов. – Одесса: Экспресс, 2010. –272 с.

5. Амосов И.С. К проблеме биологического действия постоянных магнитных полей на организм: Радиация и организм / И.С. Амосов, Р.Г. Никитина, Н.Н.Калашникова. – Обнинск, 1984. – С.11-13.

6. Малыгин Б.В., Галкин С.А., Погорлецкий Д.С. Системы автоматического управления как инструмент оптимизации параметров электромагнитного воздействия: Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції (СЕУТТОО – 2012). – Херсон: Вид-во ХДМА, 2012. – С. 234-235.

7. Малыгин Б.В. Новый диагностический прибор для бесконтактного обнаружения неисправностей в двигателях внутреннего сгорания, а также других механизмах на транспорте и флоте / Малыгин Б.В., Кавун А.В. // Науковий вісник ХДМІ: Науковий журнал. – Херсон: Вид-во ВНЗ «ХДМІ», - 2011. - №2(5). – С. 220-226.

8. Муровцев Ю.Л. Основы автоматики и системы автоматического управления / Муровцев Ю.Л., Муровцев Д.Ю. – Тамбов: Изд-во ТГТУ, 2008. — 96, [1] с.

9. Пат. 595222 України, МПК FO2M 27/04 (2006. 01). Спосіб магнітної активації органічних енергоносіїв / Малигін Б.В.; заявник і патентовласник Херсонський державний морський інститут. – №09075; заяв. 19. 07. 2010; опубл. 25. 05. 2011, Бюл. №10.

10. Малыгин Б.В. Основы прикладного магнетизма. Разработка теории и технологии управления магнитным упрочнением деталей машин и разъемных креплений механизмов транспорта и флота / Б.В. Малыгин, Де Деуш Антонио Бертем Да Глогия. – Херсон: Гринь Д.С, 2017. – 680 с.

ПОВЫШЕНИЕ НАДЁЖНОСТИ И ВЛИЯНИЕ МИКРОДУГОВОГО ОКСИДИРОВАНИЯ НА ПАРУ ТРЕНИЯ КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ-ВКЛАДЫШ ДВИГАТЕЛЕЙ ТИПА Д100 И Д80

Марченко А.П., Кравченко С.А., Карягин И.Н.
Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт» (Украина)

Введение. В настоящее время одной из актуальных задач является проблема повышения надежности и долговечности сопряжения коленчатый вал-вкладыш дизелей мощностного ряда Д100 и Д80 выпускаемых ГП «Завод им. В.А. Малышева». Как было установлено раннее, наиболее перспективным вариантом для вкладышей подшипников коленчатого вала является изготовление их из биметаллической стале-алюминиевой полосы с антифрикционным слоем из сплава АМО1-20 (медь 1%, Sn 20%). Такого типа вкладыши получили широкое распространение в автотракторной промышленности [1]. Несмотря на некоторое увеличение ресурса по сравнению с баббитовыми вкладышами опыт их применения в производстве двигателей типа Д100 и Д80 на ГП «Завод им. В.А. Малышева» показал, что надёжность сопряжения коленчатый вал-вкладыш является недостаточной и требует существенной доработки. В процессе приработки рабочая поверхность стале-алюминиевого вкладыша имеет недостаточную стойкость к задирам, что приводит к схватыванию материалов вкладыша и коленчатого вала, интенсивному их износу и разрушению рабочих поверхностей. Эти дефекты обнаруживаются как при обкатке и сдаточных испытаниях, так и в начальные периоды эксплуатации.

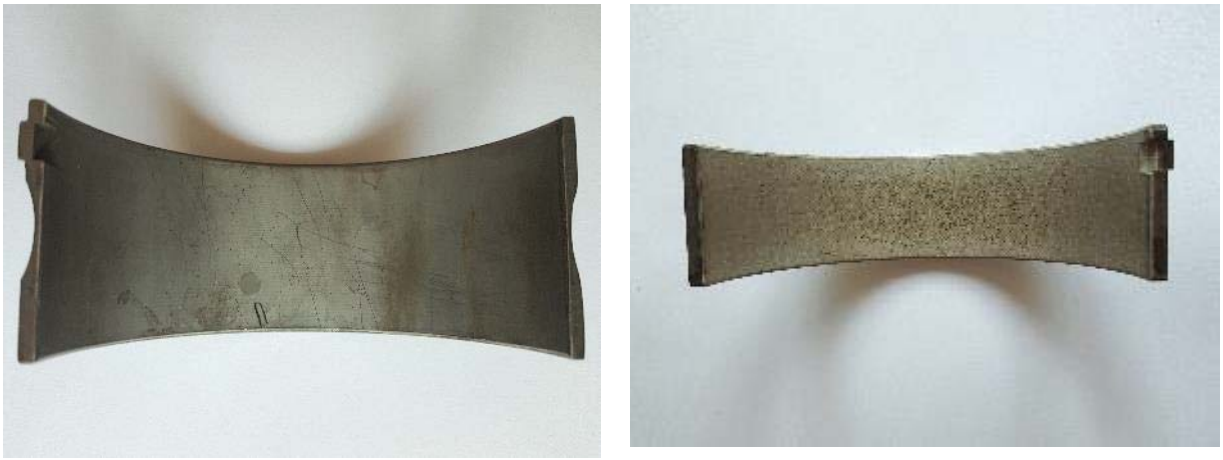
Постановка задачи. Одним из способов снижения склонности материалов пар трения к схватыванию и образованию задиров является создание на их рабочих поверхностях разделительных защитных оксидных покрытий. Подобные мероприятия были предложены ещё в 50-х годах прошлого столетия, но по ряду причин не получили дальнейшего развития [2]. Специалистами НТУ «ХПИ» совместно с инженерами ГП «Завод им. В.А. Малышева» предложено использовать для повышения надёжности пары трения коленчатый вал-вкладыш, рабочую поверхность стале-алюминиевого вкладыша преобразовать методом микродугового оксидирования, а шейку коленчатого вала упрочнить методом дискретного упрочнения. Эти работы решено было провести на стендовом двигателе СМД установленного на опытной базе кафедры ДВС НТУ «ХПИ». Шейки стального коленчатого вала СМД до упрочнения и после упрочнения методом дискретного упрочнения приведены на рисунке 1.

до упрочнения — после упрочнения

Рисунок 1. Шейки стального коленчатого вала СМД до упрочнения и после упрочнения методом дискретного упрочнения

Рабочие поверхности коренных и шатунных вкладышей были преобразованы методом микродугового оксидирования по технологии предложенной специалистами НТУ «ХПИ» и изображены на рис. 2. На развёрнутом двигателе испытания ещё продолжаются, но предварительные испытания на машине трения СМТ-1 и на износостойкость на машине

СМЦ-2 были проведены в лаборатории механических испытаний и износостойкости ГП «Завод им. В.А. Малышева» и изложены с статье [3].



до преобразования после преобразования

Рисунок 2. Рабочие поверхности вкладышей до преобразования методом микродугового оксидирования и после

При определённых условиях эффект увеличения коэффициента трения можно использовать в парах коленчатый вал-вкладыш для повышения качества обработки трущихся поверхностей и сокращения времени приработки.

Таблица 3. Результаты определения коэффициентов трения $f_{тр}$ при ступенчатом нагружении.

Материал и покрытие вкладыша	Значения $f_{тр}$ и температуры смазки $T_м$ при нагрузке P, кН									
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
АМО1-20 без покрытия	0,040* 0,040	0,025 0,025	0,037 0,020	0,025 0,015	0,030 0,016	0,030 0,015	0,032 0,013	0,026 0,011	0,025 0,012	0,025 0,013
температура смазки	70°C**	60°C	60°C	---//---	---//---	---//---	---//---	---//---	---//---	60°C
АМО1-20 + ВНИИНП-212	0,020 0,020	0,030 0,010	0,037 0,020	0,028 0,015	0,030 0,016	0,030 0,016	0,032 0,016	0,033 0,016	0,032 0,017	0,032 0,020
температура смазки	70°C	60°C	60°C	---//---	---//---	---//---	---//---	---//---	---//---	60°C
АМО1-20 + оксидный слой 20-25 мкм	0,150 0,150	0,147 0,142	0,141 0,144	0,140 0,140	0,130 0,128	0,130 0,126	0,126 0,126	0,129 0,129	0,128 0,126	0,127 0,124
температура смазки	70°C	80°C	90°C	105°C	125°C	140°C	160°C	180°C	200°C	230°C
АМО1-20 + оксидный слой 60-70 мкм	0,130 0,130	0,132 0,137	0,137 0,137	0,132 0,132	0,124 0,124	0,126 0,121	0,122 0,122	0,124 0,126	0,127 0,120	0,124 0,121
температура смазки	70°C	80°C	95°C	110°C	120°C	140°C	160°C	180°C	205°C	230°C

* В числителе приведены значения $f_{тр}$ в начале, а в знаменателе – в конце каждой ступени нагружения.

** Температура приведена на конечном этапе ступени нагружения с точностью ± 5°C.

Для изучения влияния микродугового оксидирования на триботехнические характеристики сплава АМО1-20, были проведены испытания по определению коэффициента трения, нагрузки задирообразования, износостойкости и изнашивающей способности для узла трения «коленчатый вал - вкладыш». Материалы контртел: стале-

алюминиевый сплав АМО1-20 (с оксидированным слоем толщиной 20-25 и 60-70 мкм и без оксидированного слоя) и серийный высокопрочный чугун (ВПЧ) для коленчатых валов. Испытания по определению коэффициента трения $f_{тр}$ проводили на машине СМТ-1 по методике ступенчатого нагружения при, n = 500 об/мин, $T_м^{нач}$ = 70°С. Испытания на износостойкость проводили на машинах СМЦ-2 при следующих условиях: n = 500 об/мин; масло $М14В_2$; время работы Ψ = 3 часа; нагрузке Р = 0,2; 0,6 и 1,0 кН; при нагрузке Р = 0,2 кН во всех вариантах температура масла поддерживалась на уровне $T_м$ = 70°С при помощи автоматического задатчика температуры, в испытаниях «колодок» с оксидированным слоем при нагрузке Р = 0,6 и 1,0 кН в начальный момент времени $T_м^{нач}$ = 70°С, после чего искусственный подогрев отключали и в течении всего периода испытаний температура масла определялась тепловыделениями в результате трения в зоне контакта.

Результаты испытаний по определению коэффициента трения $f_{тр}$ при ступенчатом нагружении, приведены в таблице 3, а результаты определения $f_{тр}$ при испытаниях на износостойкость приведены в таблице 4.

Анализ полученных значений $f_{тр}$ (табл. 3) свидетельствует о том, что в случае наличия на поверхности сплава АМО1-20 оксидированного слоя коэффициент трения в несколько раз выше во всём интервале нагрузок по сравнению с вариантом, в котором этот слой отсутствует. Данные по $f_{тр}$, полученные по методике ступенчатого нагружения, подтверждаются и значениями $f_{тр}$, измеренными в процессе испытаний на износ (табл. 4) при нагрузках Р = 0,2; 0,6 и 1,0 кН.

В отношении значений $f_{тр}$, полученных для образцов с оксидированным слоем различной толщины, следует отметить, что для сравниваемых толщин слоя 20-25 и 60-70 мкм) значения $f_{тр}$ практически не отличаются, несколько более низкие значения $f_{тр}$ можно отметить лишь при невысоких нагрузках до Р = 0,6 кН (см. табл. 3 и 4).

Выводы. Результаты предварительных испытаний образцов «колодок» изготовленных из стале-алюминиевых вкладышей двигателя Д80 с антифрикционным слоем АМО1-20 преобразованным методом микродугового оксидирования на глубину 20-25 и 60-70 мкм показали, что наряду с повышением маслоёмкости рабочей поверхности пары коленчатый вал- вкладыш коэффициент трения $f_{тр}$ увеличивается в 3 – 5 раз по сравнению со слоем АМО1-20 без оксидирования.

Увеличение износостойкости стале-алюминиевых вкладышей двигателя Д80 с антифрикционным слоем АМО1-20 за счёт микродугового оксидирования свидетельствует о перспективности применения технологии для решения задач повышения работоспособности узлов трения.

Таблица 4. Результаты определения коэффициентов трения $f_{тр}$ при испытаниях на износ при нагрузках Р = 0,2; 0,6 и 1,0 кН.

Материал и пок-рытие вкладыша	Значения коэффициента трения $f_{тр}$ при нагрузках Р, кН		
	0,2	0,6	1,0
АМО1-20 (без оксидирования)	0,031 – 0,091	0,020 – 0,041	0,012 – 0,015
АМО1-20 + оксиди-рование (20-25 мкм)	0,091 – 0,152	0,142 – 0,152	0,091 – 0,128
АМО1-20 + оксиди-рование (60-70 мкм)	0,061 – 0,107	0,102 – 0,112	0,116 – 0,128

ЛИТЕРАТУРА

1.Буше К.А. Подшипниковые сплавы для подвижного состава: – М.: Изд-тво «Транспорт», 1967. - 224 с.

2. Болтинский В.Н. Тракторные и автомобильные двигатели: – М.: Гос. изд-во сельскохозяйственной литературы. 1953. – 430 с.

3. Белозёров В.В., Казак И.Б., Олейник А.К., Кравченко С.А. Влияние микродугового оксидирования на характеристики трения и износа материалов сопряжения коленчатый вал-вкладыш двигателей типа Д100 и Д80. Всеукраинский научнотехнический журнал изд. НТУ «ХПИ». Двигатели внутреннего сгорания. – 2017. - №2. – С. 21-26.

ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ, ЩО ЗАБЕЗПЕЧУЮТЬ ЕКОНОМІЮ ПАЛИВА

Мельник В.М.
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу (Україна)

Вступ. В сучасних умовах експлуатації автомобілів, особливо в мегаполісах, істотну частку режимів складають малі навантаження і холостий хід. Робота на таких режимах супроводжується підвищеними питомими витратами палива і мастила, підвищеними питомими викидами токсичних компонентів відпрацьованих газів і т.д.

Актуальність досліджень. Існує ряд методів і засобів підвищення економічності режимів холостого ходу і малих навантажень. На сьогоднішній день одним з перспективних методів розв'язання проблеми розширення економічності і зменшення концентрації токсичних продуктів у відпрацьованих газах на часткових навантаженнях і холостих ходах є метод відключення циліндрів з регулюванням фаз газорозподілу.

Мета досліджень. Оцінити ефективність дії методів економії палива на двигунах внутрішнього згоряння та можливість їх використання на інших типах двигунів.

Постановка задачі. Зазначена мета досягається вирішенням таких завдань: проведення порівняльного аналізу методів та засобів зниження витрати палива на двигунах внутрішнього згоряння; дослідження будови та принципу дії систем, що забезпечують зниження витрати палива на двигунах внутрішнього згоряння; оцінка впливу методів зниження витрати палива на токсичність відпрацьованих газів двигунів.

Результати досліджень. Однією з основних особливостей експлуатаційних режимів роботи автомобільного двигуна є робота в широкому діапазоні зміни швидкісних і навантажувальних режимів [1, 2].

Повне навантаження використовується рідко, експлуатація двигуна здійснюється, головним чином, на часткових навантаженнях. Максимальний ККД двигуна з примусовим запалюванням при роботі на повних навантаженнях дорівнює приблизно 35%, рідше сягає рівня 40 - 45%, але при малих, часткових навантаженнях він не перевищує 10 - 15%. Саме цей останній режим використовується в основному (80 - 90% часу) при експлуатації автомобіля в міських умовах [3-6]. Таким чином, в сучасних умовах експлуатації режими холостого ходу 1 і малих навантажень 4 (рис. 1) є пріоритетними практично для будь-яких типів двигунів [7, 8].

Новий Європейський випробувальний цикл (NEDC) встановлює жорсткі норми витрати палива. Реальний рівень цих витрат істотно залежить від економічності режимів 1 і 4 (рис. 1), що займають основний час роботи двигуна.

Аналіз досліджень різних авторів показує, що основними режимами роботи ДВЗ в місті є холостий хід, усталений рух, вибіг і розгін. Причому відкриття дроселів становить ~ 50%. Робота на режимах 1 і 4 (рис. 1) супроводжується істотним підвищенням питомої витрати палива та ін.

Існує ряд методів і засобів підвищення економічності режимів 1 і 4 (рис.1) [9-15]. На сьогоднішній день одним з перспективних методів вирішення проблеми збільшення ККД, а отже і економічності, і зменшення концентрації продуктів неповного згоряння, а також оксидів азоту, на часткових навантаженнях і холостих ходах є метод відключення циліндрів або метод регулювання двигуна зміною його робочого об'єму (під робочим об'ємом двигуна мається на увазі сума робочих об'ємів тих його циліндрів, в яких відбуваються процеси вироблення механічної енергії) [6-15 та ін.].

Метод відключення циліндрів дозволяє знизити витрату палива на величини до 25 - 40% в залежності від режиму роботи і методу відключення [13, 14]. При цьому відповідно знижуються і шкідливі викиди, перш за все парникових газів (СО2 і ін.).

За способом управління можливе відключення - включення однієї і тієї ж групи циліндрів [13, 14], чергування груп відключення-включення циліндрів, відключення - включення окремих циліндрів і їх чергування, а також виключення - включення окремих циклів [13-16] в частині або в усіх циліндрах. Все це можливо як без зміни фаз газообміну, так і з їх зміною.

Фірма Honda з 2005 роком на бензиновому двигуні V6 реалізує відключення ряду (3 циліндра). Тоді вперше система була названа «Variable Cylinder Management» [14].

Метод механічного відключення циліндрів з зупинкою поршнів шляхом відключення частини колінчастого вала або одного з, наприклад, двох валів поки тільки починає розвиватися [14-16].

Найбільш поширений метод відключення подачі палива без зміни фаз газообміну.

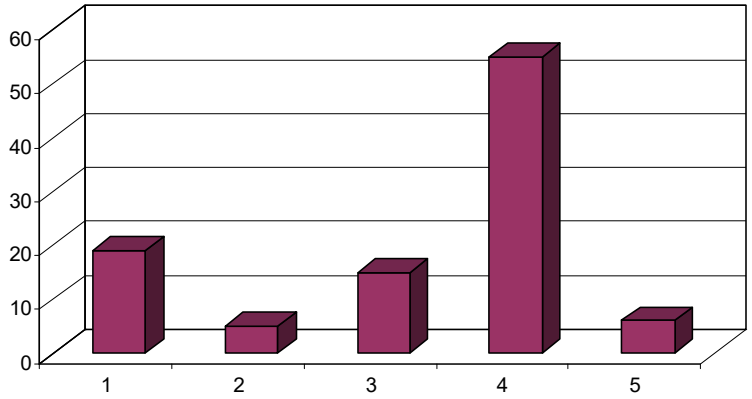


Рисунок 1. Розподіл часу роботи автомобіля на різних режимах: 1 – холостий хід; 2 – повне навантаження; 3 – гальмування двигуном; 4 – малі навантаження; 5 – часткові навантаження

При реалізації цього методу на режимах малих навантажень блок керування деактивує як роботу клапанів (залишають їх закритими), так і систему впорскування палива. Для двигунів з іскровим запалюванням, природно, деактивується і система запалювання [15, 16]. Завдяки закритим клапанів відключений циліндр перетворюється в «повітряну пружину». При цьому знижуються механічні втрати, пов'язані з насосними ходами.

В [14] зазначено, що почали розроблятися рішення, в яких припинення роботи частини поршнів (в ВМТ) відбувається без припинення обертання колінчастого вала. Основним принципом вирішення є застосування телескопічного шатуна. Жорстке з'єднання його з поршнем і колінчастим валом утворює система заповнення порожнин нестисливою рідиною (Маслом). В інших випадках потрібне застосування декількох валів і т. д.

Відключення циліндрів або циклів досягається в більшості випадків припиненням подачі палива і повітря в відключаються циліндри. Але тривале відключення одних і тих же циліндрів виявилося не настільки ефективно, якщо врахувати підвищення зносів, зниження теплового стану деактивованих циліндрів, а в результаті - підвищення механічних втрат, і т.д. Тому з'явилися розробки по відключенню окремих циклів [10-13] (регулювання двигуна пропуском спалахів, дискретне регулювання).

Основною ідеєю цього методу є припинення робочого процесу (циклу) в одному або декількох циліндрах при малих навантаженнях і холостому ходу. При цьому, оскільки навантаження всього двигуна зберігається незмінною, то навантаження на працюючі циліндри збільшується і ефективний ККД двигуна підвищується відповідно до протіканням характеристики ηі в функції від складу горючої суміші α. Тепловий стан поверхонь їх камер згоряння менше, тому кількість теплоти, відведений системою охолодження, знижується, і витрата палива може зменшитися на ~ 25% [15]. Класифікація методів регулювання двигуна шляхом відключення циліндрів виконана в ряді робіт, наприклад, [14].

Зупинка кривошипно-шатунного механізму. Двигун з такою системою також називають модульним. Даний спосіб відключення циліндрів є найефективнішим, оскільки дозволяє економити до 40% палива.

Секційний ДВС. Принцип дії полягає в тому, що багатоциліндровий ДВС розбитий на відсіки [10], кожен з яких оснащений колінчастим валом 1 і газорозподільним механізмом (рис. 2). Між собою колінчаті вали з'єднуються за допомогою шестерень 3. Вмикання і вимикання таких відсіків здійснюється за допомогою гідропідтискування муфт 4, блокуючих шестерні з колінчастим валом.

ДВС з роз'ємним колінчастим валом [7]. Колінчастий вал такого двигуна виконаний з двох частин (зовнішньої і внутрішньої), між якими знаходиться голчастий підшипник (рис. 3). Механізм активації/деактивації циліндрів виконаний у вигляді квадратного в перетині поршня з підпружиненим штоком з виступом у вигляді усіченого конуса на кінці і квадратної в перерізі підпружиненої втулкою, що охоплює шток поршня. Конструкція модульних двигунів є досить складною. Незважаючи на те, що деякі компанії (зокрема Alfa

Romeo з двигуном 301.2 [16]) намагаються розробляти такі двигуни, вони мають такі недоліки як: невисока надійність; збільшення вартості технічного обслуговування; високі вимоги до кваліфікації сервісного персоналу, що ускладнює введення їх в масове виробництво. Тому найбільше застосування і розвиток знайшли двигуни з відключенням систем живлення.

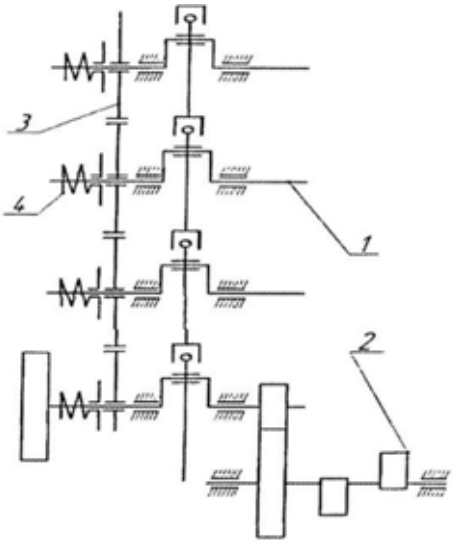


Рисунок 2. Схема кривошипно-шатунного механізму (КШМ) ДВС з окремими секціями: 1 – колінчатий вал; 2 – контролюючий пристрій; 3 – шестерня; 4 – блокувальна муфта [14]

Припинення подач заряду в циліндри. Для того, щоб виключити з роботи конкретний циліндр, необхідно виконати дві умови: перекрити доступ повітря і випуск відпрацьованих газів (закрити впускний і випускний клапани) і перекрити подачу палива в циліндр.

Регулювання подачі палива в сучасних двигунах здійснюється за допомогою електромагнітних форсунок з електронним управлінням. Утримання в закритому стані впускних і випускних клапанів в конкретному циліндрі є досить складним технічним завданням, яку автовиробники вирішують різними методами.

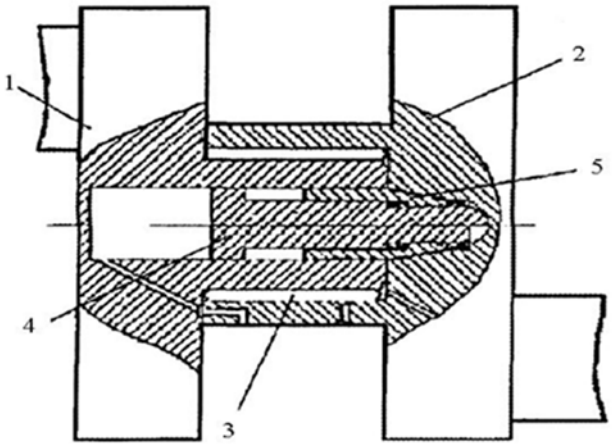


Рисунок 3. Схема роз'ємного колінчастого вала з відключенням групи циліндрів: 1, 2 – внутрішня і зовнішня частини корінної шийки колінчастого вала; 3 – голчастий підшипник; 4 – поршень з підпружиненим штоком; 5 – підпружинена втулка [12]

Серед різноманіття технічних рішень можна виділити три найбільш поширених системи:

- застосування штовхача спеціальної конструкції (системи Multi-Displacement System);
- можливість виключення коромисла (системи Active Cylinder Control);
- використання кулачків розподільного вала різної форми (Система Zylinder abschaltung) [15, 16].

Система Multi-Displacement System, MDS встановлюється на автомобілях Chrysler, Dodge, Jeep з 2004 року. Система активується (відключає циліндри) при швидкості понад 30 км / год і частоті обертання колінчастого вала двигуна до 3000 об / хв.

В системі MDS використовується штовхач особливої конструкції рис. 4, який забезпечує при необхідності роз'єднання розподільного вала і клапана (авторська назва, дослівно - «пристрій втрати руху»). В певний час в штовхач під тиском подається масло і видавлює блокуючий штифт, тим самим дезактивує штовхач. Регулювання тиску масла проводиться за допомогою електромагнітного клапана [16].

Система Active Cylinder Control, ACC застосовувалася на автомобілях Mer-cedes-Benz з 1999 року. Закриття клапанів циліндрів забезпечувало коромисло особливої конструкції рис. 5, що складається з двох важелів, з'єднаних фіксатором. У робочому положенні фіксатор з'єднує два важелі в єдине ціле. При деактивації фіксатор звільняє з'єднання і кожен з важелів отримує можливість рухатися самостійно. Клапани, при цьому, під дією пружин закриті. Переміщення фіксатора здійснюється тиском масла, яке регулює спеціальний електромагнітний клапан.

Паливо у відключені циліндри не подається. Для збереження характерного звуку роботи багатоциліндрового двигуна при вимкнених циліндрах в випускний системі встановлений керований електронікою клапан, при необхідності змінює розмір перетину випускного тракту.

Припинення подачі палива в відключаються циліндри може бути здійснено наступним чином:

- роз дроселювання циліндрів шляхом впуску в них повітря;
- збереження дроселювання у відключених циліндрах.

Перший метод більш ефективний, але його реалізація вимагає значного ускладнення конструкції системи живлення ДВС: установка додаткових клапанів і заслінки, що з’єднує впускний клапан з атмосферою [9], атмосферою і впускним трубопроводом [12], впускним трубопроводом [14].

Рисунок 4. Система Multi-Displacement System [16]

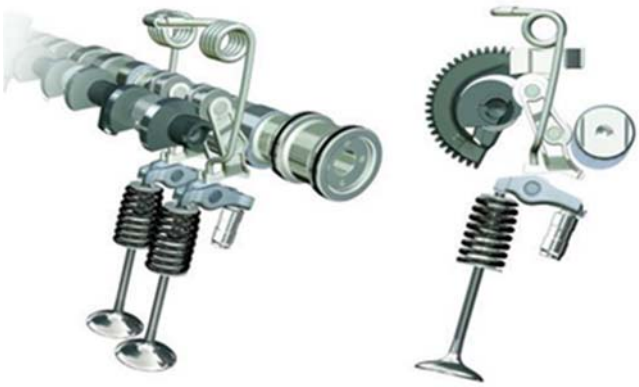


Рисунок 5. Схема управління клапанами в системі Active Cylinder Control [16]

Висновок. Таким чином, з проведеного аналізу опублікованих робіт випливає, що проблема економії палива і захисту навколишнього середовища стає все більш актуальною в зв'язку зі збільшенням парку автомобілів, режими холостого ходу і малих навантажень

складають 30% і більше від загального часу експлуатації двигунів у міських умовах, дроселювання паливоповітряної суміші на цих режимах призводить до зниження економічності і підвищення шкідливих викидів, регулювання ДВЗ і дизельних двигунів зміною робочого об'єму призводить до підвищення паливної економічності і зниження шкідливих викидів.

Проте, проблема економії палива і захисту навколишнього середовища може вирішуватися за рахунок широкого впровадження на двигунах систем регулювання фаз ГРМ та відключення циліндрів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Канарчук В.Є. та ін. Основи технічного обслуговування та ремонту автотранспортних засобів. Книга 2. Організація, планування і управління. – Київ: Вища школа, 1991р. – 406с.

2. Техническая эксплуатация автомобилей / под ред. Г.В. Крамаренко. – М.: Транспорт, 1984р. – 387с.

3. Автомобильные двигатели.: учебник для студ. высш. учеб. заведений / М.Г. Шатров [и др.] под ред. Шатрова М.Г. М.: Издательский центр «Академия». 2010. С. 234–235.

4. Аношина Т.С. Повышение экономических и экологических качеств транспортного дизеля при работе на режимах малых нагрузок и холостых ходов: автореферат дисс. канд. техн. наук. Москва. 2014. – 16 с.

5. Возможности повышения экономичности режимов малых нагрузок двигателя ВАЗ-2118. / Патрахальцев Н.Н. [и др.] // Автомобильная промышленность. 2014. № 4. С. 9-10.

6. Возможности экономии нефтяного дизельного топлива частичным замещением его альтернативным. / Н.Н. Патрахальцев [и др.] // Вестник РУДН. Серия: «Инженерные исследования». 2014. № 4. С. 72-77.

7. Грабовский А.А., Максяшев И.А. Экономичные и экологичные варианты формирования крутящего момента в силовых установках комбинированных (гибридных) схем. // Автомобильная промышленность. 2014. № 1. С. 8-14.

8. Гутаревич Ю. Ф., Редзюк А. М. Сравнение способов отключения цилиндров при регулировании мощности бензинового двигателя // Автомобильная промышленность. 1984. №3. С. 7-9.

9. Изменение числа работающих цилиндров дизеля - вариант повышения экономичности его режимов малых нагрузок / Н.Н. Патрахальцев [и др.] // Автомобильная промышленность. 2012. № 2. С. 11-13.

10. Корнев Б. А. Возможности повышения экономичности режимов малых нагрузок автотракторного дизеля типа Д-260 (6Ч11/12,5) изменением его рабочего объёма: дисс. … канд. техн. наук. Москва. 2013. 140 с.

11. Кутенёв В. Ф. Перспективы совершенствования ДВС // Двигатель. 2005. № 6 (42).

12. Лукин А.М., Хавкин В.И. Способ оценки устойчивости работы ДВС по неравномерности угловой скорости вращения коленчатого вала // Двигателестроение. 1984. № 2. С. 17-19.

13. Олесов И.Ю. Повышение экономических, эффективных и экологических качеств автотракторного дизеля использованием метода отключения – включения цилиндров или циклов: дис. канд. техн. наук: 05.04.02. Москва. 1992. 150 с.

14. Оценка возможности повышения экономичности автомобиля регулированием рабочего объёма двигателя / Н.Н. Патрахальцев [и др.] // Автомобильная промышленность. 2014 № 6. С. 10-12.

15. Peters G.F. A Cylinder deactivation on 4 cylinder engines. A torsional vibration analysis. DCT 2007. 11. February 15, 2007. P. 10-15, 39.

16. Andres Valderrama Romero, Nikolay Patrakhaltsev. Aumento de la efi-ciencia de los motores diesel automotrices mediante la desconexion de cilindros y ciclos // COBEM-CIDIM/95. 1995. Lima. Peru.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СУДОВЫХ НЕТРАДИЦИОННЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Настасенко В.А.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Введение Работа относится к сфере альтернативной энергетики, в частности – к судовым ветровым, солнечным и гидроволновым энергетическим системам.

Судовой нетрадиционной энергетике уделяется все больше внимания, поскольку кроме экономии топлива, она позволяет сократить объем вредных выбросов, получаемых при сжигании судовых топлив на базе нефти и газа. Последний фактор становится все более значимым для всего человечества, поскольку по данным Университетского колледжа Лондона (UCL) – каждый час суда торгового флота выбрасывают в атмосферу до 150 тыс. тонн CO_2 (www.shipmap.org).

Анализ состояния проблемы. Лидирующее положение в судовой нетрадиционной энергетике занимает ветровая, поскольку в недалеком прошлом суда в основном были парусными. Вначале XXI века появились суда с фотоэлектрическими батареями, а судовой гидроволновой энергетике – уделяется недостаточно внимания. Эти факторы являются субъективными и вносят проблемы в выбор предпочтительного варианта. Поэтому главной целью выполняемой работы является детальный анализ перспектив использования всех указанных видов судовых энергетических систем и выбор наиболее эффективного из них.

Сравнительный технико-экономический анализ известных и предлагаемых гидроволновых энергетических систем. В ветровой энергетике основное внимание уделено различным видам парусных систем – мачтовым с жесткими и гибкими надувными парусами, и безмачтовым с парусом типа летящего крыла, реальное исполнения которых приведены на рис. 1. Пример проекта парусного судна будущего показан на рис. 2.

Рисунок 1. Современное круизное парусное судно-барк ”Royal Clipper” компании Star Clippers Incorporation, яхта “А” миллиардера Мельниченко с мачтовыми системами парусов, а также гибкая парусная система “SkySails”.

Рисунок 2. Проект сухогруза с жесткими пятисекционными телескопическими подъемными парусами системы “Wind Challenger” (Япония)

Однако это – системы попутного принципа действия, которые, согласно схемы ветров (рис.3) могут эффективно использоваться только в зонах со стабильно сильным ветром, который имеет место лишь за 40-ми широтами. В экваториальных зонах ветер не догоняет судно, идущее под собственным двигателем со скоростью от 7 до 10 м/с.

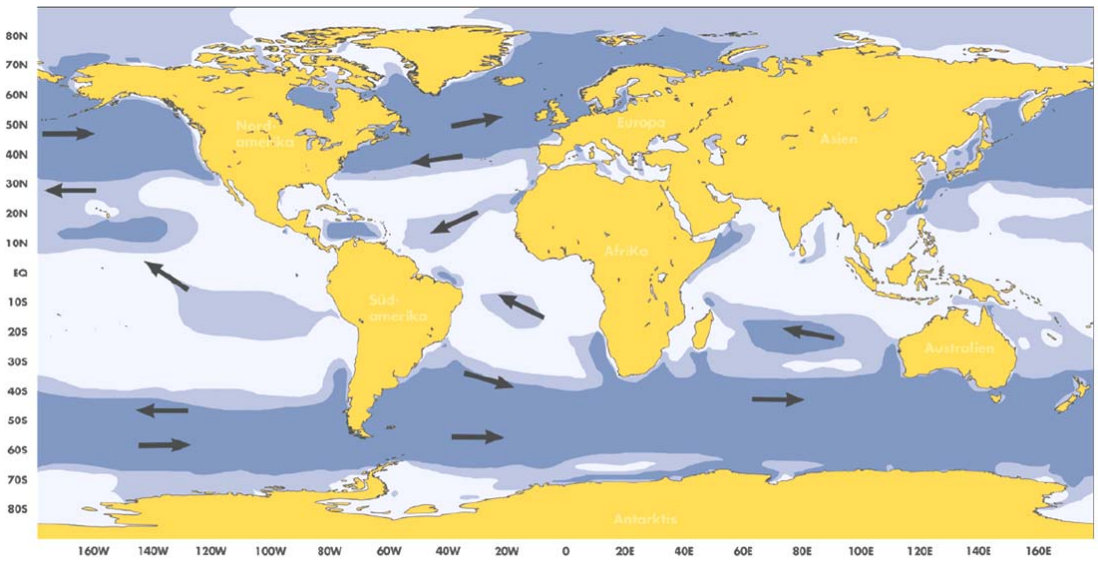


Рисунок 3 – Стойкие годовые ветровые потоки в мировом океане: – сильный ветер 10…20 м/с, – умеренный ветер 5…10 м/с, – слабый ветер до 5 м/с.

В этом случае более эффективны системы встречного принципа действия по патенту В.А.Настасенко на изобретение Украины № 113088, поскольку даже при полном отсутствии ветра она будет работать за счет собственной скорости движения судна.

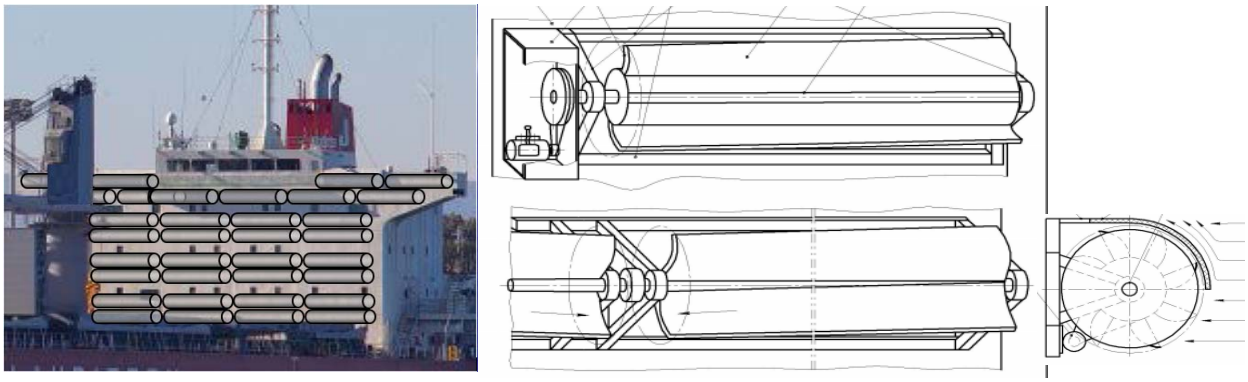


Рисунок 4. Проект судовой барабанной ветряной электроэнергетической установки

Для систем солнечной энергетики основные проблемы с вязаны с ее недостаточной для судна мощностью ≈ 0,175 кВт с 1 м^2 площади. Поэтому их применение пока ограничено судами малой мощности, движущимися со скоростями 7…7,5 узлов (рис. 5), хотя эффективная скорость судна при доставке грузов составляет 14…20 узлов.

Рисунок 5. Системы маломерных судов с солнечными энергетическими установками

Более предпочтительны комбинированные системы парусов и солнечных батарей, показанные на рис. 6, однако их общий энергетический потенциал не превышает 10% от мощности главного судового двигателя.

Рисунок 6. Система жестких подъемных парусов – платформ в проекте “E/S ORCELLE” (Швеция) и жестких поворотных парусов в проекте **“***Eco marinepower”* (Япония)

Гидроволновая энергетика обеспечивает более высокий энергетический потенциал, поскольку удельная энергия волн значительно выше удельной энергии Солнца и ветра, Однако известные поплавковые и плавниковые гидроволновые системы (рис. 7) имеют ряд существенных недостатков:

1. Возможность их повреждения в шторм сильными волнами.
2. Сложность прохождения в узостях плавания.
3. Низкий КПД и удельная мощность за счет наличия хода закачки воды в поршень и большого количества преобразований энергии подъема волн в электрическую энергию.
4. Обрастание флорой и фауной, которые снижают подвижность систем и их КПД.

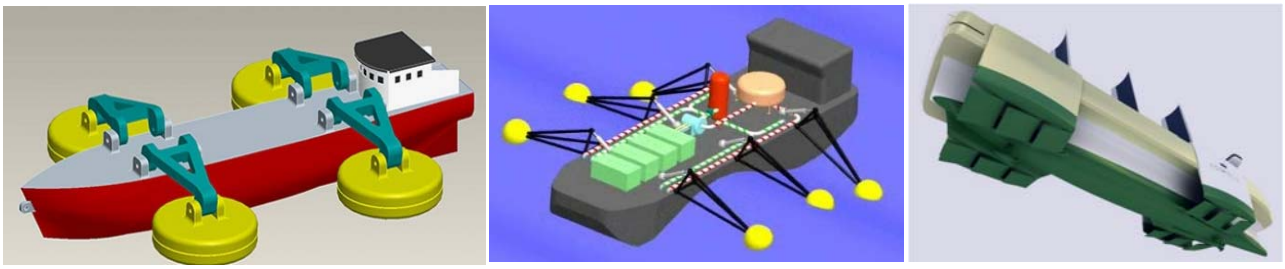


Рисунок 7. Рычажно-поршневые и плавниковые судовые гидроволновые системы

Устраняют указанные недостатки гидроволновые электроэнергетические системы проф. В.А.Настасенко по патентам на изобретения Российской Федерации № 2396673 и 2603813, поскольку все их элементы размещены внутри корпуса, наиболее приспособленного для противодействия волнам (рис. 8). Их особенность – гравитационно-маятниковый принцип действия при установке грузов 2 с дуговым основанием 4 на опорные ролики 5, связанные с электрогенераторами. Их энергетический потенциал создает масса перевозимых сыпучих или жидких грузов, а также радиус дугового участка и угол наклона корпуса волнами.

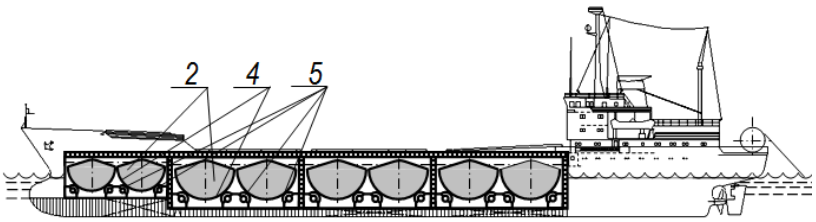


Рисунок 8. Гидроволновые системы проф. В.А. Настасенко маятникового принципа действия

Общие выводы по работе Предлагаемые гидроволновые электроэнергетические системы проф. В.А.Настасенко защищены от действия волн, обладают конструкторско-технологической простотой, надежностью и наиболее высоким энергетическим потенциалом.

АНАЛІЗ ТА СТАН ДОСЛІДЖЕНЬ МАГНІТНОЇ ОБРОБКИ ВУГЛЕВОДНЕВИХ ПАЛИВ

Погорлецький Д.С, Малигін Б.В.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вплив магнітних та електромагнітних полів на протікання хімічних реакцій за участю різних органічних сполук, у тому числі й вуглеводневих на сьогоднішній день вважається широко відомим і загальноприйнятим. Однак, складність різних фізико-хімічних процесів, які відбуваються при магнітній обробці паливо-мастильних матеріалів, нечітка відтворюваність отриманих результатів та їх непередбачена залежність від багатьох факторів (склад конкретних видів та марок палив, умови їх згоряння, навіть погодні явища, пора року і так далі) ускладнюють об'єктивне трактування механізму процесів, що протікають. Саме тому на сьогоднішній день не існує єдиної, загальноприйнятної теорії, яка б повністю пояснювала суть процесів, що відбуваються в речовинах при їх обробці магнітним полем. Про результативність обробки дослідники судять по вихідним параметрам: зниженню питомої чи годинної витрати палива, зменшенню викидів продуктів згоряння або шкідливих відкладень на деталях. За відсутності теоретичного обґрунтування, конструкція приладів для магнітної обробки і режими її проведення вибирається інтуїтивно.

Актуальність дослідження. На транспорті значна увага приділяється ціні палива та екологічному аспекту, з цього можна зробити висновок, що магнітна обробка вуглеводневих палив може бути актуальною з боку зменшення шкідливих викидів в атмосферу, витрати палива а також підвищення експлуатаційного терміну служби двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Тому розробка даного напрямку дослідження є перспективним завданням досягнення якісних показників технологічного процесу обробки магнітним полем вуглеводневих палив на транспорті.

Ключові слова. Магнітна обробка, екологічна безпека, витрата палива, двигун внутрішнього згоряння, магнітна індукція.

Постановка проблеми. Швидке зростання промисловості та транспорту в XX столітті призвело до збільшення обсягів та токсичності викидів, які вже не можуть бути розчинені в навколишньому середовищі до концентрацій, нешкідливих для людини. Експлуатація флоту супроводжується зростанням його впливу на навколишнє середовище. [1] Ситуація ускладнилася широким впровадженням на флоті важких сортів палива з вмістом сірки до 3,5 %, що привело до зниження надійності та довговічності деталей паливної системи двигуна та циліндропоршневої групи. [1] Подальший розвиток в даному напрямку без застосування пристроїв для очищенню відпрацьованих газів, стає важко виконуваним. Одночасне зниження вмісту шкідливих речовин та димності у відпрацьованих газах вимагає різних, часом несумісних між собою заходів одним з яких можливо може стати магнітна обробка, якщо її вплив на вуглеводневі палива буде доведений.

Мета роботи. Провести аналіз наявних досліджень, впливу магнітного поля на показники якості вуглеводневих палив, та зменшення витрати та шкідливих викидів в атмосферу від двигунів внутрішнього згоряння. Продемонструвати апарати для обробки (постійними та імпульсними магнітними полями) вуглеводневих палив та встановити їх для проведення випробувань на двигунах внутрішнього згоряння. Намітити шляхи подальших досліджень.

Виклад основного матеріалу. У 1952 році доктор Фелікс Блох зі Стенфордського університету і доктор Едвард Майлз Перселл Гарвардського університету були удостоєні Нобелівської премії за свою роботу в області магнітного резонансу, яка доводить, що при проходженні будь-якої вуглеводневої структури через спектр магнітного поля з'являється ефект розсіювання, завдяки якому (у випадку з бензином або дизельним паливом) до молекул палива збільшується доступ кисню, за рахунок чого паливо краще згорає. [7] Пізніше доктор Роберт Кан (Кейн) продовжив їхню роботу в області теорії магнітного

резонансу, вводячи спеціальний неодимовий склад як каталізатор для розриву вуглеводневих ланцюгів в паливі. Ці вчені довели, що вплив магнітного поля може змінити молекулярну структуру палива. Займаючись проблемою зменшення забруднення і шкідливих викидів від згоряння палива в двигунах автомобілів, він винайшов і запатентував виріб SMF, патент США номер (5558765), який виданий Twardzik, в якому описано пристрій для обробки вуглеводневих видів палива під впливом магнітного поля для підвищення ефективності згоряння палива в двигуні. [3]

На базі лабораторії ресурсозбереження при Херсонської державної морської академії, був розроблений магнітний активатор палива (Магнітрон). Для магнітної активації органічних енергоносіїв паливо послідовно проводять через ряд розташованих попарно неодимових магнітів, які знаходяться один напроти одного різнойменними полюсами. На (рис. 1) наведена схема проходження рідини через корпус реактора для магнітної активації органічних енергоносіїв. [5]

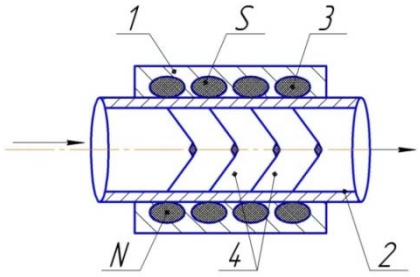


Рисунок 1. Реактор для магнітної активації органічних енергоносіїв: 1 - корпус реактора; 2 - внутрішній корпус реактора; 3 - постійні сферичні неодимові магніти різної напруженості; 4 - біметалічні дефлектори кавітаційної обробки.

Пари сферичних неодимових магнітів 3, на корпусі реактора 1, розташовані дискретно по гвинтовій траєкторії так щоб магнітне поле взаємодіяв з біметалічним дефлектором 4. В результаті взаємодії магнітного поля з потоком рідини і біметалічним дефлектором 4, у внутрішньому корпусі реактора 2 утворюється кавітація.

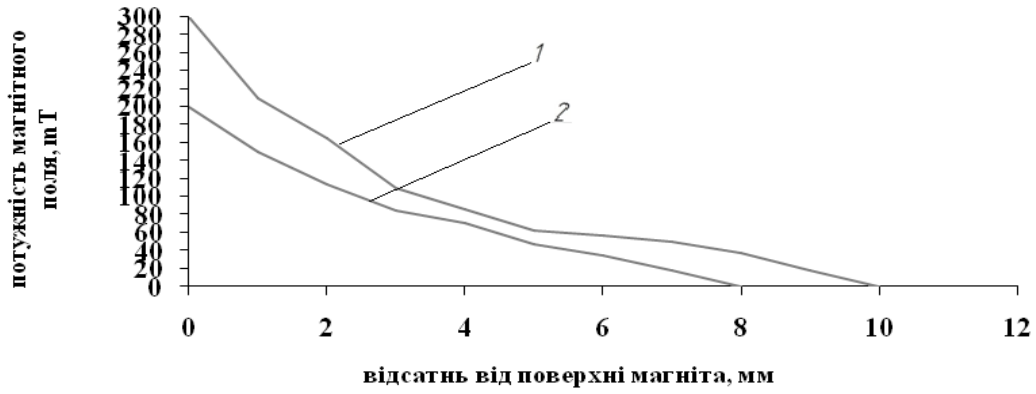


Рисунок 2. Графічне відображення результатів

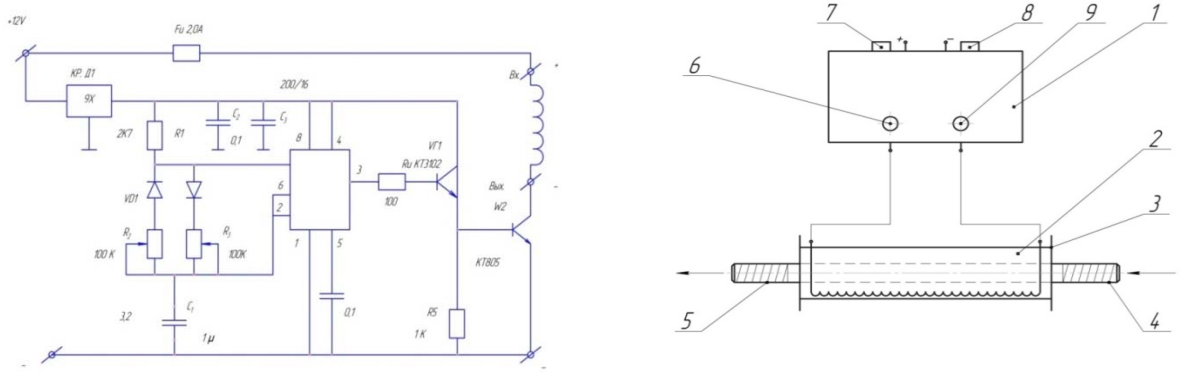
На графіку (рис.2) показана залежність величини магнітної індукції (яка вимірюється в (mT) від відстані магнітів (мм). При першому експерименті величина магнітної індукції одного магніту становила – 200 mT. А в другому, при об'єднанні магнітів становила - 300 mT. Максимально ефективний вплив магнітного поля можливий на відстані не більше 3-4мм. Беручи це до уваги можна сказати, що максимальна величина діаметра паливо проводу при установці на нього магнітного активатора палива (Магнітрон) та використанні в ньому магнітів даної потужності повинна бути не більше 8 мм. [2] Дослідні зразок магнітного активатора палива (Магнітрон) встановлювались і проходили

випробування на автомобілях: Volkswagen Golf Variant з двигуном 1,9 TDI; Renault Kangoo 1.5 dCi; Mazda 3 2.0. На автомобілях встановлені бортові комп'ютери однієї фірми Multitronics, точність вимірювання витрати палива бортових комп'ютерів 0,1 літр. [6] Період часу, за який були зібрані дані по витраті палива, становить 4 місяці або 5000км пробігу.

Таблиця 1. Показники витрати палива

Марка автомобіля	Модель бортового компьютера	Паспортна витрата палива, (середня витрата)	Витрата палива до встановлення магнітного активатора, (середня витрата)	Витрата палива після встановлення магнітного активатора, (середня витрата)
Volkswagen Golf Variant 1.9 TDI	Multitronics-RIF-500	7.4 л/100 км	8.5 л/100 км	7.5 л/100 км
Renault Kangoo 1.5 dCi	Multitronics TC 50UPL	5.5 л/100 км	6.5 л/100 км	5.6 л/100 км
Mazda3 2.0 MZR	Multitronics VG1031UPL	8.2 л/100 км	9.2 л/100 км	8.4 л/100 км

На початку випробувань були зроблені базові виміри середньої витрати палива, без активатора які в порівнянні з паспортними даними мають відмінність у процентному співвідношенні на автомобілях: Volkswagen Golf Variant1.9 TDI - 12%; Renault Kangoo 1.5 dCi - 15%; Mazda 3 2.0 - 10%, згідно з даними показниками видно, що реальна витрата палива автомобілів більше ніж паспортна. Після установки магнітного активатора палива різниця між середньою витратою палива з активатором і без нього склала в процентах: Volkswagen Golf Variant1.9 TDI - 11%; Renault Kangoo 1.5 dCi - 13%; Mazda 3 2.0 - 8%. Дані результати дозволяють зробити висновок, що при використанні магнітного активатора палива, витрата палива на автомобілях максимально наблизилася до заводських параметрів (таблиця 1).



а) б)

Рисунок. 3. Конструкція генератора імпульсів

Після отримання сумнівних доказів впливу постійного магнітного поля на вуглеводневі палива, було прийняте рішення розробити конструкцію генератора імпульсів для магнітно-імпульсної обробки палива на транспорті, який створює імпульси магнітного поля, з регульованою тривалістю та потужністю. Генератор тактових імпульсів - пристрій, що генерує електричні імпульси певної частоти. Була запропонована конструкція генератора імпульсів, яка володіє наступними параметрами: 1) Генерація прямокутних імпульсів частотою від 10 Гц до 1000 Гц; 2) Напруга живлення генератора 9 - 12 В. Блок-схема розробленої конструкції генератора імпульсів приведена на (рис.3 а). Мною був розроблений дослідний зразок установки для обробки вуглеводневого палива імпульсним

магнітним полем, створюваним в соленоїді 2, в активній частині якого знаходиться паливо провід 5...4 (з різною тривалістю та потужністю імпульсного магнітного поля), схема приведена на (рис.3 б). Запропонований спосіб активації рідких вуглеводнів повинен забезпечити повноту згоряння палива в двигунах внутрішнього згоряння, зменшити витрату палива. Також була розроблена та створена установка для дослідження впливу імпульсного магнітного поля на дизельне паливо на базі дизель генератора «Forte» моделі FORTE FGD6500E. Для магнітно-імпульсної обробки дизельного палива був обраний раніше розроблений генератор імпульсів. При незмінності умов експерименту та фізико-хімічного складу дизельного палива, температури повітря, умов горіння за допомогою пробовідбірного зонда, який підключений до димоміра «ІНФРАКАР - Д» можливо виміряти димність відпрацьованих газів дизельного двигуна, також можливий контроль обертів та температури масла двигуна. [7]

Висновки і перспективи подальшого дослідження. На нашу думку, незважаючи на велику кількість патентів (РФ № 2052652; 2140108; Патенти US № 5590158; 5816226; Заявки Японії № 2-301657 (1989); 1-12175 (1990) та інші.) і публікацій, єдиної експериментально математичної бази впливу магнітного поля на вуглеводневі палива не виявлено. Нами за основу були взяті магнітні активатори палива різних фірм присутніх на внутрішньому ринку України, також був розроблений свій магнітний активатор з покращеними показниками відносно інших. Була розроблена і виготовлена становка для магнітно-імпульсної обробки вуглеводневих палив на транспорті, яка створює імпульси магнітного поля, з регульованою тривалістю і потужністю. Для того щоб завершити дослідження та доказати або спростувати вплив магнітного поля на вуглеводневі палива, потрібне високобюджетне вливання коштів, для закупівлі обладнання та для проведення фізико хімічних дослідів, які б повністю відкрили завісу таємниці та неоднозначності впливу магнітного поля на паливо.

ЛІТЕРАТУРА

1. Дизелі суднові, тепловозні та промислові. Викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами. Норми і методи визначення: ГОСТ Р 51 249: 99. - [Введено. 01.01.2000]. - М .: ІПК «Вид-во стандартів», 1999. - 11 с.

2. Малигін Б.В, Погорлецкій Д.С, Васильченко Г.Ю, Сапронов А.А. Методи підвищення екологічної безпеки в процесі магнітної обробки вуглеводневих палив для двигунів внутрішнього згоряння. Науковий вісник Херсонського державного Морського інституту: Науковий журнал. - Херсон: Видавництво ВНЗ «ХДМІ», 2011. - №2 (5) .- С. 130-139.

3. Super Fuel Max FAQ. http://www.o-fuel.ru/faq.html

4. Наука, розробник, процеси. http://www.maxsaver.ru/info.htm.

5. (19) UA (11) 59522 (13) U (51) МПК F02M 27/04 (2006.01). Способ магнітної активації органічних енергоносіїв. Малігін Б.В, Бень А.П, Блах І.В, Коновалов М.Ю, Клименко В.В.

6. Погорлецкий Д.С., Малигин Б.В., Котыло О.В. Перспективы магнитной обработки углеводородных топлив на автотранспорте./Донецька академія автомобільного транспорту. Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. № 3. Донецьк - 2013р., ст.. 58-65 (scholar.google.com.ua)

7. Погорлецкий Д.С., Россохатый В.А., Амелін М.Ю. Установка для исследования влияния импульсного магнитного поля на свойства углеводородного топлива. / Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування. СЕУТТОО – 2016. Матеріали: сьомої Міжнародної науково-практичної конференції. - Херсон: ВНЗ «ХДМА», 2016. – с. 134-135.

ЗНОСОСТІЙКІСТЬ КОМПОЗИЦІЙНОГО МАТЕРІАЛУ ДЛЯ СІДЕЛ КЛАПАНІВ НА ОСНОВІ КАРБОНІТРИДУ ТИТАНУ

Приймак Л. Б.
Національний авіаційний університет (Україна)

Вступ. Вдосконалення силових установок новими матеріалами дозволить суттєво продовжити їх ресурс, підвищити паливну ефективність, безпеку та економічність. Все це вимагає ретельного дослідження та з'ясування економічної вигоди їх застосування. При постійному зростанні навантаженності двигунових установок зростає і науковий інтерес до зносостійкості основних вузлів та агрегатів.

Актуальність досліджень. З плином часу постійно зростають вимоги до економічності, екологічної чистоти та надійності двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Зокрема майже всі сучасні двигуни для підвищення паливної ефективності за рахунок поліпшеного сумішеутворювання, більш повного продування циліндра мають по два впускні та по два випускні клапани [1, 2] (рис. 1.).

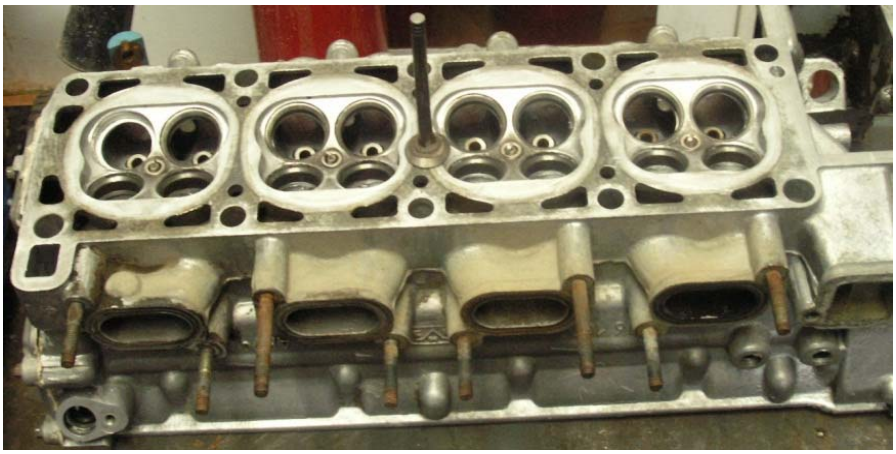


Рисунок.1. Головка блоку циліндрів двигуна ЗМЗ 406

Це значно поліпшує характеристики роботи двигуна, проте одночасно висуває підвищені вимоги до зносостійкості системи «голівка клапану-сідло» особливо випускної групи, що мають підвищену робочу температуру. Інакше втрата герметичності клапанного механізму цілком нівелює позитивний вплив конструктивного вдосконанлення у формі подвійних клапанів в циліндрі.

Раніше було запропоновано велику кількість матеріалів для сідел клапанів ДВЗ. Дане дослідження присвячене вивченню зносостійкості композиційного матеріалу на основі карбонітриду титану та визначенню можливість його застосування для сідел клапанів сучасних ДВЗ.

Постановка задачі. Дослідити зносостійкість композиційного матеріалу на основі карбонітриду титану, що призначається для сідел клапанів сучасних ДВЗ.

Результати досліджень. Так як композиційні металокерамічні карбонітридотитанові матеріали призначалися для роботи в якості сідел клапанів двигунів внутрішнього згоряння, то і режими триботехнічних випробувань були вибрані такими, які моделюють умови роботи пари «сідло-клапан» в умовах найбільш сталих режимів роботи ДВЗ. А саме, за частот коливання 15 Гц, що відповідає середнім частотам обертання розподільного валу, що вчиняє циклічну дію на клапан для частот обертання колінчастого валу1800 об/хв відповідно до номінального режиму роботи ДВЗ і навантажень у 500 Н. Це відповідає навантаженню на контактну ділянку тертя у 10 МПа, так як саме така максимальна величина тиску на контактну ділянку системи «клапан-сідло». Амплітуда складала 10 мкм, база випробувань склада $5 \cdot 10^5$ циклів, - ці показники залишалися

постійними та незмінними при всій серії випробувань матеріалів різного вмісту, а решта факторів варіювалася для оптимізаційних цілей технологічних рішень.

Триботехнічні випробування проводились за схемою «площина-площина» на модифікованій машині тертя МФК-1, що дозволяє контрольований підігрів зони тертя та вимірювання середнього значення коефіцієнта тертя. В якості матеріалу контртіла було обрано сталь 40Х9С2 (HRC 75–80) для дослідження можливості застосування композиту системи TiCN– (Ni–Fe) в парі тертя "сідло-клапан". При цьому досліджувались два типи режимів: при постійній температурі *T*=const, вивчали вплив складу композиту по зв'язці та тугоплавкій складовій, та складу композиту *C*=const, досліджували вплив температури в зоні трибоконтакту на інтенсивність зношування і коефіцієнти тертя відповідно.

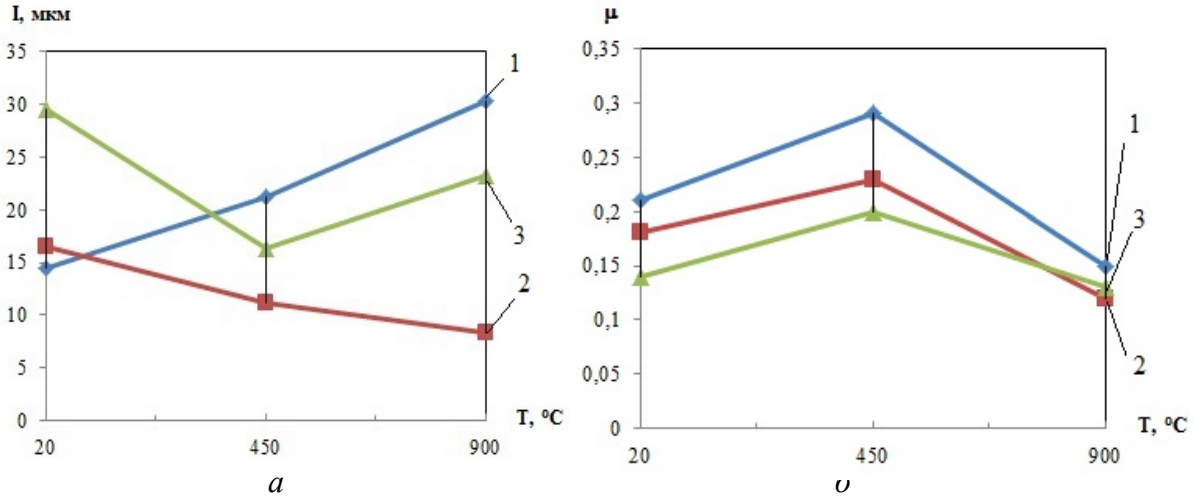
Для дослідження впливу співвідношення металевої зв'язки (Ni–Fe) та тугоплавкої складової TiCN синтезувалися матеріали трьох вмістів (Табл. 1.) та визначалися технологічні особливості утворення цих матеріалів в умовах спікання у вакуумі.

Таблиця 1. Склад і режими композиційних матеріалів на основі карбонітриду титану

№	Склад металокераміки, мас. %	Оптимальна температура спікання, °С	Захисна атмосфера	Залишкова пористість, %
1	80 TiCN– 20 (Ni– 20 Fe)	1460	вакуум 10^{-5} Па	3
2	50 TiCN– 50 (Ni– 20 Fe)	1460	вакуум 10^{-5} Па	1-2
3	20 TiCN– 80 (Ni– 20 Fe)	1460	вакуум 10^{-5} Па	<1

Результати триботехнічних випробувань композиційних матеріалів за постійного вмісту компонентів показали, що зі збільшенням температури інтенсивність зношування змінювала свою поведінку для різних випадків складу композиту. Таким чином, у діапазоні робочих температур для впускного клапану (450°С) найкращі характеристики 11,2 мкм показав зразок 2, а для випускного клапана (900°С) мінімальні значення зношування 8,4 мкм також показав зразок 2-го складу, що містить 50% зв'язки (Рис. 2.).

Коефіцієнт тертя при випробовуванні композиційних маттеріалів в залежності від температури у зоні тертя змінюється в межах від 0,14 до 0,29. Для обраних матеріалів у випадку випускного клапану в робочих режимах випробувань коефіцієнт тертя складає 0,23, а для випускного клапану коефіцієнт тертя складає 0,12, що свідчить про те, що матеріали працюватимуть в антифрикційній зоні, і це до суттєвих задирів, схоплювання та спотворювання ущільненої поверхні не призведе.

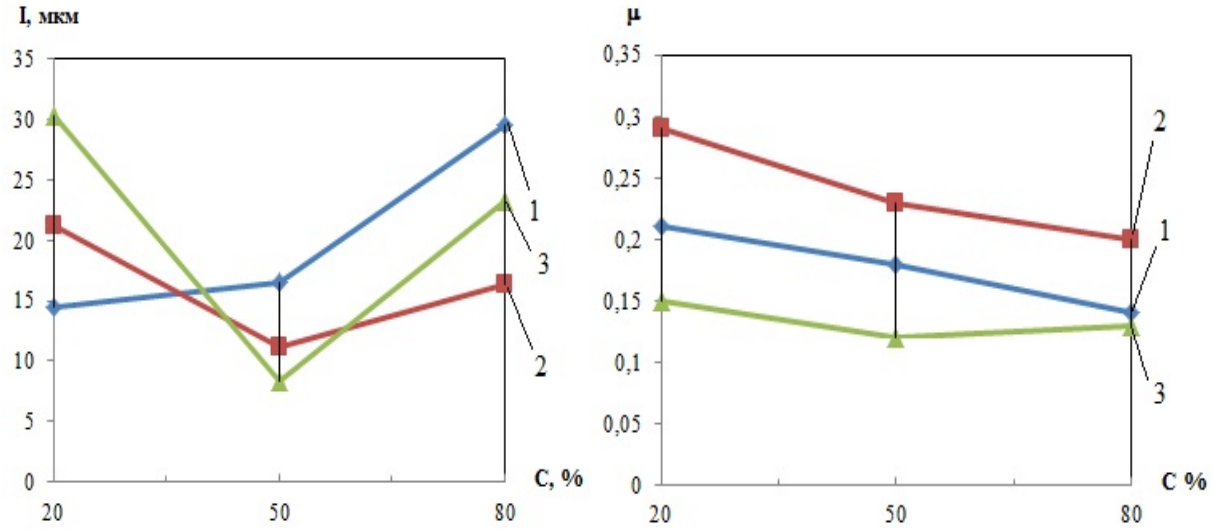


а *б*

Рисунок. 2. Залежність інтенсивності зношування (*а*) і коефіцієнту тертя (*б*) від температури випробування для різних складів композиту: 1 – TiCN– 20%(Ni–Fe); 2 – TiCN– 50%(Ni–Fe); 3 – TiCN– 80%(Ni–Fe)

Випробування зразків з композиційного матеріалу за постійної температури в зоні трибоконтакту показали якісний вплив на триботехнічні характеристики зміни складу компонентів композиційного матеріалу (що може статися, наприклад, у разі їх вигоряння) (Рис. 3.). Отже, зі збільшенням вмісту металевої зв'язки інтенсивність зношування переходить через мінімум за будь-якої температури випробувань.

Цей графік остаточно дозволяє зробити вибір складу композиційного матеріалу: для впускного клапану, що працює за температури 450°С, (Рис. 3. а, крива 2) мінімальне значення знаходиться в точці 50% зв'язки, а для випускного клапану, що працює за температури 900°С, (Рис. 3. а, крива 3) мінімальне значення також знаходиться в точці 50% зв'язки.



а *б*

Рисунок. 3. Залежність інтенсивності зношування (*а*) і коефіцієнту тертя (*б*) від вмісту металевої зв'язки в композиті для температури випробування:
1 – 20°С; 2 – 450°С; 3 – 900°С

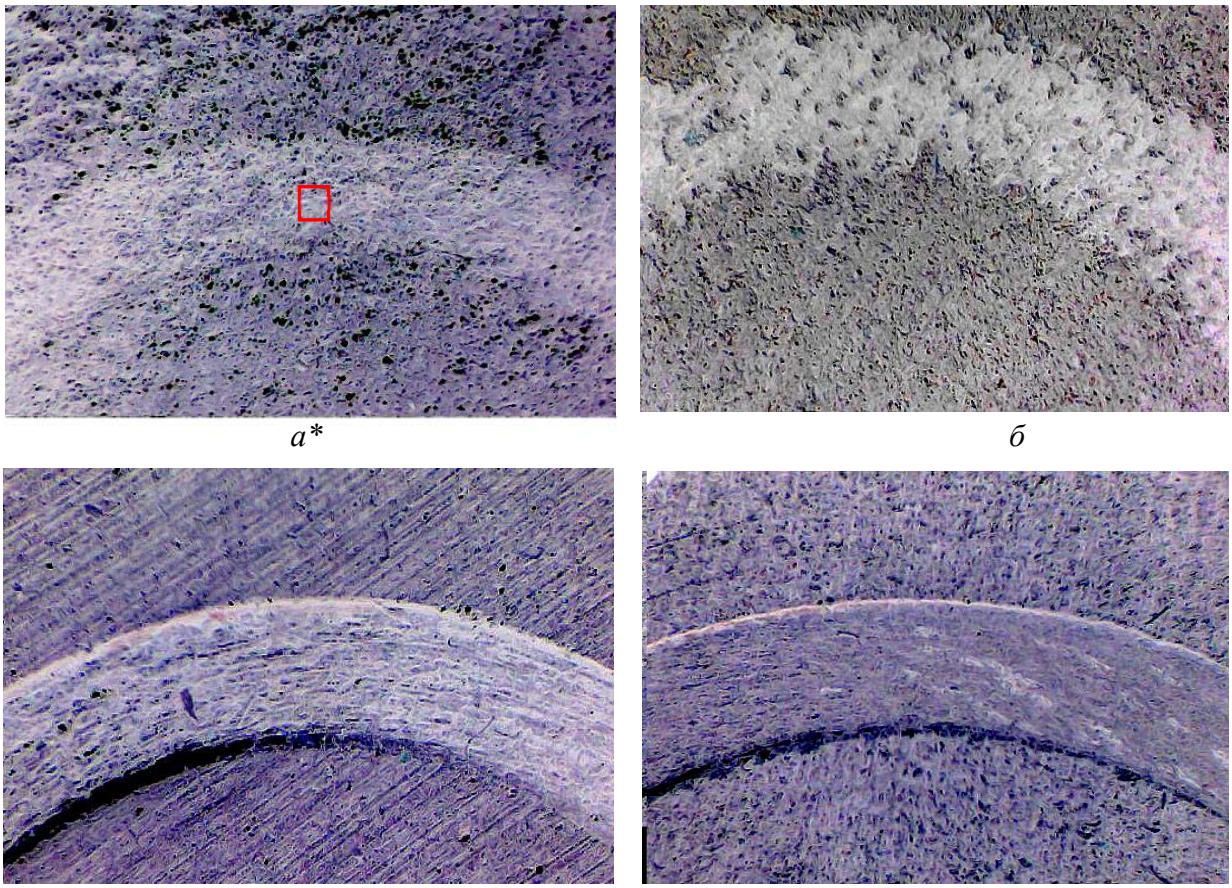
Коефіцієнти тертя при випробуваннях в умовах за постійних температур випробування в умовах трибологічного контакту показують наступне. Таким чином, для впускного клапану (Рис. 3. б, крива 2) за вмісту зв'язки 50% буде забезпечено коефіцієнт тертя 0,23, а для випускного клапану (Рис. 3. б, крива 3) за тогож вмісту зв'язки 50% буде забезпечено коефіцієнт тертя 0,12. Інтенсивність зношування контртіла при випробуваннях не перевищувала 10 мкм для бази випробувань $5 \cdot 10^5$ циклів.

Загальний вигляд поверхонь тертя при збільшенні 50, отриманий на лазерному скануючому мікроскопі ЛСМ, що має цифрову обробку рельєфу поверхні та автоматично вираховує величину зношування. Він також дозволяє отримати якісні знімки для візуального аналізу поверхонь тертя (Рис. 4.).

Аналізуючи ці знімки можна зробити наступні висновки. На (Рис. 4. а) наведено доріжку тертя матеріалу, що має у складі 50% металевої зв'язки та був випробуваний за температури 900°С. В цих умовах він показав інтенсивність зношування I=8,4 мкм на $5 \cdot 10^5$ циклів фретинг-коливань. Варто відзначити утворення на поверхні зразка вкраплень вільного вуглецю, внаслідок виділення з карбідної частини TiCN, що призводить до пониження коефіцієнту тертя до 0,12. На малюнку 4., б) показано доріжку тертя зразка, що також містить 50% металевої зв'язки та 50% тугоплавкої складової. Зразок саме цього складу показав найменше значення інтенсивності фретинг-зношування I=11,2 мкм на $5 \cdot 10^5$ циклів фретинг-коливань за температури випробувань 450°С. Поверхня тертя також насичена виділенням вільного вуглецю унаслідок трибохімічних перетворень. Це призводить до вивільнення вуглецю, що, як відомо, має високі антифрикційні властивості та понижує коефіцієнт тертя до 0,23. Для з'ясування механізмів поліпшення зносостійкості

цього зразка додатково було досліджено його поверхню тертя мікро-рентгено-спектральним аналізом. Варто відзначити, що якість поверхні була задовільна після проведення випробувань та не була нижче 4-го класу, що вважається задовільним для зони ущільнення «сідло-клапан» для її герметичності.

Решта наведених дорожок тертя відрізняється або завеликими зносами (Рис. 4. г), або ж мають завеликі ділянки схоплювання, що спотворюють якість поверхні (Рис. 4. в).



*а** *б*

в *г*

Рисунок. 4. Фотографії поверхонь тертя зразків зб. 50.: *а)* – 900°С, 50% зв'язки; *б)* – 450°С, 50% зв'язки; *в)* – 900°С, 80% зв'язки; *г)* – 900°С, 20% зв'язки,

* рис. 4. (а) червоні межі – ділянка мікрорентгеноспектрального аналізу, що на рис. 5.6.

Для пояснення отриманих результатів поверхні тертя зразків з розроблених композиційних матеріалів були досліджені на електронному мікроскопі «РЭМ-106И». Структура зони тертя композиційних матеріалів при збільшенні 200 являє собою поверхню гетерогенної морфології без суттєвих пошкоджень (Рис. 5.), що має дві характерні ділянки: суцільні плівки вкриті сіткою міротріщин (рис. 5., ліворуч), та ділянки вихідної структури композиту (рис. 5., праворуч), де ці плівки вже відшарувались.

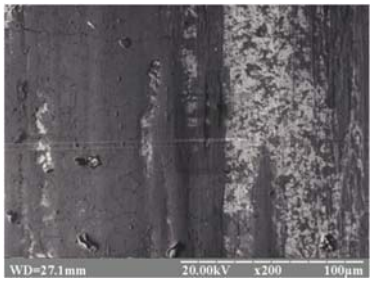


Рисунок. 5. Мікрофотографія поверхні тертя для зразка, що містить 50% зв'язки випробуваного за температури 900°С, зб. 200

Ці острівні ділянки були більш ретельно досліджені (при збільшенні ×1000, Рис. 6.) та було встановлено, що структура плівки являє собою суцільну складну оксидну плівку, що містить оксиди титану, нікелю та заліза.

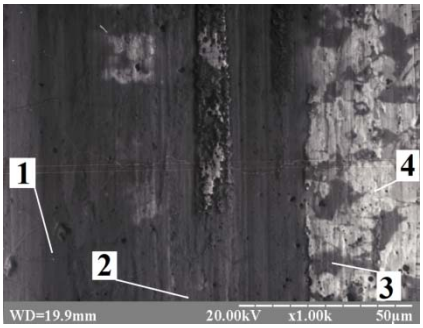


Рисунок. 6. Мікроструктура поверхні тертя матеріалу складу TiCN– 50%(Ni–20%Fe) зі вказанням ділянок мікрорентгено-спектрального аналізу (Табл. 2.)

Таблиця 2.Результати мікрорентгеноспектрального аналізу ділянки поверхні тертя (рис. 6.)

Спектри	Ti	C	N	Ni	Fe	O
Спектр 1	25,50	-	-	25,24	23,13	26,13
Спектр 2	26,48	-	-	26,22	22,16	25,14
Спектр 3	44,32	21,03	34,10	-	-	0,55
Спектр 4	-	-	7,70	71,16	16,11	5,03

Про це свідчать результати з поелементного мікро-рентгеноспектрального аналізу, (Табл. 2., спектри 1 та 2). Ця потрійна оксидна система з амфотерних металів в певному стехіометричному співвідношенні створює вищу оксидну сполуку з вільним обміном киснем між металами, що є учасниками цієї системи. Така структура має міцний адгезійний зв'язок до підкладки композиційного матеріалу, та надійно, у якості «третього тіла», захищає від адгезійної взаємодії та мінімізує зношування. В тих місцях, де відбувається відхилення від стехіометричного складу трикомпонентної окисної системи, вона втрачає свої аморфні властивості та відшаровується від поверхні, (Рис. 6., праворуч) і там спостерігаються вихідні компоненти композиту: тугоплавкої складової та зв’язки (Табл. 2., спектри 3 та 4). Такий механізм зношування описано в роботі Б. І. Костецького [3], він відноситься до окиснювального типу і є сприятливим з точки зору зносостійкості пари тертя, оскільки продукти взаємодії у вигляді вивільненого вуглецю грають роль твердого мастила.

Висновки. Отже в результаті синтезу складів композиційних матеріалів та їх випробувань на зносостійкість в умовах близьких до роботи майбутніх виробів, було визначено такий склад композиційного матеріалу, що інтенсифікує його окисний механізм зношування та є оптимальним для його поверхневої міцності. Він відповідає 50% зв’язки в керметі. Це стосується випускних клапанів, що працюють за температур близьких до 900ºС, а для впускних кількість звязки можливо збільшити до 80% з метою економії тугоплавкої складової.

ЛІТЕРАТУРА

1. Руководство по технической эксплуатации двигателя ЗМЗ-406. – Западный машиностроительный завод. – 405 с.

2. Гаркунов Д.Н., Балабанов В.И. Восстановление двигателей внутреннего сгорания без их разборки. – Тяжелое машиностроение. – М., 2000. – № 2. – С. 18-23.

3. Костецкий Б.И., Носовский И.Г., Караулов А.К. и др. Поверхностная прочность материалов при трении.– К.: Техніка, 1976. – 296 с.

ОБЕПЕЧЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ РАБОТНИКА ТРАНСПОРТА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТЕРМОРЕГУЛЯЦИОННОГО КОСТЮМА «КОВЧЕГ М42»

Пурпуров А.В.
Общественное объединение «Новая Жизнь» (Украина)

Обеспечение безопасного и оптимального температурного состояния человека в различных сферах деятельности является одной из базовых основ его жизнедеятельности. Наряду с обеспечением организма человека воздухом, водой и пищей, терморегуляция является одним из базовых факторов, учёт которого существенно влияет на его жизнеспособность. И, как следствие, на трудоспособность и способность к восстановлению сил. Поддержанием оптимальной терморегуляции организма человека занимается индустрия одежды. Но, с точки зрения безопасности жизнедеятельности, объективных условий рынка, традиций и социальных запросов, вопрос оптимальной терморегуляции рассматривается, как правило, косвенно, а именно, как внешний вид одежды. В первую очередь это ограничивается конфигурацией кроя, композицией аксессуаров, цветовым дизайном и др. Вопросы функциональности в большинстве случаев остаются, как правило, за рамками основных задач одежды, кроме случаев, когда это является основным видом деятельности человека (транспорт, чрезвычайные ситуации, промышленность и др.). В этом случае функциональность одежды вынесена в отдельные специализированные их виды. Такие, как одежда для туризма, мото-вело-спорта, боевые армейские костюмы, горнолыжные и альпинистские костюмы и др. Однако, каждый вид специализированной деятельности обладает своей спецификой. И, в этом случае, рассмотрение принципов терморегуляции уже становится применимо к определённой, специфической деятельности человека и определяется специфическими задачами. Это, в конечном итоге, даёт достаточно разнообразный и обширный ряд различных вариантов специализированных костюмов, как средства поддержания терморегуляторного баланса.

Исследование в области терморегуляции тела человека, как основного фактора поддержания оптимальной температуры для его жизнедеятельности, позволило выделить основные принципы и задачи, необходимые для создания универсального терморегуляционного костюма для возможного использования в различных условиях (по назначению).

Различные виды специализированной одежды, в зависимости от назначения, характеризуются также особенностями их применения и специфическими требованиями, обусловленные выполняемыми задачами: для военного костюма [1-3], туристического костюма [4], спортивного [5], яхтингового [6] и др. Сочетание указанных факторов явилось отправной точкой задачи, основанной на свойствах терморегуляции, которая позволила бы откинуть все субъективные факторы влияния на формирование универсального терморегуляционного устройства. Которое, по сути, представляет собой специальную «термоупаковку», позволяющую человеку сохранять комфортную температуру вне зависимости от условий внешней среды (в зависимости от решаемых задач, на сегодня речь идёт о диапазоне температур от +30 до –30ºС, в рамках которых проживает основная часть человечества).

Универсальность применения такого костюма на сегодня ограничена отсутствием специальных «насадок», которые возможно применить на основе базовой модели. Например, на данный момент в разработке находится «насадка» для экстремальных видов спорта, предназначенная для защиты от механических травм. Поэтому, если абстрагироваться от ряда узкоспециализированных видов деятельности, можно сказать, что на основе оперирования математическими моделями полного спектра температурно-климатических условий, создан костюм, удовлетворяющий требованиям поддержания терморегуляции в полном спектре климатических факторов, совместимых с жизнью. Такой

костюм, состоящий из определённого набора составляющих элементов, получил название «Ковчег М-42».

Основные особенности терморегуляционного костюма «Ковчег М42» в сравнении с известными аналогами показаны в табл. 1.

Таблица 1. Сравнительная таблица технологических особенностей специализированных костюмов для обеспечения оптимального температурного состояния (ОТС) человека в различных сферах его жизнедеятельности

№ п/п	Технологические возможности, свойства, задачи обеспечения ОТС человека	Боевой костюм (на примере армии США, ECWCS, костюм армии РФ и др.)	Туристическая одежда	Спортивная одежда	Яхтинговая одежда	Ковчег М42
1	2	3	4	5	6	7
1.	Температурный режим (ºС) использования	+ 40 - 40	+ 40 - 40	+ 30 - 10	+ 30 0	+ 30 - 30
2.	Огнеупорность	да	нет	нет	нет	да/нет (от задачи при изготовлении)
3.	Влагоустойчивость	да	да	нет	да	да
4.	Ветроустойчивость	да	да	да	да	да
5.	Термостабильность при быстрой смене температурных сред (например, при переходе из холода в тёплое помещение)	Не принципиальна	Не принципиальна	Не принципиальна	Не принципиальна	Принципиальна
6.	Термическая градиентность	5 градусов	5- 10 градусов	5-10 градусов	5-10 градусов	5 градусов
7.	Механическая компресия, амортизация	Высокий уровень риска, повышенные требования	Высокий уровень риска, повышенные требования	Средний уровень риска	Низкий уровень риска	Средний уровень риска
8.	Универсальность и мобильность комплекта (при перемещении владельца)	Принципиальна, присутствует как основное условие для демисезонного использования	Может присутствовать в рамках сезонно-климатических особенностей использования	Может присутствовать в рамках специализации спортсмена	Может присутствовать, мобильность не принципиальна	Принципиальна, присутствует как основное условие для демисезонного использования в условиях возможных переездов, перелётов, переходов

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7
9.	Внешний вид, лук (look), маскировка	Маскировочные свойства принципиальны	Демаскирующие цвета для облегчения обнаружения при спасательных работах	Катафоты, яркая, пестрая, эффектная раскраска, «геральдические» элементы шоу	Лук не принципиален	Лук не принципиален, рассматривается от задачи целевого применения, предусмотрены специальная «look-марля», надеваемая поверх основной оболочки
10	Паритетное предназначение, специализация	Ведение боевых действий в экстремальных условиях при длительном нахождении на открытом воздухе	Перемещение по пересечённой местности в экстремальных условиях с возможностью укрываться в палатке, спальнике	Кратковременное пребывание в зоне температур, комфортных для аэробного режима (в том числе и в помещениях)	Длительное пребывание на судне, паритет устойчивости к ветру и брызгам, возможность укрываться в каюте	Повседневная одежда в условиях проживания в населённых пунктах, при необходимости возможность применения для целей предыдущих категорий тактической одежды
11	Специфика	Наличие каски, бронежилета, оружия, рюкзака, множественных карманов и разгрузки под гранаты, аптечку, дополнительные сумки при специализации, специализированная обувь, столовые приборы индивидуального пользования, полная автономность в режиме экстремаль-ных условий	Рюкзак, дополнительные сумки, спальный мешок, каремат, специализированная обувь, столовые приборы индивидуального пользования, автономность за пределами населённых пунктов	Спортивная сумка, рюкзак для переноски спортивной одежды, специализированная обувь, не предназначена для использования вне рамок спортивного шоу	Защита от ветра и брызг (повышенные требования к износостойкости и при воздействии морской воды и необходимости регулярной сушки), специализированная обувь, отсутствие грязи на борту	Рюкзак и сумки для переноски комплекта, дополнительные аксессуары многоцелевого использования в быту, поддержания стабильной температуры тела владельца при быстрой смене температурных режимов, инструмент профилактики ОРЗ и повышения комфортности быта при низких температурах или сниженной температуре в помещениях
12	Комплектность проектирования	Абсолютная	Относи-тельная	Относи-тельная	Относи-тельная	Абсолютная

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7
13	Целевая аудитория	Военнослужащие	Туристы, альпинисты	Спортсмены	Яхтсмены	Граждане без ограничения возраста и профориентации (кроме грудничков)
14	Цена комплекта	Высокая	Высокая, Средняя	Высокая	Высокая	Высокая, средняя, низкая (в зависимости от комплектации материалов пошива)

Основой принципа терморегуляции является свойство низкой теплопроводности воздуха. Поэтому, по сути, костюм «Ковчег М-42» представляет собой набор различных оболочек, количество и комбинацию которых достаточно легко изменить в соответствии с изменениями условий окружающей среды. Испытание опытного образца костюма в течении 12-и лет в режиме различных природно-климатических, в том числе и при длительном нахождении в условиях, близких к экстремальным, позволил выделить ряд необходимых и достаточных элементов костюма, позволяющих оптимально поддерживать тепловой комфорт.

Побочным эффектом базовых исследовательских задач стал фактор компактности костюма. Который, фактически, представляет собой полноценный гардероб практически на все случаи жизни (кроме деятельности в особо экстремальных условиях, таких, как например, пожаротушение или там, где требуется специальный дресс-код, например, вход в заведение исключительно во фраке). Так, общий вес костюма, включая дополнительные аксессуары, обувь и средства транспортировки не выходит за рамки 12 кг. А упаковка костюма в специальный рюкзак объёмом 30 литров и наплечную сумку, делают его мобильным и компактным инструментом, удобным для хранения и транспортировки.

Наличие у пользователя универсального терморегуляционного костюма «Ковчег М42» позволяет эффективно решить вопросы терморегуляции и поддержания температурной комфортности при любых природно-климатических условиях.

Компактность костюма позволяет свободно передвигаться в любую точку Земли, природно-климатические факторы которых удерживаются в основном спектре температур воздуха (от + 30 до -30 ℃).

ЛИТЕРАТУРА

1. http://legioner.com.ua/pages/mnogosloinaya-armeiskaya-odezhda-i-kak-ee-nosit/
2. https://militarist.ua/about/reviews/kak-sobrat-vsepogodnyy-kompleks-odezhdy/
3. https://militaryarms.ru/obmundirovanie/voennaya-forma/forma-voennyx-rossii/
4. http://alp.com.ua/odezjda-i-obuv
5. http://www.sportmaster.ua/ru/catalogcat/sportivniy_odyag/
6. http://www.musto.com.ua/

ВЗАЄМОЗВ'ЯЗОК ГОЛОВНОГО ДВИГУНА З СУДНОВОЮ ГЕНЕРАТОРНОЮ СИСТЕМОЮ, ЯК ЕЛЕМЕНТІВ КОГЕНЕРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ

[1] Рябенький В.М., [2] Короленко О.В., [2] Вороненко С.В.
[1]Національний університет кораблебудування ім. Макарова (Україна)
[2]Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. Екологічна ситуація в світі, нестабільність цін на нафтопродукти приводить розробників суднової техніки до пошуку рішень і розробки нових технологій, що забезпечують підвищення використання ресурсів за рахунок підвищення ККД різних систем. Досить перспективним напрямом є розгляд зв'язків між системами одного комплексу для виявлення оптимальних режимів роботи і, відповідно, витрати палива. При цьому використання і витрата палива безпосередньо в головних двигунах, а також отримання вироблених згорілих газів та їх подальше використання з урахуванням оптимальних режимів роботи всіх суднових систем робить експлуатацію морських суден більш завершеною. Основні напрямки підвищення ефективності роботи двигунів пов'язані з удосконаленням процесів згоряння палива і газообміну, систем підготовки робочого тіла (повітря та палива), що забезпечують збільшення питомої потужності, питомої витрати палива, зниження теплонапруженості і зменшення шкідливих викидів [1, 2].

Актуальність досліджень. Спільне вироблення електроенергії і тепла, що називається когенерацією, в стаціонарних, суднових та інших електрогенераторних установках отримала в даний час широке поширення завдяки високим економічним показникам. На багатьох судах використовується схема вироблення електроенергії і тепла з застосуванням теплоутилізаційного обладнання у складі суднової електростанції. При цьому теплоутилізаційне обладнання включає в себе котли-утилізатори, що відбирають теплоту від відпрацьованих газів дизель-генератором (ДГ), та утилізаційні водо-водяні теплообмінники, що відбирають теплоту з контуру охолодження ДГ [3-6]. При ряді позитивних властивостей така схема має деякі серйозні недоліки. Жорстка залежність вироблення електроенергії і тепла для узгодження графіків вироблення та споживання теплоти вимагає періодичного включення автономного котла, що знижує ефективність роботи системи.

Постановка задачі. Якісні показники будь-якого виду енергії на судні суворо регламентовані правилами класифікаційних товариств [7, 8]. Отримання необхідних якісних показників різних видів енергії є основним завданням для досягнення безвідмовної роботи споживачів і стабільної роботи різноманітних автоматизованих систем на судні необхідних для живучості судна. Основною задачею даної роботи є комплексний взаємопов'язаний розгляд роботи головного двигуна (основного джерела отримання всіх видів енергії) і суднової генераторної системи, як елементів когенераційної установки.

Результати дослідження.

Основний принцип побудови поширеної когенераційної установки та отримання різних видів енергії показаний на рис. 1. В якості генератора в роботі використаний асинхронний двигун. Головний двигун, турбіна, компресор і генератор можуть бути з'єднані між собою як одним валом, так і за допомогою системи редукторів.

Розглянемо турбіну (турбогенератор) у складі суднової генераторної системи. Один із перспективних напрямів у вивченні взаємозв'язків складних процесів, впливів і збурень системи є когнітивний аналіз і моделювання. Використання в роботі когнітивного аналізу та моделювання дозволить провести вивчення взаємопов'язаної СГС з усіма присутніми на судні генераторами. Це дасть можливість отримати оцінку працездатності і надійності СГС при різних збуреннях і відхиленнях системи.

Першим етапом роботи була побудова графа взаємопов'язаної роботи СГС.

Аналіз і побудова графа був здійснений у програмі «Графоаналізатор 1.3» (рис. 2).

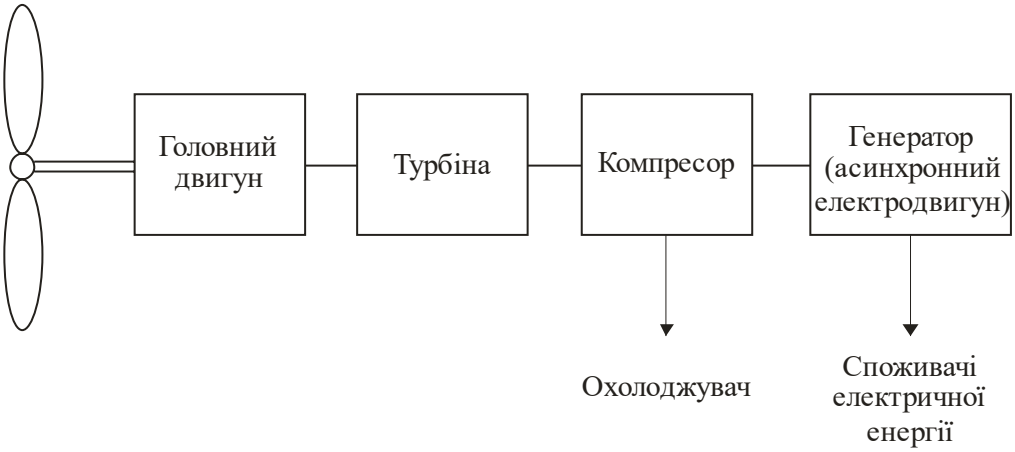


Рисунок 1. Отримання різних видів енергії в судновій когенераційній установці

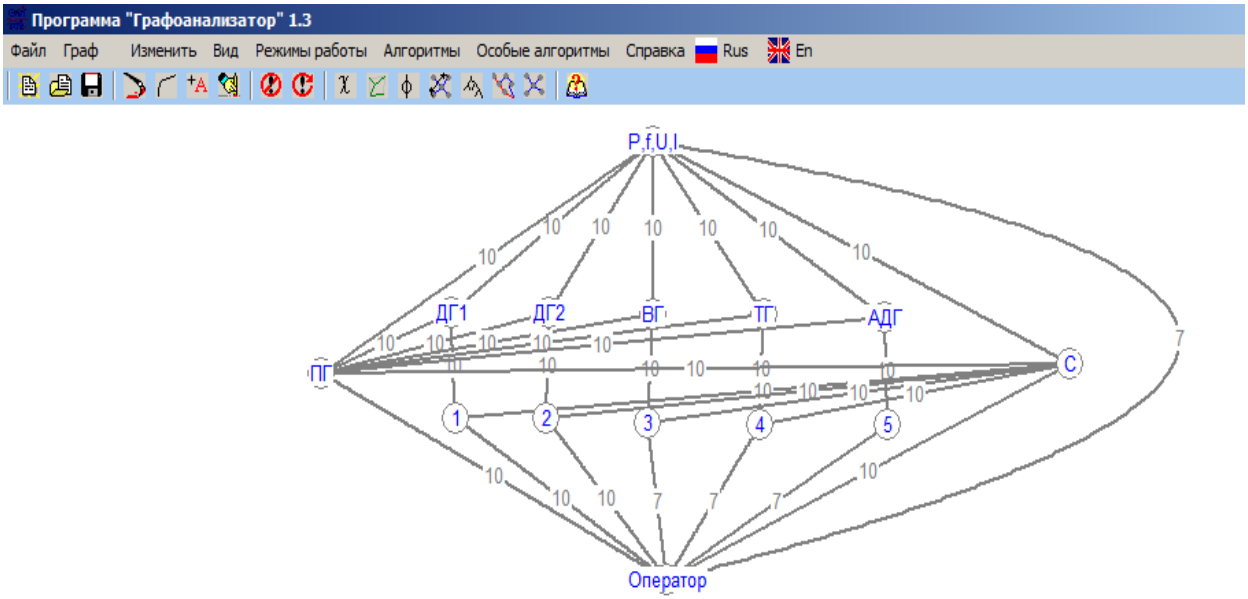


Рисунок 2. Граф суднової генераторної системи

У графі взаємопов'язаної суднової генераторної системи (рис. 5) були прийняті наступні позначення: оператор – контролюючий зі складу екіпажу судна (електрик, електромеханік); ДГ1, ДГ2 – дизель-генератор 1 і 2; ВГ – валогенератор; ТГ – турбогенератор; АДГ – аварійний дизель-генератор; С – пристрій синхронізації; ПГ – підключення генераторів; 1, 2, 3, 4, 5 – керуючі ланки дизель-генераторів 1 і 2, валогенератора, тахогенератора, аварійного дизель-генератора відповідно; P, f, U, I – мережа з встановленими параметрами.

З'єднання елементів здійснювалося зв'язками з певною вагою, який визначається за ступенем впливу одного елемента на інший.

На основі даних, отриманих з графа (рис. 2), склали таблицю взаємозв'язків всіх елементів СГС (табл. 1).

Нижній рядок табл. 1 є сумою ступеня впливу елемента СГС на інші елементи. Видно, що максимальні суми мають елементи СГС, які задіяні постійно в процесі роботи генераторної системи і мають максимальну значимість в нормальному сталому робочому режимі. Турбогенератор, як і інші генератори має вагу 30.

Використання такого додаткового елементу, як компресор, встановлений між турбіною та генератором, дозволяє підвищити ККД когенераційної системи на 7-8 %.

Таблиця 1. Взаємозв'язок елементів СГС

	Оператор	ДГ1	ДГ2	ВГ	ТГ	АДГ	С	ПГ	1	2	3	4	5	P, f, U, I
Оператор	-	-	-	-	-	-	10	10	10	10	7	7	7	7
ДГ1	-	-	-	-	-	-	-	10	10	-	-	-	-	10
ДГ2	-	-	-	-	-	-	-	10	-	10	-	-	-	10
ВГ	-	-	-	-	-	-	10	10	-	-	10	-	-	10
ТГ	-	-	-	-	-	-	-	10	-	-	-	10	-	10
АДГ	-	-	-	-	-	-	-	10	-	-	-	-	10	10
С	10	-	-	-	-	-	-	10	10	10	10	10	-	10
ПГ	10	10	10	10	10	10	10	-	-	-	-	-	-	10
1	10	10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	10	-	10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3	7	-	-	10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
4	7	-	-	-	10	-	10	-	-	-	-	-	-	-
5	7	-	-	-	-	10	-	-	-	-	-	-	-	-
P, f, U, I	7	10	10	10	10	10	10	10	-	-	-	-	-	-
Сума	68	30	30	30	30	30	50	80	30	30	27	27	17	77

Висновки.

1. Проведений аналіз когенераційних установок показав, що повний ККД (генерація електричної енергії та утилізація тепла) може досягати 90%.

2. У результаті отримана модель зв'язків суднової генераторної системи зі ступенями впливу елементів, на основі якої визначили значимість кожного з елементів суднової генераторної системи.

3. Встановлено, що компресор, встановлений між турбіною та генератором, дозволяє підвищити ККД когенераційної системи на 7…8 %.

ЛІТЕРАТУРА

1. Самсонов Л.А. Двигатели внутреннего сгорания с управляемым временем протекания процессов рабочего цикла // Двигателестроение. – 2007. – № 2. – С. 6-10.

2. Седаков Л.П., Баракан Г.Х., Калинина Л.И. Резервы повышения экономичности современных судовых дизельных энергетических установок // Судостроение. – 1987. – № 11. – С. 20-25.

3. Селиверстов В. И. Утилизация тепла в судовых дизельных установках. – Л.: Судостроение, 1973. – 218 с.

4. Кривов В. Г., Синатов С. А. Повышение эффективности дизельных энергоустановок путем утилизации отходящей теплоты // Двигателестроение. – 1979. – № 10. – С. 14–18.

5. Комплексное электроснабжение на базе дизельных электростанций с внешней утилизацией отходящей теплоты / В. Г. Кривов, С. А. Синатов, С. Д. Гулин и др. // Двигателестроение. – 1988. – № 9. – С. 3–7.

6. Technology Characterization: Reciprocating Engines Prepared for: Environmental Protection Agency Climate Protection Partnership Division Washington, DC, Prepared by: Energy Nexus Group 1401 Wilson Blvd, Suite 1101 Arlington, Virginia 22209, February 2002.

7. Правила классификации и постройки морских судов. – СПб: Российский морской регистр судоходства, 2013. – Том 2. – 718 с.

8. Sankaran C. Power quality / C. Sankaran. – CRC Press LLC, 2002. –202 p.

МЕТОД ИЗМЕРЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ СМАЗОЧНОГО СЛОЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ, РАБОТАЮЩИХ В ГИДРОДИНАМИЧЕСКОМ РЕЖИМЕ СМАЗКИ

Савчук В.П., Симагин А.Ф.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Введение. Для оценки влияния условий эксплуатации на режим работы гидродинамических подшипников транспортных машин и другого технологического оборудования, важно иметь представление о их тепловом балансе. Одной из проблем решения тепловых задач гидродинамической смазки являются граничные условия, в том числе температура на входе в слой.

Актуальность исследования. С начала 60-х гг. для решения термогидродинамических задач стали использовать условия тепловых потоков на границе между жидкостью и твердым телом. Этот подход требует решения задач теплопроводности в твердых телах и требует знания условий теплообмена между корпусом подшипника и окружающим воздухом. Поскольку строгое решение таких задач аналитическими методами затруднительно, принимались различные упрощения и модификации данного подхода. Другой проблемой задания граничных условий является определение температуры на входе в слой. И. Токарь сформулировал и решил задачи гидродинамической теории смазки для опорных (цилиндрических и многоклиновых) и упорных гидродинамических и гидростатических подшипников с неподвижными подушками и уплотнениями, работающими в стационарных режимах смазки. В частности, И. Токарем и его учениками решалась термогидродинамическая задача: уравнение течения смазки и энергии для подшипников конечной длины осуществлялось методом конечных разностей. Маккелион с соавторами, решая ТГД задачу методом конечных разностей, установили слабое влияние температуры окружающей среды на интегральные характеристики подшипника. В ряде работ Эззат с соавторами решалась ТГД задача с учетом трехмерного распределения температуры в смазочном слое и двухмерного распределения температуры в теле подушки. Ими был сделан вывод, что нет значения эффективной вязкости, позволяющего достаточно точно определять все гидродинамические характеристики подшипника. При исследованиях и разработках тяжелонагруженных подшипников для получения реальных результатов требовалось учитывать макродеформацию и перекосы деталей как опорных, так и упорных подшипников. Одним из первых деформацию вала и опорной поверхности подшипника скольжения на основе решения плоской задачи теории упругости, представления деформации подшипника как бесконечного пространства учел И. Тодер с соавторами. Позднее большое внимание было уделено учету влияния перекосов вала на характеристики подшипника. Предложена методика определения расчетных параметров, характеризующих величину перекосов в подшипниках, снабженных средствами самоустановки.

И. Тодером была сформулирована задача расчета подшипников скольжения прокатных станов по условиям предельной несущей способности: наименьшей толщины смазочного слоя, максимальной температуры смазки, максимальной пластической деформации подшипника и долговечности антифрикционного слоя по усталостной прочности, устойчивости вала на смазочном слое.

Целью работы есть обоснование конструкции устройства для бесконтактного измерения температур в гидродинамических подшипниках скольжения.

Результаты исследования. Максимально точное решение задач, связанных с тепловым балансом подшипников скольжения, работающих в условиях гидродинамического режима смазки, возможно только в условиях экспериментальных исследований. Для непрерывного измерения температур смазочного слоя наиболее распространенным является метод инфракрасной термометрии – бесконтактный метод измерения, основанный на регистрации инфракрасного (ИК) излучения тел, сред.

Применение этого метода основано на анализе интенсивности ИК излучения от объекта, которым в данном случав является масляная среда в зазоре подшипника. Молекулы среды находятся в состоянии теплового движения, интенсивность которого возрастает с повышением температуры. При этом излучается электромагнитная энергия и частотно-амплитудный характер излучения зависит от характера теплового движения. Часть спектра электромагнитной энергии приходится на диапазон ИК излучения и находится в пределах от 0,76 до $1100 \cdot 10^{-6}$ м, что соответствует температурным пределам от 3850 до 1 К. Основные трудности ИК термометрии связаны с отсутствием однозначности между энергетической яркостью объекта и его температурой в связи с тем, что реальные тела не имеют излучательной характеристики абсолютно черного тела, т.е. тела, которое поглощает все излучения. При различной излучательной способности тел, энергетическая температура может значительно отличаться от истинной, что вызывает ошибки при измерениях. Чем ниже излучательная способность тела, тем больше ошибка при определении истинной температуры. В литературе нет данных об излучающей способности смазывающих жидкостей, например, различных масел, однако, если учесть, что собственные частоты колебаний молекул, основанных на химических составляющих соединений углерода с водородом типа CH, из которых состоят основные смазывающие жидкости, расположены в области, соответствующей спектральному диапазону от $3 \cdot 10^{-6}$ до $15 \cdot 10^{-6}$ м, а последние в чистом виде сильно поглощают, а, следовательно, и сильно излучают ИК излучение. Поэтому не будет большой ошибки при измерениях считать излучающую способность смазывающих масел в подшипниках скольжения близкой к единице.

Метод ИК термометрии с применением пироэлектрических датчиков представляется самым приемлемым для измерения температуры смазочного слоя и получения тепловой картины в подшипниках скольжения. Высокое быстродействие, отсутствие непосредственного контакта с измеряемой средой, отсутствие глубокого охлаждения приемника и высокая чувствительность ставят этот метод вне конкуренции по сравнению с другими методами. Кроме того, при использовании методов ИК термометрии, можно ИК датчики вообще вынести за пределы подшипника, получая ИК -излучение из исследуемых точек подшипника или смазочного слоя с помощью световодов или регистрируя отраженное излучение от расположенного в отверстии вала экрана.

Для измерения распределения температур нами модернизировано устройство для измерения температуры смазочного слоя в гидродинамических подшипниках, описанное в [1] Его конструкция показана на рис. 1. В осевом канале 2 вала 1 установлена штанга 3, которая может перемещаться по оси вала. На штанге 3 установлена плата 4 с пироэлектрическим приемником 5. При помощи штанги 3 приемник 5 устанавливается в осевом канале вала 7 так, чтобы линза приемника и приемный элемент 5 были направлены по оси радиального канала 7, связывающего приемник ИК излучения со смазочным слоем подшипника. На валу 1 в конце радиального канала выполнен уступ для установки защитного окна 6 заподлицо с валом. Функцией защитного окна является пропускание ИК излучения от смазочного слоя к приемнику 6. Защитное окно должно выдерживать гидродинамические давления, развивающиеся в смазочном слое, не деформироваться под их действием, не оказывать влияние на течение смазки в зазоре между вкладышем и валом и на тепловое поле смазки в зазоре.

В качестве пироэлектрического приемника предложено использовать инфракрасный термометр для бесконтактных измерений температуры MLX90614. ИК-чувствительная микросхема-детектор MLX81101 и система обработки сигналов ASSP MLX90302 интегрированы в корпус TO-39 [3]. Благодаря малошумящему усилителю, 17-битовому АЦП и мощному блоку DSP достигается высокая точность и разрешение термометра. Фотография датчика с микроконтроллером представлена на рис. 2.

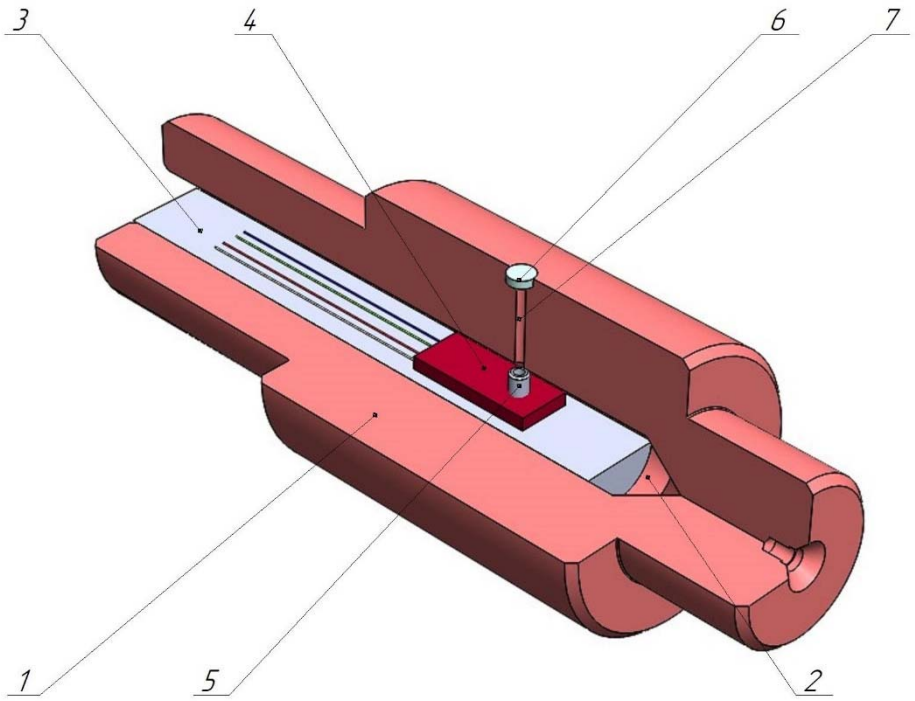


Рисунок 1. Устройство для измерения распределения температур: 1 – вал; 2 – осевой канал вала; 3 – штанга; 4 – плата датчику; 5 - приемник сигнала; 6 – защитное окно; 7 – осевой канал

Стандартная 10-разрядная ШИМ предназначена для непрерывной передачи измеренной температуры в диапазоне от -20 ... 120 ° C с выходной точностью 0,14 ° C. Измеренное значение представляет собой среднюю температуру всех объектов в поле зрения датчика. MLX90614 обеспечивает стандартную точность ± 0,5 ° C при комнатной температуре.

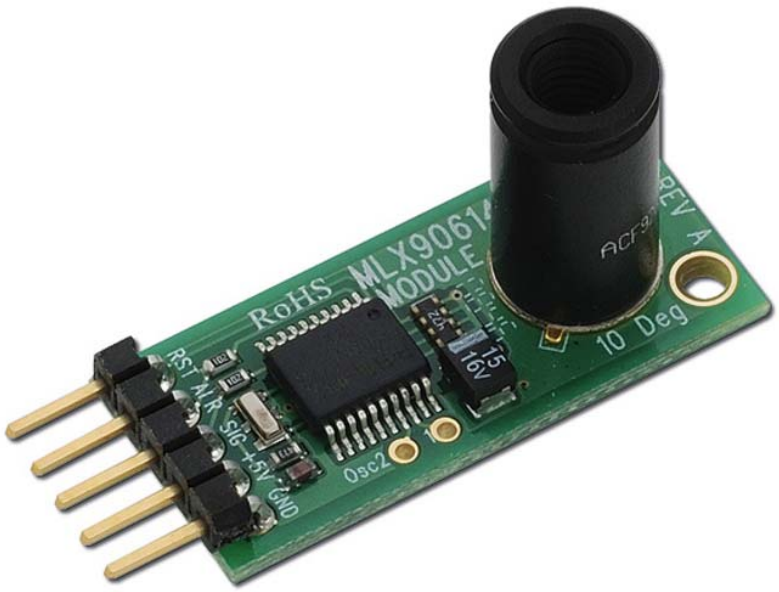


Рисунок 2. Датчик MLX90614 на плате

Основным требованием, которому должен соответствовать материал защитного окна, является равномерное пропускание ИК излучения с минимальным ослаблением во всем измеряемом диапазоне температур. Согласно закона смещения Голицина-Вина длина

волны излучения определяется приблизительно по формуле: $\lambda = C_\lambda / T$, где λ – длина волны излучения, м; $C\lambda$ - постоянная смещения, $C\lambda$ = 0,2898·10^{-2} м·К; T – температура излучающего тела, К. Для гидродинамических подшипников температура смазки может находится в диапазоне 20…200 °С или 293…493 К. Или согласно формулы, длина волны ИК излучения от смазок будет лежать в диапазоне (10…6)·10^{-6} м. Другие требования, предъявляемые к защитному окну – механическая прочность, независимость оптических свойств от температуры, хорошая обрабатываемость.

Идеальным материалом является алмаз. Он пропускает 65 % ИК излучения с длиной волн (6…24)·10^{-6} м и идеальной линейностью в этом диапазоне. Применение его ограничено трудностями в обработке и ценой. Чистый кремний (Si) с практической точки зрения мало уступает алмазу, но он более доступен. Кремний имеет высокую механическую и температурную стойкость, хорошо обрабатывается методами обработки оптического стекла. Имеет полосу пропускания ИК излучения с длинами волн (2…14)·10^{-6} м. Наибольшим пропусканием обладает кремний, имеющий большое удельное сопротивление. Положительным аргументом в пользу выбора кремния служит также тот факт, что он широко используется в качестве защитного покрытия в инфракрасных системах наведения различных летательных аппаратов, испытывающих значительные тепловые и механические нагрузки. Германий так же нашел широкое распространение в качестве окон в пироэлектрических приемниках (пирометрах, болометрах и др.). Благодаря прозрачности в инфракрасной области спектра металлический германий применяется при производстве оптических элементов инфракрасной оптики: линз, призм, оптических окон датчиков. Наиболее важная область применения – оптика тепловизионных камер, работающих в диапазоне длин волн от 8 до 14 микрон. Такие устройства используются в системах пассивного тепловидения, военных системах инфракрасного наведения, приборы ночного видения, противопожарных системах. Германий также используется в ИК-спектроскопии в оптических приборах, использующих высокочувствительные ИК-датчики. Материал обладает очень высоким показателем преломления (4,0 на λ=10,6 мкм при t = 25 ℃) и требует использования антибликового покрытия. В частности, используется покрытие из очень твердого алмазоподобного углерода, с показателем преломления 2.0.

Характеристика, характеризующая оптические свойства кремния и германия представлены на рис. 3.

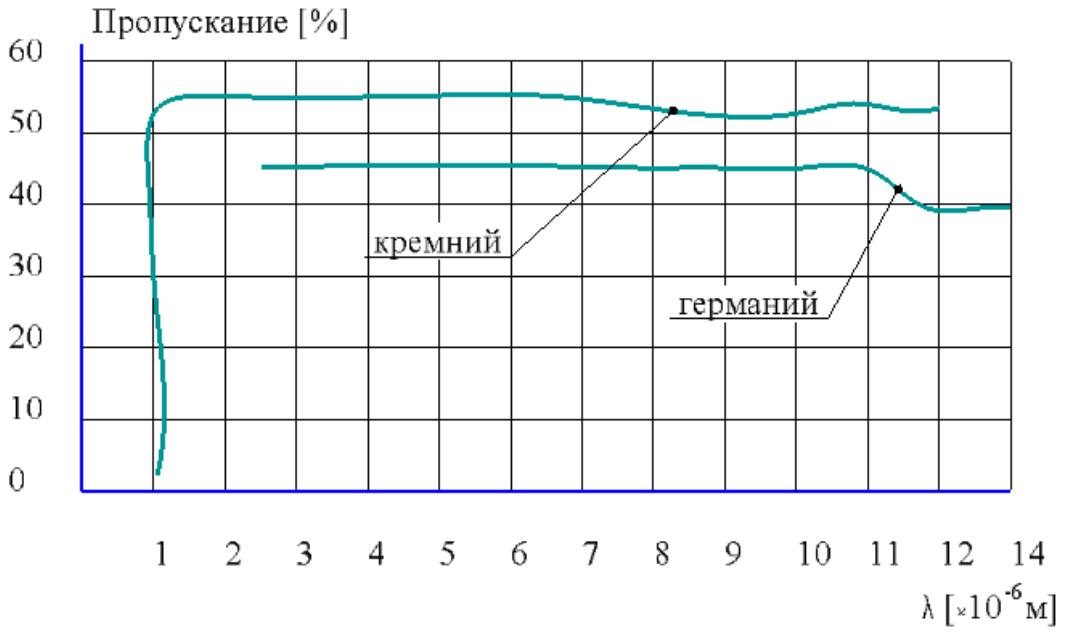


Рисунок 3. Полоса пропускания кремния и германия

После приклеивания защитного окна вал необходимо шлифовать до требуемого диаметра вместе с защитным окном. Таким образом, чтобы защитное окно имело те же геометрические размеры, что и вал. Поскольку защитное окно является плосковыпуклой линзой, не только пропускающей ИК излучение, но и фокусирующей его, фокусное расстояние определяется по формуле: $f = r/(n-1)$, где r – радиус линзы, в нашем случае равно радиусу вала; n – коэффициент преломления кремния, равен 3,3 в диапазоне длин волн $(2\ldots10)\cdot10^{-6}$ м.

Поскольку коэффициент преломления кремния дан по сравнению с воздушной средой, а в процессе измерения защитное окно соприкасается с маслом (коэффициент которого не был установлен) можно предположить, что коэффициент преломления защитного окна при контакте его с маслом понижается и фокусное расстояние защитного окна увеличится.

Как известно, поток инфракрасного излучения, падающий на приемник, определяется из выражения:

$$\Phi = \frac{\delta \cdot T^4 \cdot \alpha_{4m} \cdot \alpha_n}{\pi \cdot l^2},$$

где - $\delta = 5,7 \cdot 10^{-12}$ Вт/$\left(см^2 \cdot K^4\right)$ – постоянная Стефана-Больцмана; T – температура, К; α_{4m} – площадь излучающего отверстия черного тела (см^2) может изменяться диафрагмой; α_n – площадь чувствительного элемента приемника, см^2; l – расстояние от излучающего отверстия до приемника, см.

В нашем случае излучающим телом является смазочный слой ПЖТ, а диафрагмой – защитное окно. Из выражений видно, что поток ИК излучения от нагретой среды пропорционален четвертой степени температуры. Т.е. выходной сигнал приемника нелинейно связан с температурой смазочного слоя. Одним из путей получения выходного сигнала, линейно связанного с измеряемой температурой, является логарифмирование выходного сигнала.

Выводы. Наиболее распространённым способом регистрации температуры масла в подшипниках скольжения, работающих в гидродинамическом режиме смазки есть способ, основанный на бесконтактном измерении с использованием инфракрасных термометров для бесконтактных измерений температуры. Оптимальным вариантом для таких целей есть цифровой датчик MLX90614. В качестве оптического окна наиболее приемлемым материалом является кремний, имеющий большое удельное сопротивление.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рой В.И. Исследование новыми способами и устройствами рабочих параметров смазочного слоя подшипников скольжения жидкостного трения: дис. канд. техн. наук: 05.02.02 / Валерий Иванович Рой. – Херсон, 1985. – 231 с.

2. Снеговский Ф.П. Машиностроению новейший мониторинг / Ф.П. Снеговский // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века: VIII междунар. науч.-техн. конф., 10-16 сентября 2001 г.: сборник трудов. – Донецк, 2001. – С. 167-171.

3. MLX90614 family. Single and Dual Zone Infra Red Thermometer in TO-39.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТУРБУЛЕНТНОГО ВЕТРОПОТОКА ПРИ АНАЛИЗЕ ВЛИЯНИЯ ВЕТРОГЕНЕРАТОРОВ НА КАЧЕСТВО ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

Саенко Ю.Л., Молчан А.В.
ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет» (Украина)

Введение. В настоящее время наблюдается значительное развитие отрасли энергетики, преобразующей кинетическую энергию ветрового потока в электрическую энергию. Такое преобразование осуществляется с помощью ветрогенераторов различных конструкций и, как правило, они объединяются в ветроэлектростанции (ВЭС). Ветряные электростанции включаются в общую сеть, что приводит к постепенному переходу от чисто централизованной модели электроснабжения потребителей, основой которых являются мощные ТЭС и АЭС, к комбинированной.

ВЭС являются нелинейными и резкопеременными источниками электроэнергии. В зависимости от типа используемой ветротурбины и, учитывая, что энергосистема сама имеет пики и провалы энергопотребления, возникают различные проблемы с качеством электроэнергии (КЭ) и электромагнитной совместимостью (ЭМС) – возникновение отклонений, колебаний, несимметрии напряжений, генерация высших гармоник и интергармоник. Одной из причин влияния ветрогенераторов и ВЭС на КЭ являются метеорологические условия [1].

Актуальность исследований. Для изучения режимов работы ветрогенераторов и их влияния на электрические сети необходимо представить в виде математической модели, как саму систему, так и ветровой поток.

Энергия ветрового потока имеет пропорциональную кубическую зависимость от скорости ветра, поэтому изменчивость и непостоянство скорости ветра во времени имеет решающее значение для эксплуатации ветроэнергетики. Ван дер Ховен (Van der Hoven) еще в 1957 г. по данным измерений построил спектральное распределение горизонтальной составляющей скорости ветра в диапазоне от 0,0007 до 90 циклов/час (рис. 1), демонстрируя явные пики, соответствующие синоптическим (несколько дней), суточным и турбулентным эффектам [2, 3].

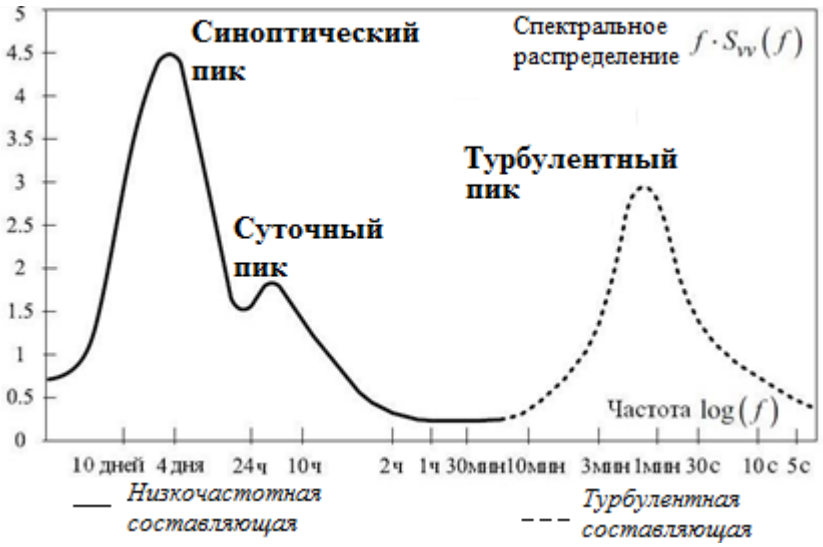


Рисунок 1. Спектральное распределение горизонтальной составляющей скорости ветра в диапазоне от 0,0007 до 90 циклов/час

Между суточным и турбулентным пиками располагается так называемый «спектральный зазор», позволяющий рассматривать синоптические и суточные изменения как совершенно отличные от турбулентности. При анализе влияния ВЭС на КЭ решающую роль имеет турбулентная составляющая (рис. 1).

Турбулентный ветровой поток может быть представлен в виде уравнения [4]

$$V(t) = V_{ср} + v(t) \quad (1)$$

где $V_{ср}$ – средняя скорость ветра в 10-тиминутной временном интервале; $v(t)$ – турбулентная составляющая скорости ветра.

В ветроэнергетике турбулентную составляющую скорости ветра описывают с помощью моделей спектральной плотности, полученных путем наблюдений и экспериментов. Модели спектральной плотности можно разделить на 2 группы [5]:

- независящие от высоты – модели Давенпорта, Харриса;
- зависящие от высоты – модели Кармана, Симиу, Каймала, Манна.

При анализе влияния ВЭС на КЭ в качестве основной примем модель Каймала (Kaimal), которая имеет достаточную точность, соответствует требованиям и рекомендована международным стандартом [6].

Постановка задачи. Скорость ветра представляет собой случайный процесс с нормальным законом распределения [6]. Для решения задач моделирования ветрового потока необходимо знать его корреляционную функцию, которая может быть получена обратным Фурье преобразованием энергетического спектра случайного процесса. Следует отметить, что при моделировании ветрового потока можно использовать и непосредственно спектральную плотность, однако такие модели существенно усложняются. Как было отмечено выше, в целом ряде исследований характеристик скорости ветра использовалась именно спектральная плотность. Поэтому целью работы является определение способа получения корреляционной функции турбулентного ветрового потока.

Результаты исследований. Нормированная спектральная плотность для модели Каймала описывается уравнением (рис.2) [6]:

$$\frac{fS(f)}{\sigma^2} = \frac{4f\dfrac{L}{V_{ср}}}{\left(1+6f\dfrac{L}{V_{ср}}\right)^{\frac{5}{3}}} \quad (2)$$

где f – частота, Гц; $S(f)$ – односторонний спектр продольной составляющей вектора скорости; σ – среднеквадратичное отклонение продольной составляющей вектора скорости; L – интегральный масштабный параметр турбулентности.

Параметры σ и L для модели Каймала находятся по формулам

$$\sigma = I_{ref}(0.75V_{ср} + b),\ b = 5.6 \text{ м/с}, \quad (3)$$

где I_{ref} – ожидаемая интенсивность турбулентности воздушного потока на высоте оси ветроколеса

$$L = 8.1\Lambda, \quad (4)$$

параметр Λ – продольный масштабный параметр турбулентности

$$\Lambda = \begin{cases} 0,7Z & Z \le 60 \text{ м} \\ 42м & Z > 60 \text{ м} \end{cases} \quad (5)$$

Ветроэнергетические установки по уровню турбулентности подразделяются на 3 категории: высокая (А), средняя (В) и низкая (С) турбулентность для которых $I_{ref} = 0.16; 0,14; 0,12$ м/с соответственно [6,7].

Перейдем от нормированной спектральной плотности (2) к энергетическому спектру скорости ветра

$$S(\omega)=\frac{4\sigma^2\dfrac{L}{V_{cp}}}{\left(1+6\dfrac{L}{V_{cp}}\omega\right)^{\frac{5}{3}}}=\frac{2kD}{\left(1+3k\omega\right)^{\frac{5}{3}}}\ , \qquad (6)$$

где $D=\sigma^2$ – дисперсия скорости ветра; $k=2\dfrac{L}{V_{cp}}$ – безразмерный коэффициент, зависящий от V_{cp} и L.

На рис.3 приведен характер изменения энергетического спектра скорости ветра $S(\omega)$ при высоте ветроколеса Z=42 м и средней скорости ветра $V_{cp}=4.5$ м/с.

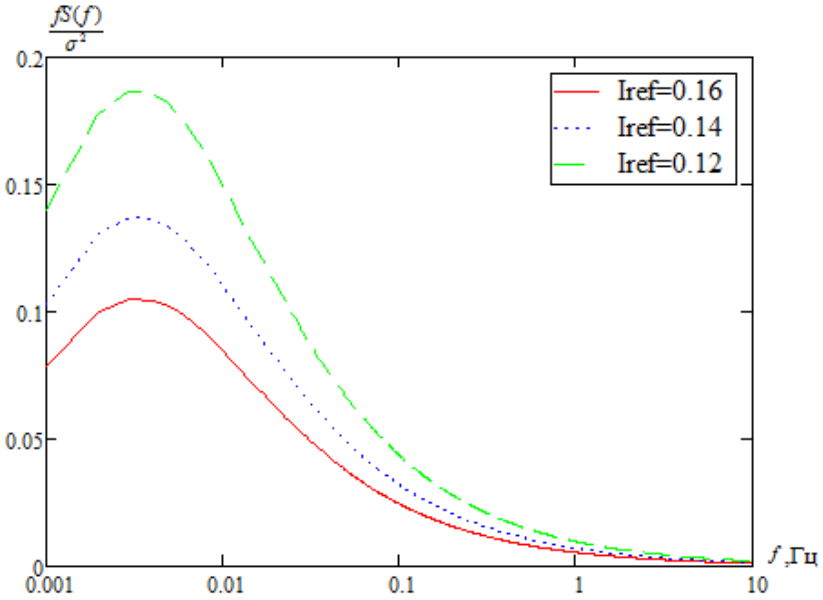


Рисунок 2. Нормированная спектральная плотность Каймала различных категорий турбулентности

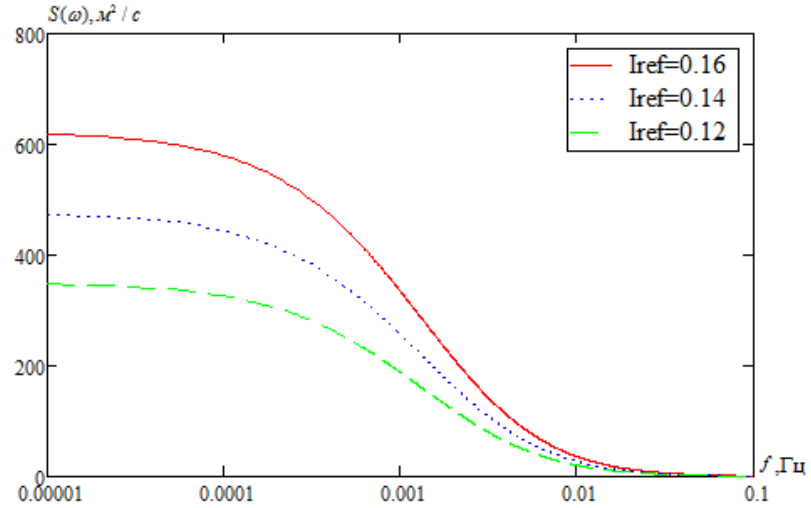


Рисунок 3. Энергетический спектр Каймала различных категорий турбулентности

Согласно спектрально-корреляционной теории случайных процессов корреляционная функция определяется обратным преобразованием Фурье [8]:

$$K(\tau)=\int_{-\infty}^{\infty}S(\omega)e^{j\omega\tau}d\omega \qquad (7)$$

Для спектральной плотности вида (6) интеграл (7) не может быть выражен через элементарные функции. Поэтому одним из способов решения поставленной задачи является аппроксимация спектральной плотности (6) одним из известных выражений для $S(\omega)$ приведенных в табл. 1 [9].

Таблица 1. Типовые корреляционные функции и спектральные плотности

№	$K(\tau)$	$S(\omega)$
1	$De^{-\alpha\|\tau\|}$	$\frac{D\alpha}{\pi(\alpha^2+\omega^2)}$
2	$De^{-\alpha\|\tau\|}(1+\alpha\|\tau\|)$	$\frac{2D\alpha^3}{\pi(\alpha^2+\omega^2)^2}$
3	$De^{-\alpha\|\tau\|}(1-\alpha\|\tau\|)$	$\frac{2D\alpha\omega^2}{\pi(\alpha^2+\omega^2)^2}$
4	$De^{-\alpha\|\tau\|}(1+\alpha\|\tau\|+\alpha^2\frac{\tau^2}{3})$	$\frac{D\alpha^5}{3\pi(\alpha^2+\omega^2)^3}$
5	$De^{-\alpha\|\tau\|}\cos\omega_0\tau$	$\frac{D\alpha}{2\pi}(\frac{1}{\alpha^2+(\omega-\omega_0)^2}+\frac{1}{\alpha^2+(\omega+\omega_0)^2})$
6	$De^{-\alpha\|\tau\|}(\cos\omega_0\tau+\frac{\alpha}{\omega_0\sin\omega_0\tau})$	$\frac{2D\alpha(\alpha^2+\omega^2)}{\pi(\alpha^2+(\omega-\omega_0)^2)(\alpha^2+(\omega+\omega_0)^2)}$
7	$De^{-\alpha\|\tau\|}(\cos\omega_0\tau-\frac{\alpha}{\omega_0\sin\omega_0\tau})$	$\frac{2D\alpha\omega^2}{\pi(\alpha^2+(\omega-\omega_0)^2)(\alpha^2+(\omega+\omega_0)^2)}$
8	$De^{-\alpha\|\tau\|}(\cos\omega_0\tau+C\sin\omega_0\tau)$	$\frac{D\alpha((\alpha^2+\omega^2+\omega_0^2)+C\omega_0(\alpha^2-\omega^2+\omega_0^2))}{\pi(\alpha^2+(\omega-\omega_0)^2)(\alpha^2+(\omega+\omega_0)^2)}$

Выводы. Существует множество различных математических моделей, описывающих турбулентный ветровой поток, которые используются в различных направлениях науки. Моделирование работы ветрогенератора параллельно с энергосистемой для изучения проблемы КЭ невозможно без достоверной математической модели, описывающей непостоянство скорости ветра во времени. Считается целесообразным представлять ветровой поток в виде случайного процесса с заданным законом распределения вероятностей и корреляционной функцией. Определение типа корреляционной функции ветрового потока возможно на основании аппроксимации его спектра известными выражениями, для которых существует в конечном виде обратное преобразование Фурье.

В общем виде задача аппроксимации корреляционных функций включает: выбор параметрической модели, критерия приближения, метода аппроксимации, разработка алгоритма определения неизвестных параметров модели, оценка погрешности приближения [9].

ЛИТЕРАТУРА

1. Thomas Ackermann. Wind power in power systems // John Wiley & Sons – April 2012. Режим доступа: http://library.uniteddiversity.coop/Energy/Wind/wind_power_in_power_systems.pdf.

2. Van Der Hoven I. Power spectrum of horizontal wind speed in the frequency range from 0.0007 to 900 cycles per hour // J. Meteor. – 1957. – 14. – P. 160-164.

3. Burton T., Sharpe D., Jenkins N., Bossanyi E. Wind energy handbook. - New-York : John Wiley & Sons, 2001.

4. Щур В. І. Енергоефективне керування вітроустановками малої потужності для генерування електричної і теплової енергії: автореф. дис. … на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.09.03 «Електротехнічні комплекси та системи» / В. І. Щур – Львів, 2017. – 20 с.

5. Jarosław Bęc. Influence of wind spectrum formula choice on footbridge response // The Fifth International Symposium on Computational Wind Engineering (CWE2010)/ – 2010. – 14.

6. IEC 61400-1: 2005 Wind Turbines – Part 1: Design requirements.

7. Erich Hau. Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Application, Economics. – 2nd edition. Springer – Verlag Berlin Heidelberg, 2006. - 783 pag.

8. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. - М., 1964. - 576 с.

9. Прохоров С.А. Аппроксимативный анализ случайных процессов. – 2-е изд., перераб. И доп/ Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2001. 380 с., ил.

ПІДВИЩЕННЯ СТРОКУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЦПГ ТРОНКОВОГО ДВИГУНА

Самарін О. Є.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. Сучасний тронковий двигун внутрішнього згоряння представляє собою теплову машину, в якій хімічна енергія палива перетворюється в механічну роботу [1]. Це відбувається через передачу енергії розширення продуктів згорання на поршень, зворотно-поступальний рух якого у циліндровій втулці передається на кривошипно-шатунний механізм.

Під дією тиску газів у тронковому двигуні виникає бічна сила, що притискає поршень до втулки циліндра та обумовлює появу підвищеної сили тертя. З урахування умов роботи циліндро-поршневої групи (висока температура, недостатнє мащення поверхонь, що труться), відбувається інтенсивне зношування як поршня, так і втулки циліндра, що зменшує строк служби двигуна.

Враховуючи масове використання тронкових двигунів внутрішнього згоряння, а також високі витрати на запасні частини та вимоги по строку служби, проблема зменшення експлуатаційних витрат і підвищення строку служби двигунів набуває практичної значущості.

Актуальність досліджень. Нормальна сила N притискає поршень до циліндра та викликає його перекладку в процесі роботи двигуна. При цьому між поршнем та циліндром виникає сила тертя, яка призводить до підвищеного та нерівномірного зношування поршня та циліндра у напрямку дії нормальної сили. Особливо цей процес прискорюється в умовах підвищеної температури та недостатнього мащення у циліндрі, які виникають при роботі двигуна.

У процесі експлуатації форма циліндра і поршня у поперечному січенні змінюється і набуває овального вигляду. Це приводить до появи зазорів між стінками циліндрової втулки і поршнем. Відпрацьовані гази прориваються через них у картер двигуна. При цьому зменшується потужність двигуна. Крім того, у тронкових двигунах з мокрим картером масло вступає у реакцію з гарячими відпрацьованими газами та змінює свої властивості. Умови мащення двигуна погіршуються і він скоріше виходить з ладу.

Строк служби поршня і циліндрової втулки менше строку служби двигуна. Тому у процесі експлуатації їх необхідно заміняти, що збільшує експлуатаційні витрати. Особливо це позначається на багатоциліндрових двигунах, наприклад на суднових двигунах. Зношування циліндрів відбувається не рівномірно. Тому заміна втулок і поршнів виконується у різні періоди часу. При цьому двигун зупиняється для проведення ремонтних робіт, а судно тимчасово виводиться з експлуатації. Враховуючи трудомісткість робіт, пов’язаних з розбиранням двигуна, і кількість циліндрів двигуна, загальний проміжок часу на ремонт стає суттєвим.

Мета та задачі проведення досліджень. Створити таку циліндро-поршневу групу чотиритактного тронкового двигуна, яка може повертатись навколо вертикальної осі на 90°, що забезпечує рівномірне зношування поршня і циліндрової втулки у двох взаємно перпендикулярних площинах.

Для досягнення поставленої мети необхідно провести аналіз конструкції циліндро-поршневої групи серійного тронкового двигуна та встановити причину виникнення інтенсивного зношування тертьових поверхонь.

Рішення поставленої задачі. На рис.1 показано загальний вигляд запропонованої циліндро-поршневої групи тронкового двигуна.

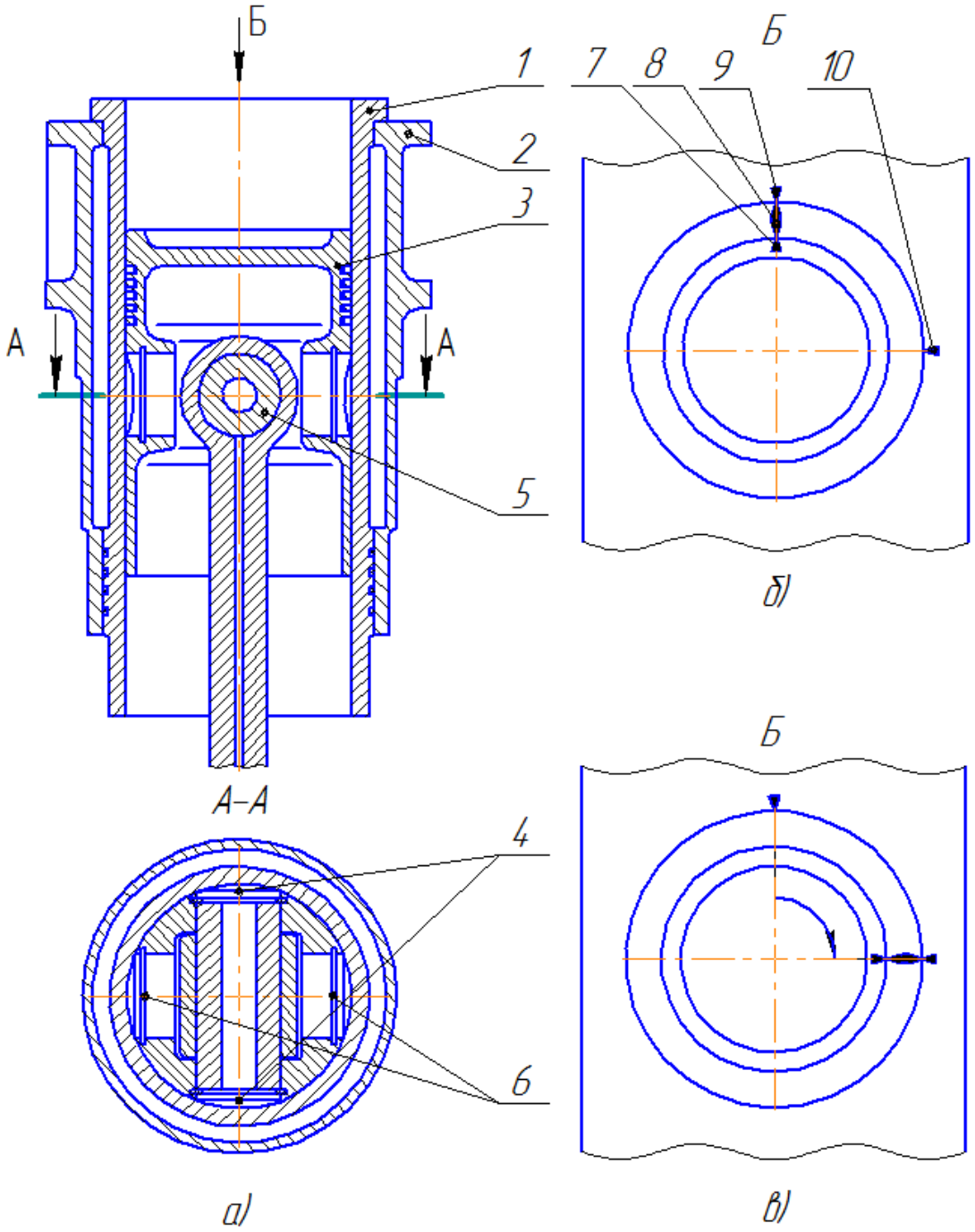


Рисунок 1. Циліндро-поршнева група тронкового двигуна: а - загальний вигляд циліндро-поршневої групи; б - положення циліндрової втулки та поршня при початковому монтажі циліндро-поршневої групи; в - положення циліндрової втулки та поршня після повороту на 90°; 1 - циліндрова втулка; 2 - блок циліндрів; 3 – поршень; 4, 6 - співвісні отвори; 5 - поршневий палець; 7, 8, 9, 10 – мітка

Поставлена задача вирішується тим, що у поршні 3 перпендикулярно до осі перших двох співвісних отворів 4 у горизонтальній площині виконано ще два співвісні отвори 6 для кріплення поршневого пальця 5.

На поршні 3 виконано мітку 7, яка лежить у вертикальній площині, що проходить через вісь любих двох співвісних отворів 4 або 6 для встановлення поршневого пальця 5.

На циліндровій втулці 1 виконано мітку 8, яка лежить у вертикальній площині, що проходить через вісь втулки 1.

На блоці циліндрів 2 у горизонтальній площині виконано дві мітки 9 і 10 під кутом 90°, одна з яких співпадає з віссю колінчастого вала.

Виконання у поршні 3 перпендикулярно до осі перших двох співвісних отворів 4 у горизонтальній площині ще двох співвісних отворів 6 для кріплення поршневого пальця 5 дозволяє повертати поршень 3 навколо вертикальної осі на 90°.

Виконання на поршні 3 мітки 7, яка лежить у вертикальній площині, що проходить через вісь любих двох співвісних отворів 4 або 6 для встановлення поршневого пальця 5, дозволяє повертати поршень 3 на 90° у тому ж напрямку, що і циліндрову втулку 1.

Виконання на циліндровій втулці 1 мітки 8, яка лежить у вертикальній площині, що проходить через вісь втулки 1, дозволяє повертати циліндрову втулку 1 на 90° відповідно до міток 9 і 10 на блоці циліндрів 2.

Виконання на блоці циліндрів 2 у горизонтальній площині двох міток 9 і 10 під кутом 90°, одна з яких співпадає з віссю колінчастого вала дозволяє чітко орієнтувати циліндрову втулку 1 по цих мітках при початковому монтажі та після повороту на 90°.

Циліндро-поршнева група чотиритактного тронкового двигуна працює наступним чином.

При початковому монтажі циліндро-поршневої групи циліндрова втулка 1 встановлюється так, щоб мітка 8 співпадала з міткою 9 на блоці циліндрів 2, а мітка 7 на поршні 3 співпадала з міткою 8. При цьому поршневий палець 5 встановлюється у співвісні отвори 4.

У такому положенні двигун працює першу половину встановленого строку експлуатації. Після цього циліндрова втулка повертається на 90° так, щоб мітка 8 співпала з міткою 10 на блоці циліндрів.

При цьому поршень також повертається на 90° так, щоб поршневий палець 5 став у співвісні отвори 6, а мітка 7 на поршні знову співпала з міткою 8 на циліндровій втулці. У такому положенні двигун працює другу частину строку експлуатації.

Висновки та рекомендації. Застосування корисної моделі дозволить у два рази збільшити строк експлуатації циліндро-поршневої групи чотиритактного тронкового двигуна за рахунок повороту циліндрової втулки і поршня навколо вертикальної осі на 90° і більш рівномірного зношування тертьових поверхонь у двох взаємно перпендикулярних площинах.

Рекомендується період експлуатації двигуна розділити на дві частини. Після закінчення першого періоду необхідно зняти кришку циліндра і поршень. Повернути циліндрову втулку на 90°, як описано вище і зібрати двигун. Одночасне повертання циліндрової втулки і поршня в одному напрямку забезпечує щільне їх прилягання та виключає необхідність тривалого періоду обкатування.

При виконанні повороту циліндро-поршневої групи також рекомендується замінити поршневі кільця на нові. Інші регламентні роботи по технічному обслуговуванню двигуна виконувати у відповідності до вимог виробника двигуна.

ЛІТЕРАТУРА

1. Возницкий И.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания, том.1: М. Моркнига, 2008.-282 с.

2. Гоц А. Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учеб. пособие / Владим. гос. ун-т. – Владимир: Редакционно-издательский комплекс ВлГУ, 2005. – 124 с.

3.Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: М. «Государственное издательство физико-матетатичкской литературы», 1961.-401с.

ЗБІЛЬШЕННЯ СТРОКУ СЛУЖБИ РЕМІННОГО ПРИВОДУ ГРМ ДВИГУНА

Самарін О. Є.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. Відомо ремінний привід газорозподільного механізму двигуна, що складається з зубчастого шківа колінчастого і розподільного вала та натяжного ролика, на які натягнуто зубчастий привідний ремінь [1]

Недоліком такого приводу газорозподільного механізму двигуна є те, що в процесі експлуатації зубці ременя інтенсивно витираються за рахунок тертя по зубчастих поверхнях зубчастих шківів і ремінь виходить з ладу, що вимагає його заміни.

Крім того, натяжний ролик перегинає ремінь у сторону, протилежну згину ременя на зубчастих шківах, що також приводить до його скорішого руйнування.

Враховуючи масове використання в двигунах ремінного приводу у газорозподільному механізмі, проблема збільшення строку служби ремінного приводу ГРМ двигуна, а також зниження шуму при експлуатації лишається актуальною.

Актуальність досліджень. До недоліків ремінного приводу відносяться наступні показники: великі розміри передачі, мала несуча здатність, малий термін служби, ковзання ременя.

У порівнянні з зубчастої передачею, перевагами є: передача руху між валами, які знаходяться на великій відстані, запобігання різкого перевантаження елементів машини, плавність і безшумність роботи, простота конструкції і обслуговування.

Серед недоліків можна виділити неможливість виконання малогабаритних передач, мінливість передавального числа, підвищене навантаження на вали. Крім цього, можна відзначити низьку довговічність ременів передачі.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми

Як видно з проведеного аналізу, одним з суттєвих недоліків ремінної передачі є її низька довговічність.

В даний час проблема вирішується застосуванням нових матеріалів, наприклад кевлару, що збільшує передавану потужність і строк служби передачі.

Ще одним напрямком підвищення довговічності передачі може бути зменшення циклів навантаження на зубці передачі. Це можна вирішити шляхом збільшення кількості зубців або загальної довжини ременя. Однак таке рішення вимагає зміни положення провідного та веденого валів передачі, а також збільшує її габаритні розміри.

Мета та задачі проведення досліджень. Розробити такий ремінний привід газорозподільного механізму двигуна, у якому кількість зубців на зубчастому привідному ремені збільшено у два рази без зміни довжини самого ременя і кроку зубців.

Для досягнення поставленої мети необхідно проаналізувати конструкції, переваги та недоліки існуючих механізмів приводу розподільного валу.

Рішення поставленої задачі. Пропонується зубчастий привідний ремінь виконати у вигляді стрічки Мьобіуса, а натяжний ролик виконати у вигляді зубчастого шківа, встановленого з внутрішньої сторони ременя (рис. 1).

Виконання зубчастого привідного ременя у вигляді стрічки Мьобіуса дозволяє збільшити кількість зубців на зубчастому привідному ремені у два рази без зміни довжини самого ременя і кроку зубців.

Виконання натяжного ролика у вигляді зубчастого шківа дозволяє натягнути ремінь без пошкодження зубців.

Встановлення натяжного ролика з внутрішньої сторони ременя дозволяє зменшити кут згинання ременя при експлуатації.

Ремінний привід газорозподільного механізму двигуна складається з зубчастого шківа колінчастого 1 і розподільного 2 вала та натяжного ролика 3, на які натягнуто

зубчастий привідний ремінь 4, який виконано у вигляді стрічки Мьобіуса, а натяжний ролик 3 виконано у вигляді зубчастого шківа, встановленого з внутрішньої сторони ременя 4.

Ремінний привід газорозподільного механізму двигуна працює наступним чином. При обертанні колінчастого вала його зубчастий шків 1 входить у зачеплення з зубцями зубчастого привідного ременя 4 і починає його тягнути. При цьому зубці зубчастого привідного ременя 4 входять у зачеплення з зубцями зубчастого шківа розподільного 2 вала, який теж починає обертатись. Завдяки тому, що зубчастий привідний ремінь 4 виконано у вигляді стрічки Мьобіуса, зубці розташовуються на обох його сторонах, що збільшує загальну кількість зубців у два рази без зміни довжини самого ременя і кроку зубців. Тому кожен зубець зубчастого привідного ременя 4 входить у зачеплення з зубчастим шківом колінчастого 1 і розподільного 2 вала та натяжного ролика 3 у два рази рідше, що зменшує його навантаження та витирання.

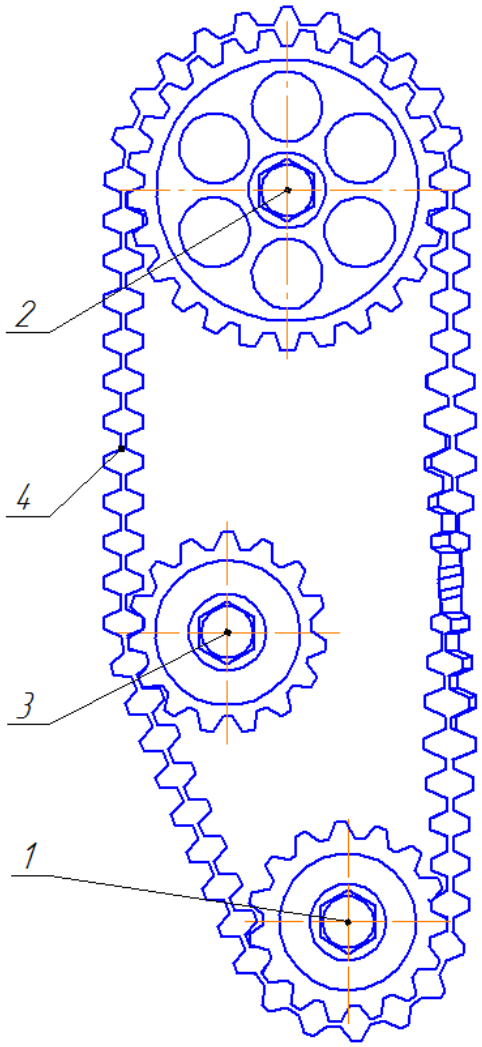


Рисунок 1. Ремінний привід газорозподільного механізму двигуна:
1 - зубчастий шків колінчастого валу; 2 - зубчастий шків розподільного валу; 3 - натяжний ролик; 4 - зубчастий привідний ремінь

Натяжний ролик 3, встановлений з внутрішньої сторони ременя 4, вигинає ремінь у тому ж напрямку, що і шківи. Таке рішення зменшує кут перегину ременя і збільшує строк його експлуатації.

Перекручування ременя приводить до додаткового навантаження. Воно збільшується при зростання ширини самого ременя, що пов’язано з довжиною зубців. Тому рекомендується дотримуватись співвідношення:

$$\text{в: ш} \leq 1:2$$

де в – висота ременя;
ш - ширина ременя.

Розрахунок зубчастої ремінної передачі може виконуватись за однією з відомих методик [3]. Довговічність ременя можна оцінити за кількістю циклів пробігів (циклів навантаження):

$$U = v/L_p < [U]$$

де v – швидкысть ременя, м/с;
L_p – розрахункова довжина ременя, м
$[U]$- допустима частота пробігів, с$^{-1}$.

Крім того, можна користуватись методиками розрахунку зубчастих передач провідних фірм-розробників Contitech (Германія) і Optibelt (Германія) [4]. Довговічність ременя оцінюється по загальному зусиллю натягу ременя.

Як видно, зносостійкість самих зубців у вказаних методиках не враховується. Тому необхідні додаткові дослідження.

Висновки та рекомендації. Зубчасті ремені є перспективним видом гнучкою зв'язку. Вони мають високу тягову здатність і порівняно великий ККД. Передачі цього типу працюють без змащення, стійкі до дії абразивних і агресивних середовищ, прості в експлуатації.

Зубчаста ремінна передача забезпечує досить жорсткий кінематичн зв'язок між провідними і відомими ланками механізмів.

Застосування стрічки Мьобіуса дозволить у два рази збільшити строк експлуатації ремінного приводу газорозподільного механізму двигуна за рахунок зменшення навантаження на зубці приводного ременя і тертя з зубчастими приводними і натяжним шківами.

Ремінний привід рекомендується застосовувати у двигунах малої та середньої потужності. Передача великої потужності пов’язана з підвищенням напруженості у ремені, що зменшує його довговічність.

Враховуючи відсутність методики розрахунку запропонованої передачі можна рекомендувати застосовувати відомі методики розрахунку зубчастої ремінної передачі. Розробка конкретної методики для передачі, виконаної з використанням стрічки Мьобіуса можлива тільки після проведення випробувань.

Для забезпечення надійної передачі потужності натяжний ролик повинен жорстко фіксуватись при натягуванні ременя. Ц пов’язано із тим, що він встановлюється на робочій гілці ремінної передачі, послаблення і провисання якої не допускається.

ЛІТЕРАТУРА

1. http://manual.countryauto.ru/hyundai/getz/ 2.17- Распределительный вал и его привод.
2. mosprivod.ru/ Достоинства и недостатки ременной передачи.
3. www.transportbasis.ru/baits-245-1.html Transport Basis/ Расчет зубчатой ременной передачи.
4. www.stanko-lid.ru/ Ремни зубчатые
5. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчёт и проектирование деталей машин: учеб. Пособие для техн. Вузов, - 3-е изд., перераб. и доп. – Х.: Основа, 1991. – 276 с.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ ПРОДУВКИ СУДОВЫХ ПАРОВЫХ КОТЛОВ В ОПРЕСНИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

Соловьев А.А., Житаренко В.М.
Азовский морской институт Национального университета «Одесская морская академия» (Украина)

Одним из основных путей экономии топлива на морских судах является повышение эффективности вспомогательных энергоустановок за счет снижения потерь теплоты, выбора и обеспечения оптимальных режимов их эксплуатации. К основным реальным направлениям снижения расхода топлива в судовых паровых котлах (СПК), наряду с использованием теплоты уходящих газов главных двигателей в утилизационных установках, можно отнести:

- поддержание оптимального коэффициента избытка воздуха;
- регулирование и поддержание температуры питательной воды;
- борьбу с наружными и внутренними загрязнениями поверхностей нагрева котлов;
- утилизацию теплоты верхней продувки котлов.

Проведенный анализ данных направлений [1,2,3] позволил установить, что наиболее перспективным из них является разработка и модернизация схем использования теплоты верхней продувки котлов. Другие направления достаточно глубоко разработаны и обеспечены современными проектными материалами. Недостаточное внимание к вопросам утилизации теплоты верхней продувки СПК связано, прежде всего, с периодичностью ее проведения. По правилам эксплуатации СПК верхняя продувка включается при достижении предельных (нормируемых) солесодержаний котловой воды. Данная проблема утилизации успешно решена в паровых котлах тепловых электростанций (ТЭС) с учетом непрерывности включения верхней продувки. В схемах ТЭС [4] продувочная вода из барабанов котлов обычно направляется в расширители продувки с более низким давлением, в результате чего происходит ее частичное испарение. Полученный в расширителе вторичный пар используется в схеме энергоустановки. Использование этой схемы на современных морских судах не находит применения из-за периодичности верхней продувки и необходимости установки дополнительного оборудования. Анализ схем судовых энергоустановок [3] позволил выявить перспективность разработки путей утилизации теплоты верхней продувки котлов в опреснителях, устанавливаемых практически на всех морских судах.

Наиболее подходящей является схема использования продувочной воды судовых котлов в адиабатных опреснительных установках (АОУ). Предлагаемая схема утилизации теплоты продувки СПК (рис. 1) характеризуется простотой в эксплуатации, надежностью и практически не требует установки дополнительного энергетического оборудования [5].

Продувочная вода из пароводяного барабана котла поступает в камеру адиабатного опреснителя, где вследствие более низкого давления происходит ее частичное испарение. Полученный пар конденсируется в подогревателе забортной воды и направляется в виде дистиллята к судовым потребителям пресной воды. Для удобства поддержания необходимых эксплуатационных параметров опреснителя устанавливается смеситель продувочной и забортной воды, что обеспечивает возможность регулирования производительности опреснителя при изменении количества продувочной воды.

Следует отметить преимущество использования продувочной воды в опреснителе по сравнению с забортной водой за счет ее более низкого солесодержания, что позволяет улучшить качество получаемого дистиллята и снизить величину продувки опреснительной установки.

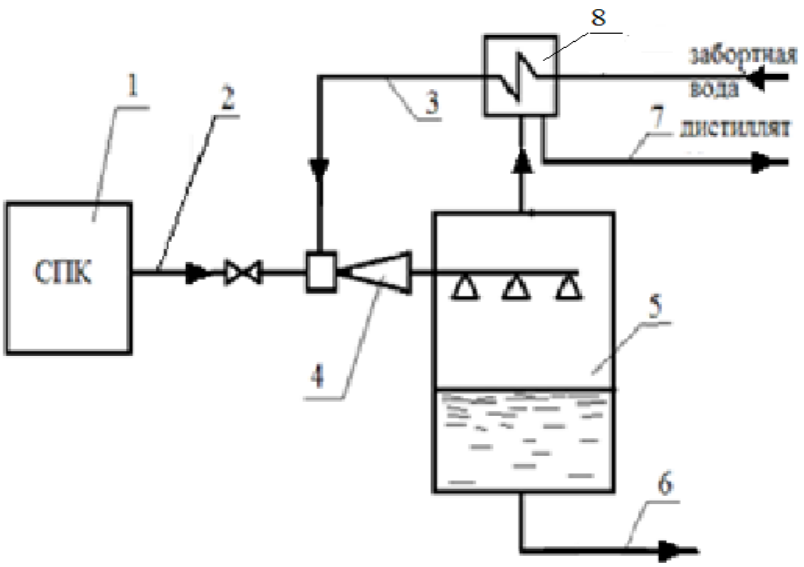


Рисунок 1. Схема утилизации теплоты продувки СПК в АОУ: 1 - паровой котел; 2 - трубопровод верхней продувки; 3 - трубопровод забортной воды; 4 - струйный смеситель; 5 - адиабатный опреснитель; 6 - продувка опреснителя; 7 - дистиллят; 8 - конденсатор-подогреватель забортной воды.

Предлагаемая схема является упрощенной и может быть усовершенствована с целью повышения экономичности и эффективности эксплуатации опреснительной установки. В качестве дополнительного (усовершенствованного) варианта может быть использована схема с частичной рециркуляцией продувки (рассола) опреснителя, подаваемой по дополнительному трубопроводу в струйный смеситель (рис. 2) одновременно с продувкой СПК и подогретой в конденсаторах-подогревателях забортной водой.

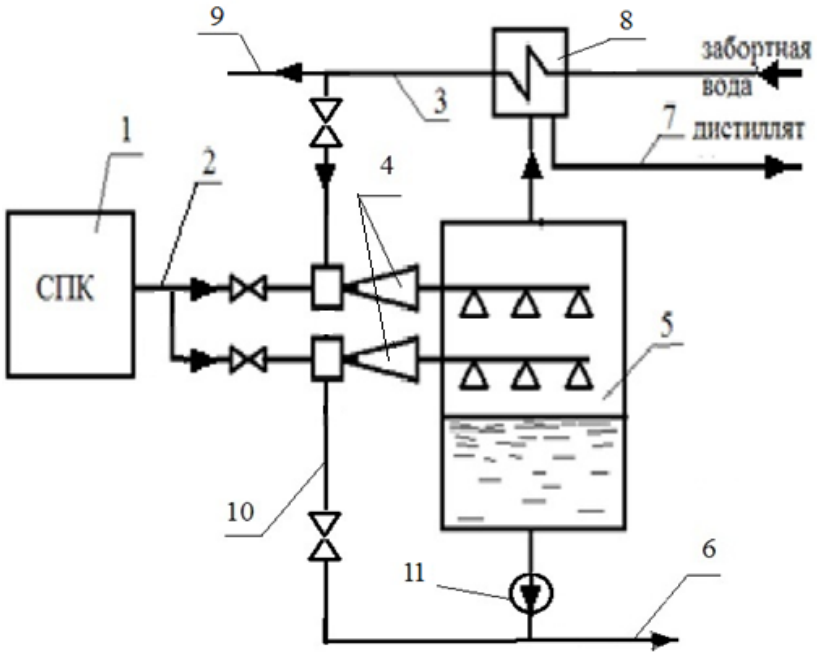


Рисунок 2. Схема с частичной рециркуляцией продувки АОУ: 1 - паровой котел; 2 - трубопровод верхней продувки; 3 - трубопровод забортной воды; 4 - струйные смесители; 5 – адиабатный опреснитель; 6 – трубопровод продувки опреснителя; 7 - дистиллят; 8 - конденсатор-подогреватель забортной воды; 9 - трубопровод забортной воды; 10 - линия рециркуляции продувочной воды (рассола) опреснителя; 11 - насос продувочной воды (рассола)

Схема с регулируемым расходом рециркулирующего рассола позволит поддерживать постоянную температуру воды, поступающей в камеру опреснителя, независимо от параметров продувки СПК и забортной воды, что стабилизирует режим эксплуатации опреснительной установки и повысит качество вырабатываемого дистиллята. Также появляется возможность регулирования расхода подаваемой на опреснение забортной воды с учетом ее температуры и солесодержания, зависящих от района плавания. Использование теплоты верхней продувки СПК в адиабатных опреснительных установках с рециркуляцией рассола может повысить экономичность и эффективность их эксплуатации.

Анализ предложенных схем (рис. 1 и 2) выявил возможность экономии топлива и теплоты в судовой энергоустановке, определяемой через долю теплоты, затрачиваемой в опреснительной установке, замещаемой теплотой котловой продувочной воды.

Общее количество теплоты котловой продувочной воды составит, кВт:

$$Q_{пр} = pD_к(i_{пр} - i_{пв}) = D_к \frac{S_{пв}}{S_{кв} - S_{пв}}(i_{пр} - i_{пв}), \qquad (1)$$

где p – продувка котлов, %;

$D_к$ – паропроизводительность котлов, кг/с;

$S_{пв}$ и $S_{кв}$ – солесодержание питательной и котловой воды, мг/л;

$i_{пр}$, $i_{пв}$ – энтальпии продувочной и питательной воды, кДж/кг.

Попадая в адиабатный опреснитель, продувочная вода частично испаряется. Долю испарившейся воды в опреснителе можно представить отношением:

$$\psi = \frac{i_{пр} - i'}{i'' - i'} \qquad (2)$$

где i'' – энтальпия вторичного пара на выходе из камеры АОУ, кДж/кг;

i' – энтальпия воды на выходе из камеры АОУ, кДж/кг.

В результате преобразований можно получить формулу для определения экономии топлива в судовой энергоустановке с СПК за счет уменьшения расхода пара на опреснитель, кг/с:

$$\Delta B = \frac{Q_{пр}}{Q_н^p \eta_к}\psi = \frac{D_к(i_{пр} - i_{пв})}{Q_н^p \eta_к}\frac{S_{пв}}{S_{кв} - S_{пв}}\psi = \frac{D_к(i_{пр} - i_{пв})}{Q_н^p \eta_к}\frac{S_{пв}}{S_{кв} - S_{пв}}\frac{i_{пр} - i'}{i'' - i'}, \qquad (3)$$

где $Q_н^p$- теплота сгорания топлива в котле, кДж/кг;

$\eta_к$ - КПД котла.

Кроме этого, из-за более низкого по сравнению с забортной (морской) водой солесодержания продувочной воды котлов, снизится величина продувки АОУ, что приведет к дополнительной экономии теплоты. Величина этой экономии будет зависеть от соотношения солесодержаний и расходов продувочной воды от котлов и забортной воды, поступающих в АОУ, а также от производительности опреснительной установки.

Проведенные тепловые расчеты позволили установить зависимость экономии топлива от солесодержания котловой и питательной воды котла, представленную на графике (рис. 2).

В исходных данных проведенных расчетов принято: паропроизводительность котла - 20т/ч, солесодержание котловой воды 3000мг/л, давление продувки - 2МПа, температура в камере последней ступени АОУ- 40°С. Результаты расчетов свидетельствуют об экономии топлива от 2 до 6 % за счет уменьшения выработки котлом пара, направляемого в опреснительную установку.

Предлагаемая схема также может найти применение в судовых паровых утилизационных котлах, использующих теплоту газов, отводимых из главных двигателей (ГД) морских судов. При проведении преобразований известных формул [4] установлено,

что при использовании теплоты продувочной воды судовых утилизационных установок в АОУ, экономия топлива в судовой энергоустановке составит, кг/с:

$$\Delta B = \frac{q_e N_e}{Q_н^p}(I_1 - I_2)\varphi \frac{i'' - i_k}{i_п - i_{пв}} \frac{i_{пр} - i'}{i'' - i'} \frac{S_{кв}}{S_{кв} - S_{пв}}, \quad (4)$$

где q_e – удельный расход топлива главным двигателем, кг/кДж;
N_e - мощность судового главного двигателя, кВт;
I_1, I_2 - энтальпии газов на входе и выходе из утилизатора, кДж/кг;
φ - коэффициент сохранения теплоты в утилизаторе, кДж/кг;
$Q_н^p$- теплота сгорания топлива в главном двигателе, кДж/кг;
$i_п$, $i_{пв}$ - энтальпии пара и питательной воды в утилизаторе, кДж/кг.

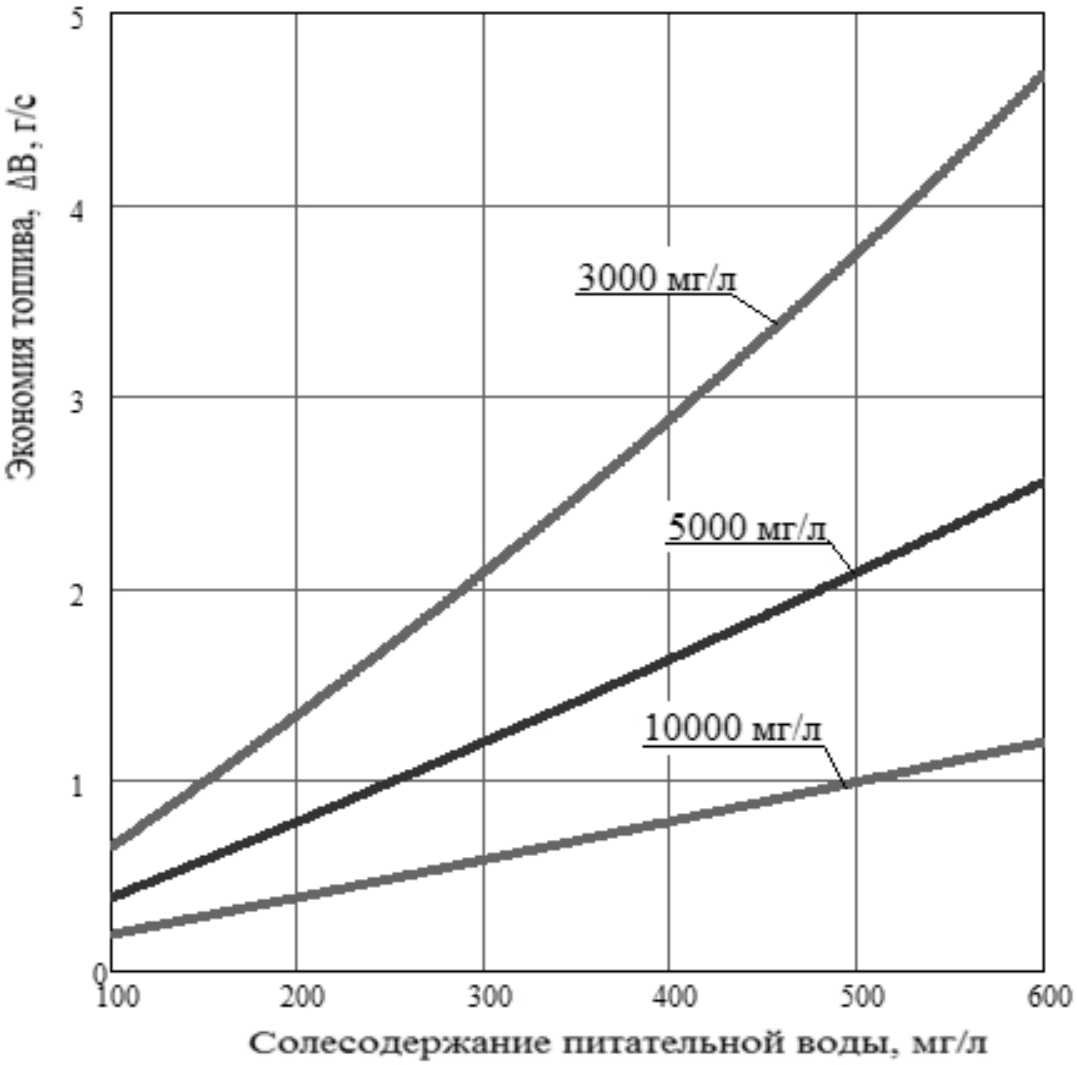


Рисунок 3. Зависимость экономии топлива от солесодержания питательной и продувочной воды котла при использовании верхней продувки в АОУ

Проведенные тепловые расчеты по определению эффективности использования верхней продувки СПК в одноступенчатых адиабатных опреснителях показали целесообразность применения предложенной схемы. Также очевидна полезность введения режима непрерывной продувки СПК, что позволит стабилизировать водный режим и упростить эксплуатацию котельной установки, а также повысить качество генерируемого пара. Величина непрерывной верхней продувки СПК может быть незначительной (0.1-1%

от паропроизводительности котла) и регулироваться автоматикой в зависимости от солесодержания котловой воды. Также данная схема позволяет поддерживать в камерах адиабатных опреснителей избыточное давление до 0.13-0.18 МПа без применения дополнительных эжекторных устройств. Расход теплоты на судовые опреснители обычно составляет для сухогрузов 1.7-2.8% от общих затрат топлива на главный двигатель. Для танкеров в связи с большим расходом воды на питание котлов этот показатель может достигать 2-3.4%.

Таким образом, экономия топлива в энергоустановках морских судов при использовании теплоты верхней продувки СПК является значительной и реальной, что достигается за счет небольших затрат при проектировании и модернизации схемы котельной и опреснительной установок.

Выводы.

1. Предлагаемая схема утилизации теплоты верхней продувки СПК в судовых опреснителях является перспективным направлением экономии энергоресурсов современных морских судов.

2. Использование в опреснителях продувочной воды с более низким солесодержанием позволяет снизить затраты теплоты в них и повысить качество вырабатываемого дистиллята.

3. Целесообразно использовать в СПК режим непрерывной продувки вместо периодической, что упрощает их эксплуатацию и улучшает водный режим.

4. Предложенная схема не требует установки громоздкого и дорогостоящего дополнительного оборудования и может внедряться на современных морских судах.

5. Использование теплоты верхней продувки СПК в схемах опреснительных установок с рециркуляцией рассола позволит повысить надежность и экономичность их эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хряпченков А.С. Судовые вспомогательные и утилизационные котлы: учебник/ А.С. Хряпченков – Л.: Судостроение, 1998. - 296с.

2. Денисенко И.И. Судовые котельные установки: учебник/И.И. Денисенко, И.И. Костылев. – СПб.: Элмор, 2005. – 286с.

3. Седельников Г.Д. Энергосберегающие системы малооборотных дизелей/Г.Д. Седельников. – Владивосток, 2003. – 230с.

4. Мошкарин А.В. Испарительные установки тепловых электростанций/А.В. Мошкарин, Р.Ш. Бускунов - М.: Энергоатомиздат, 1994.- 272с.

5. Соловьев А.А., Житаренко В.М. Повышение эффективности схемы ути¬лизации теплоты продувки судовых паровых котлов. Сучасні методи і моделі розвитку морського транспорту та безпека судноплавства: матеріали Всеукраїнської конференції 26 травня 2017. – Маріуполь: АМІ НУ «ОМА», 2017. – С.152-157.

РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ ОЧИСТКИ СИСТЕМ ДИЗЕЛЯ ТА ТЕПЛОВОЗА

Тартаковский Е.Д., Каграманян А. О., Аулін Д.О., Басов О.В.
Український державний університет залізничного транспорту (Україна)

Вступ. Під час експлуатації тепловозів на поверхнях елементів систем дизеля та тепловоза відбувається відкладання та накопичення забруднень різного складу та різних механізмів утворювання. Накопичення відкладень на елементах систем дизеля та тепловоза приводить до зміни характеристик та показників роботи силової установки та в окремих випадках може суттєво впливати на ресурс дизеля в цілому.

Постановка задачі. Існуюча технологія ремонту, в багатьох випадках, не передбачає можливості запобігання підвищеному відкладенню забруднень і зводиться в основному до їх видалення пов’язаному з демонтажем елементів або розбиранням механізмів дизеля та тепловоза.

Через складність та недоліки існуючих методів видалення відкладень з поверхонь систем тепловоза та дизельного двигуна як в Україні так і за її межами проводяться дослідні роботи з впровадження альтернативних технологій, головним критерієм яких є ресурсозбереження.

Актуальність досліджень. У зв'язку з цим актуальною є робота з впровадження технологій безрозбірного очищення паливної, водяної та системи повітропостачання тепловоза. Необхідним є розробка методу прийняття оптимальних рішень по періодичності та характеру проведення профілактичних очисток систем тепловозів з урахуванням умов роботи та режимів їх експлуатації, а також розробка ефективних способів очищення елементів систем дизеля та тепловоза.

Основний матеріал. Досягнення поставленої цілі забезпечується вирішенням наступних завдань:

- вивчення причин і характерів забруднення елементів систем дизелів та тепловозів;
- експериментальним дослідженням впливу забруднення окремих елементів систем дизелів та тепловозів на зміну їх характеристик та параметрів роботи;
- вибір та обґрунтування критеріїв за якими визначається якісний стан систем тепловоза та дизельного двигуна;
- виявлення динаміки процесів забруднення елементів систем дизелів та тепловозів;
- теоретичне обґрунтування та експериментальна перевірка аналітичних залежностей, що дозволяють оцінити ступінь засмічення найважливіших елементів і систем дизеля.
- розробка математичної моделі характеристик двигунів з урахуванням зміни технічного стану елементів і систем;
- розробка способів безрозбірної очистки елементів систем дизеля та тепловозного та його перевірки в лабораторних та натурних умовах.

Відносно масляної системи – вже досить тривалий час та з позитивними результатами виконується промивка систем рідиною МПТ2М.

Все найбільш популярними становляться технології очистки паливної системи та ЦПГ без розбирання з використанням спеціальної миючої рідини, до складу яких залучаються найрізноманітніші хімічні з'єднання.

Наприклад для безрозбірної очистки паливної системи та паливної апаратури фахівцями УкрДУЗТ, головного управління локомотивного господарства, НВП «ТОР», локомотивного господарства Південної залізниці була розроблена та готова до впровадження технологія безрозбірної очистки паливних системи та ЦПГ з використанням спеціальних миючих рідин.

Принципом дії миючої рідини є дія активних компонентів – поверхнево-активних речовин ПАР. Їх молекули можна спрощено уявити складеними з двох частин: олеофільної, яка характеризується схожістю з неполярними та слабополярними вуглеводнями, та гідрофільною, яка характеризується схожістю з водою та деякими полярними з`єднаннями.

Важливою є дія молекул ПАР на границі розділу фаз і в об`ємі фази – дисперсійному середовищі. На забрудненій поверхні молекули сорбуються гідрофільною частиною, виставляючи у паливо олеофільні „хвости". Контактуючи з забрудненнями, вони можуть виштовхувати їх з поверхні. Молекули ПАР здатні сорбуватися і на частках забруднення, руйнуючи їх на менші частини (диспергуючи). В об`ємі, не зустрічаючи поверхонь, молекули ПАР немовби сорбуються одна на іншу і створюють асоціати – міцели. Міцели мають шароподібну або більш складну форму та складаються з ядра та зовнішньої частини. Якщо дисперсійне середовище – паливо, тоді зовнішньою частиною стають олеофільні „хвости", а внутрішньою -гідрофільні „голови". Завдяки цьому міцела може поглинати в себе полярні продукти. Таким чином, вона переводить в об`єм палива те, що в паливі не розчиняється. Цей процес називається любілізацією.

Таким чином, щоб видалити забруднення з поверхонь двигуна, миюча рідина, яка має високі поверхнево – активні властивості, спочатку виштовхує забруднення з поверхні потім руйнує (диспергує) частки та переводить їх в солюбілізованний стан.

При експлуатації через дизель в складі палива проходить велика кількість різних речовин і з'єднань. Розглянемо, наприклад, дизель магістрального тепловозу 2ТЕ116 16ЧН26/26 потужністю 2250 кВт. До технічного обслуговування (ПР-1), коли з'являються ознаки зниження експлуатаційних параметрів в циліндрах дизеля згорає до 300 000 кг дизельного палива (середньою щільністю 860 кг/м^3, при 20 ° С), тобто через кожний комплект паливної апаратури (ПНВТ та паливну форсунку) проходить до 18 750 кг дизельного палива. Разом з дизельним паливом через форсунку проходять речовини, що містяться в ньому (ДСТУ 3868-99): - сірки (0,5 % в паливі) – 93,75 кг;

- меркаптанової сірки (0,01% в паливі) – 37,5 кг;
- фактичних смол (0,45 % в паливі) - 83,4 кг;
- заліза (0,0005 % в паливі) - 0,09 кг;
- міді (0,0005 % в паливі) - 0,09 кг;
- цинку (0,0004 % в паливі) - 0,075 кг;
- кадмію (0; 00035 % в паливі) 0,065 кг;

Не дивно, що частина цих речовин залишається в каналах паливної апаратури у складі нагаро-смолистих відкладень. Нагаро-смолисті відкладення призводять до втрати рухомості голки розпилювача, зменшенню прохідного перетину соплових отворів розпилювача, каналів паливної форсунки, щілинного фільтра та інш.

На рис. 1 показаний розпилювач паливної форсунки дизеля після напрацювання до ПР-1, зі значними нагаро-смолистими відкладеннями, як на поверхні розпилювача рисунок 2, так і всередині соплових отворів і каналів, що призвели до зменшення прохідного перетину соплових отворів їх часткового і навіть повного закоксовування і, в кінцевому підсумку, відмови паливної форсунки. На жаль, це явище є типовим для дизелів. На рисунках 3 та 4 зображені фотознімки розпилювання дизельного палива форсунками тепловоза ЧМЕ3, зроблені швидкісною фотокамерою, до та після видалення вуглецевих відкладень.

Крім того, неправильне розпилювання палива та формування паливо-повітряної суміші може в ряді випадків призвести до значних пошкоджень деталей камери згоряння, аж до аварійної зупинки дизеля.

В даній роботі аналіз накопичення нагаро-смолистих відкладень проводився кількома методами. Для дизелів тепловозів 2ТЕ116 аналіз накопичення вуглецевих відкладень проводився за рахунок дослідження гідравлічних характеристик форсунок дизеля.

Параметри розпилювання - дрібність, рівномірність і глибина проникнення факела розпиленого палива, від яких залежить якість протікання робочого процесу дизеля, в свою чергу, залежать не тільки від геометричних розмірів розпилюючих отворів, але також від чистоти їх обробки, наявності гострих країв та заокруглень з внутрішньої вхідний боку, наявності вуглецевих відкладень та інш. Тому поряд з перевіркою розмірів розпилюючих отворів необхідно використовувати гідравлічний метод контролю з визначенням ефективного прохідного перетину розпилювачів $\mu_c f_c$ - добутку площі прохідних перетинів розпилюючих отворів f_c та коефіцієнт витрати μ_c.

Рисунок 1. Корпус і голка розпилювача паливної форсунки дизеля з значними нагаро-смолистими відкладеннями

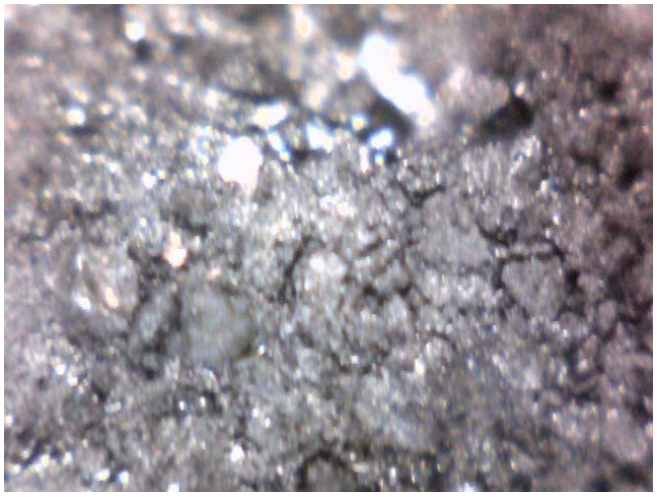


Рисунок 2. Структура нагару на розпилювачі форсунки (збільшено в 250 разів).

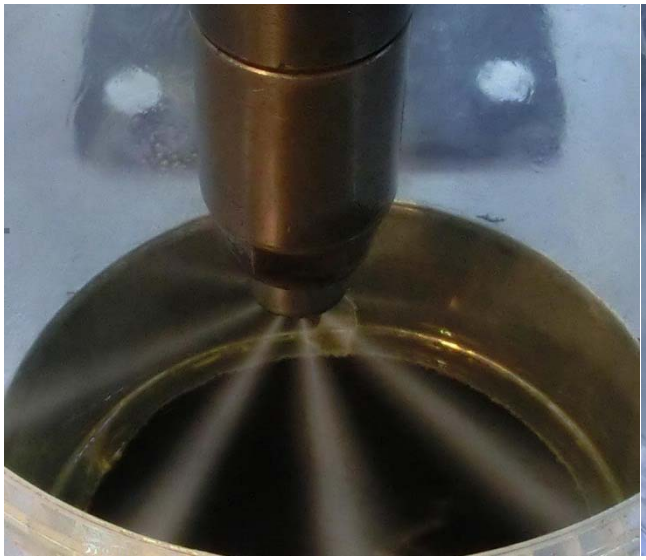


Рисунок 3. Розпилювання палива форсункою тепловоза ЧМЕ-3 з значними нагаро-смолистими відкладеннями

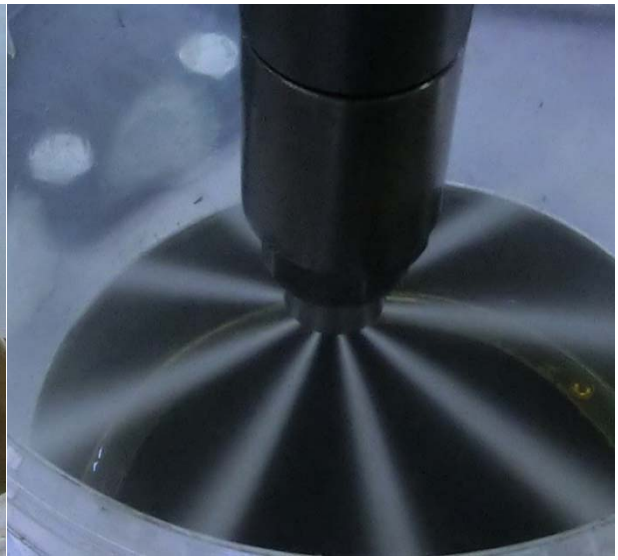


Рисунок 4. Розпилювання палива форсункою тепловоза ЧМЕ-3 після видалення вуглецевих відкладень

За даними виконаних робіт технологія безрозбірного очищення довела свій істотній вплив на технічний стан елементів паливної апаратури та ЦПГ дизельних двигунів тепловозів серій ЧМЕ3, 2ТЕ116 та ТЕП70.

Це підтверджено зміною чисельних показників тиску стиснення (P_c) та тиску згоряння (P_z) після застосування технології безрозбірного очищення, а також покращенням

показників експлуатаційної роботи (зменшення витрати дизельного палива тепловозами в експлуатації до 2 %).

Було підтверджено, що в період між проведенням ТО-3 (45…50 діб) тепловозів ЧМЕ3, зміни технічного стану паливної апаратури та елементів ЦПГ, що відбулися після першого застосування технології безрозбірного очищення, зберігаються, або змінюються не значно, тому повторне очищення повинне проводитись через 3-4 ТО-3.

На підставі вищевказаного було розроблено дослідний регламент міжремонтних пробігів тепловозів, який передбачає збільшення міжремонтного пробігу ПР1 на 20 %.

Крім того доцільно непланове застосування технології безрозбірного очищення в період експлуатації тепловозів, при значних змінах технічного стану (велике негативне розходження між показниками $В^{факт.}$ та $В^{норм.}$), з метою визначення його причин.

Таким чином економія поточних (експлуатаційних) витрат від використання технології безрозбірного очищення обумовлена:

- зменшенням експлуатаційних витрат на ремонт та обслуговування паливної системи та ЦПГ тепловозних дизелів протягом ремонтного циклу;
- зменшенням річних експлуатаційних витрат за рахунок зменшення витрати палива на тягу поїздів в експлуатації.

Разом з цим окремо розробляється ресурсозберігаюча технологія очистки паливних баків тепловозів.

Висновки. Огляд систем утримання локомотивів в різних країнах показує, що спільним для залізниць є прагнення підвищити експлуатаційну надійність для збільшення часу корисної роботи локомотивного парку і зниження експлуатаційних витрат і, в тому числі, витрат на утримування локомотивів. У цих умовах найактуальніше значення набуває задача управління технічним станом локомотивів шляхом корегування термінів проведення профілактичних і ремонтних заходів з урахуванням зміни їхнього технічного стану та обсягів виконуваних при цьому робіт.

Таким чином, виходячи з наведеного вище є доцільним:

- впровадження в діючу систему технічного обслуговування то поточних ремонтів тепловозів технології безрозбірного очищення паливних систем та паливної апаратури;
- розробка та впровадження в систему технічного обслуговування та ремонту технологій безрозбірної очистки для систем охолодження та газоповітряної системи за алгоритмом аналогічним з тим, що використовувався при розробці та впровадженні технології безрозбірного очищення паливних систем та паливної апаратури. Крім того окремо розробляється ресурсозберігаюча технологія очистки паливних баків тепловозів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Тартаковский Э. Д. Работы кафедры ЭРПС УкрГАЖТ по внедрению ресурсосберегающих технологий в локомотивном хозяйстве / Тартаковский Э. Д., Аулин Д. А., Артеменко А. В. // СНУ ім. В.Даля, Вісник східноукраїнського національного університету ім. В. Даля № 4(193), 2013.- С. 61-65.

2. Тартаковський Е.Д. Визначення ефективності хіммотологічних заходів підвищення ефективності тепловозів в експлуатації / Тартаковський Е.Д., Аулін Д.О., Андросов Д.С. // Сборник научных трудов "Вестник НТУ "ХПИ" : Нові рішення в сучасних технологіях №34 - Вестник НТУ "ХПИ", 2011. - ISSN 2079-5459

2. Каграманян А. О. Підвищення експлуатаційної економічності тепловозних дизелів шляхом упровадження технології безрозбірного очищення паливної системи / Каграманян А. О., Басов О. В., Аулін Д. О., Захарченко В. В.// Международный информационный научно-технический журнал «Локомотив-информ» № 4 2011, - С. 7-10.

4. Каграманян А.А Технология безразборной очистки топливной аппаратуры и цилиндро-поршневой группы тепловозных дизелей/ Тартаковский Э.Д., Каграманян А.А., Аулин Д.А., Басов А.В..// Журнал «Промышленный транспорт Казахстана» №3(40), 2013,- С. 61-67.

ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ ЗАБОРТНОЇ ВОДИ НА ПОКАЗНИКИ УТИЛІЗАЦІЙНИХ МЕТАЛОГІДРИДНИХ УСТАНОВОК МАЛООБЕРТОВИХ ДВИГУНІВ

Ткач М.Р., Тімошевський Б.Г., Доценко С.М., Галинкін Ю.М.
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова (Україна)

Серед широко розповсюджених моделей двигунів внутрішнього згоряння найбільшою енергетичною ефективністю характеризуються малообертові двигуни. Цей фактор, разом з високою надійністю та автономністю, обумовив широке розповсюдження таких машин на флоті. По при високу енергетичну ефективність, близько половини енергії палива, що виділяється при його згорянні в циліндрі двигуна, відходить у навколишнє середовище у вигляді теплової енергії вторинних енергоресурсів [1]. Тому раціональним шляхом підвищення енергетичної ефективності установок на основі малообертових ДВЗ є утилізація теплоти вторинних енергоресурсів.

Високої енергетичної ефективності вдається досягти при використанні металогідридних установок безперервної дії [2]. Схему такої установки наведено, рис. 1. Особливістю наведеної схеми є наявність в контурі нагріву змішувача 7 і роздільнику потоків теплоносія 5, що дозволяє використовувати високотемпературну складову теплової потужності вторинних енергоресурсів ДВЗ для перегріву водню.

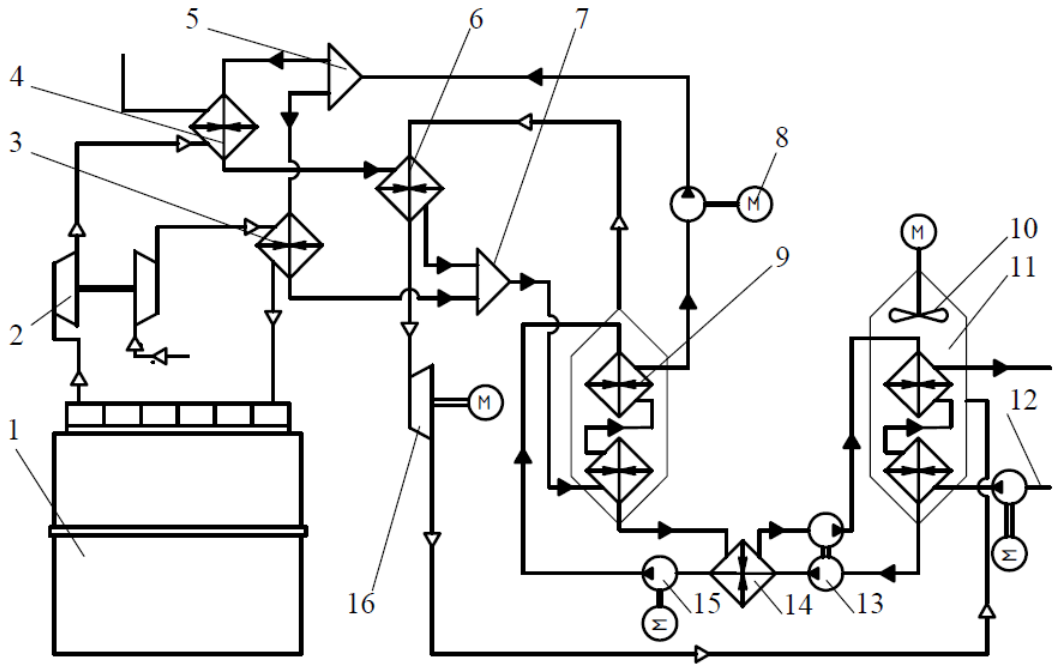


Рисунок. 1. Схема металогідридної утилізаційної установки безперервної дії:
1 – малообертовий ДВЗ, 2 – турбокомпресор, 3 – охолоджувач наддувочного повітря, 4 – утилізаційний котел, 5 – роздільник потоків теплоносія контуру нагріву, 6 – перегрівник водню, 7 – змішувач потоків теплоносія контуру нагріву, 8 – циркуляційний насос контуру нагріву, 9 – десорбер, 10 – вимішують пристрій, 11 – сорбер, 12 – циркуляційний насос охолоджуючого контуру, 13 – турбонасосний агрегат, 14 – регенераційні теплообмінний апарат (РТО), 15 – живильний насос, 16 – воднева розширювальна машина

Після водневої розширювальної машини водень, що розширився, направляють в сорбер, в сорбері водень поглинається суспензією металогідриду, теплота реакції поглинання, що виділяється при цьому, відводиться теплоносієм охолоджуючого контуру (забортної водою). Суспензія металогідриду, насичена воднем, перекачується живильним

насосом в десорбер, де відбувається виділення водню, таким чином, цикл роботи утилізаційної металогідридної установки замикається. Суспензію металогідриду, нагріту до температури десорбції, направляють в сорбер, де вона знову збагачується воднем.

При дослідженні параметрів утилізаційної установки двигунів фірми MAN Diesel & Turbo, вхідними параметрами є параметри теплового балансу, які для більшості моделей наведено на сайті фірми [1]. При цьому зазначено, що робота двигунів розглядається у різних кліматичних зонах, тому користувач повинен ввести температуру навколишнього повітря та забортної води. Оскільки температура повітря мало впливає на параметри металогідридної утилізаційної установки, доцільно розглянути вплив температури забортної води. З наведеної схеми видно, що забортна вода використовується для охолодження гідридної суспензії при поглиненні водню в сорбері. Температура забортної води Тзв визначає температуру сорбції Та та температурний напір на вході в сорбер ΔТвх:

Значення ефективної потужності утилізаційної металогідридної установки двигуна MAN 7S50-ME-LGIM наведено, рис. 2.

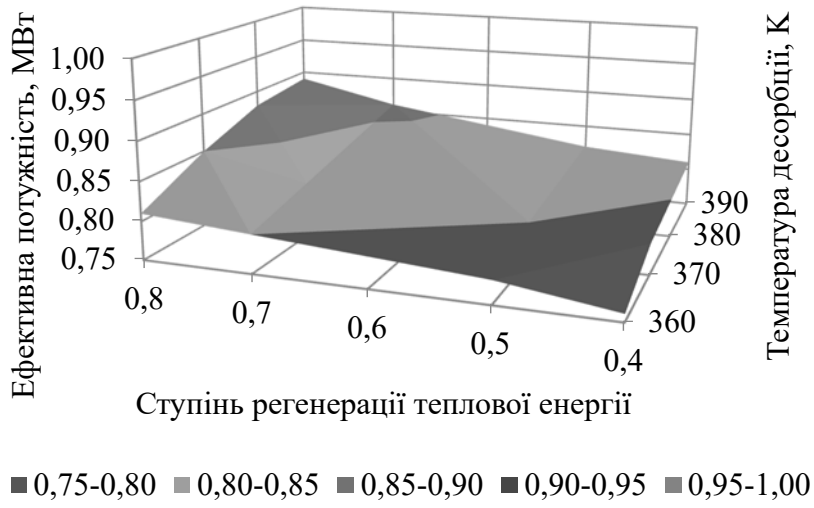


Рисунок 2. Ефективна потужність утилізаційної металогідридної установки безперервної дії для двигуна MAN 7S50-ME-LGIM

Як видно, ефективна потужність, що виробляється утилізаційною металогідридною установкою безперервної дії, для температури десорбції $T_Д$ = 360...390 К, ступеня регенерації теплової енергії r_t = 0,40...0,8 температури сорбції T_a = 315 К, температурі охолоджуючого контуру на вході в сорбер (температурі забортної води) T^{BX}_{cool} = 293 К становить 0,78...0,87 МВт. При температурі забортної води T^{BX}_{cool} = 298 К, при зберіганні інших параметрів незмінними, ефективна потужність становить 0,71…0,81МВт, при температурі забортної води T^{BX}_{cool} = 303 К – 0,61…0,74 МВт.

Відношення ефективної потужності утилізаційної металлогидридной установки безперервної дії до площі теплообмінних апаратів, при температурі сорбції Та = 315 К, температурі охолоджуючого контуру на вході в сорбер (температурі забортної води) T^{BX}_{cool} = 293 К становить 80 ... 105 Вт/м^2. При температурі забортної води T^{BX}_{cool} = 298 К – 92…100 Вт/м^2, при T^{BX}_{cool} = 303 К –78…94 Вт/м^2.

ЛІТЕРАТУРА

1. CEAS Engine Data report 7S50ME-LGIM (methanol) with high load tuning [Электронный ресурс] /http://marine.man.eu/two-stroke/ceas. Режим доступу на 22.06.2017.

2. Ткач, М. Р. Эффективность утилизации низкопотенциального тепла металлогидридными установками непрерывного действия / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю. Н. Галынкин // Авиационно-космическая техника и технология – 2014. – № 9(116). – С. 39–44.

ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОЄМНОСТІ НАКОПИЧУВАЧА ЕНЕРГІЇ ТА ПОТУЖНОСТІ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА ГІБРИДНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Фалендиш А.П., Володарець М.В., Клецька О.В.
Український державний університет залізничного транспорту (Україна)

В експлуатації потужність силової установки тепловозу змінюється в широких межах. З багатьох спостережень виходить, що коефіцієнт завантаження силової установки локомотиву залежить від полігону експлуатації і в основному не перевищує величини 0,5. [1] Тобто середня експлуатаційна потужність силової установки локомотиву складає не більше половини від її повної потужності.

Якщо встановити на локомотив накопичувач енергії достатньої ємності, то встановлену потужність силової установки можна знизити у два рази і більше, без шкоди для виконання тягової роботи. У якості можливих накопичувачів енергії можуть бути використані акумуляторні батареї, конденсатори високої ємності, гіроскопічні апарати [2].

Енергоємність накопичувача на локомотиві обмежена ваговими, об'ємними і вартісними характеристиками.

Застосування накопичувачів енергії у тяговій мережі локомотиву – є одним із шляхів зниження витрат палива на тягу в усьому світі [3]. Це є найбільш актуальним для тягового рухомого складу, який працює у імпульсному режимі, наприклад: моторвагонний рухомий склад, маневрові локомотиви. Практика доводить, що середньоексплуатаційна потужність дизелів маневрових тепловозів складає 10-15% від номінальної потужності дизеля. Тому використання накопичувача енергії саме для маневрового тепловозу є найбільш доречним. Для проектування гібридного тепловозу необхідно визначитись із параметрами дизель-генераторної установки і накопичувачів енергії.

Локомотив працюватиме за наступною схемою: робота на середніх навантаженнях буде забезпечуватися роботою двигуна малої потужності, під час роботи на холостому ході та низьких навантаженнях двигун малої потужності буде поповнювати запас енергії у накопичувач і здійснювати роботу тепловоза, а на високих навантаженнях робота тепловоза буде здійснюватися за рахунок енергії накопичувача і за рахунок роботи двигуна малої потужності. Існуючі моделі розрахунку параметрів локомотиву [4] не передбачають гібридну тягу, тому в даному виді використовуватись не можуть і потребують їх доопрацювання.

Для вирішення цього питання було створено програму розрахунку необхідної енергоємності накопичувача енергії та потужності силової установки маневрового тепловозу із гібридною передачею, процедура якої наведена на рисунку 1.

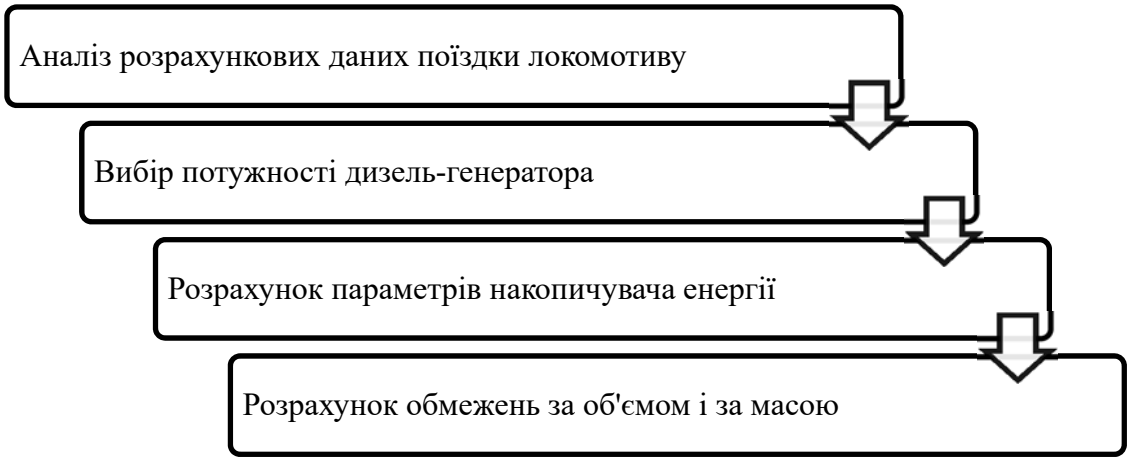


Рисунок 1. Процедура визначення необхідної енергоємності накопичувача енергії та потужності силової установки маневрового тепловозу із гібридною передачею

Використовуючи цю програму при проектуванні маневрового тепловозу із гібридною передачею, можна вибрати раціональні співвідношення його силової установки і накопичувача енергії. Розглянемо її застосування на прикладі тепловозу ЧМЕ3.

В програмі обирається потужність силової установки локомотиву і в залежності від цього розраховуємо енергоємність накопичувача енергії для заданого типу роботи.

Для розглянутого режиму роботи тепловозу наведено залежність Ei (τi) при обраній потужності Neng силової установки 100 кВт (рис2).

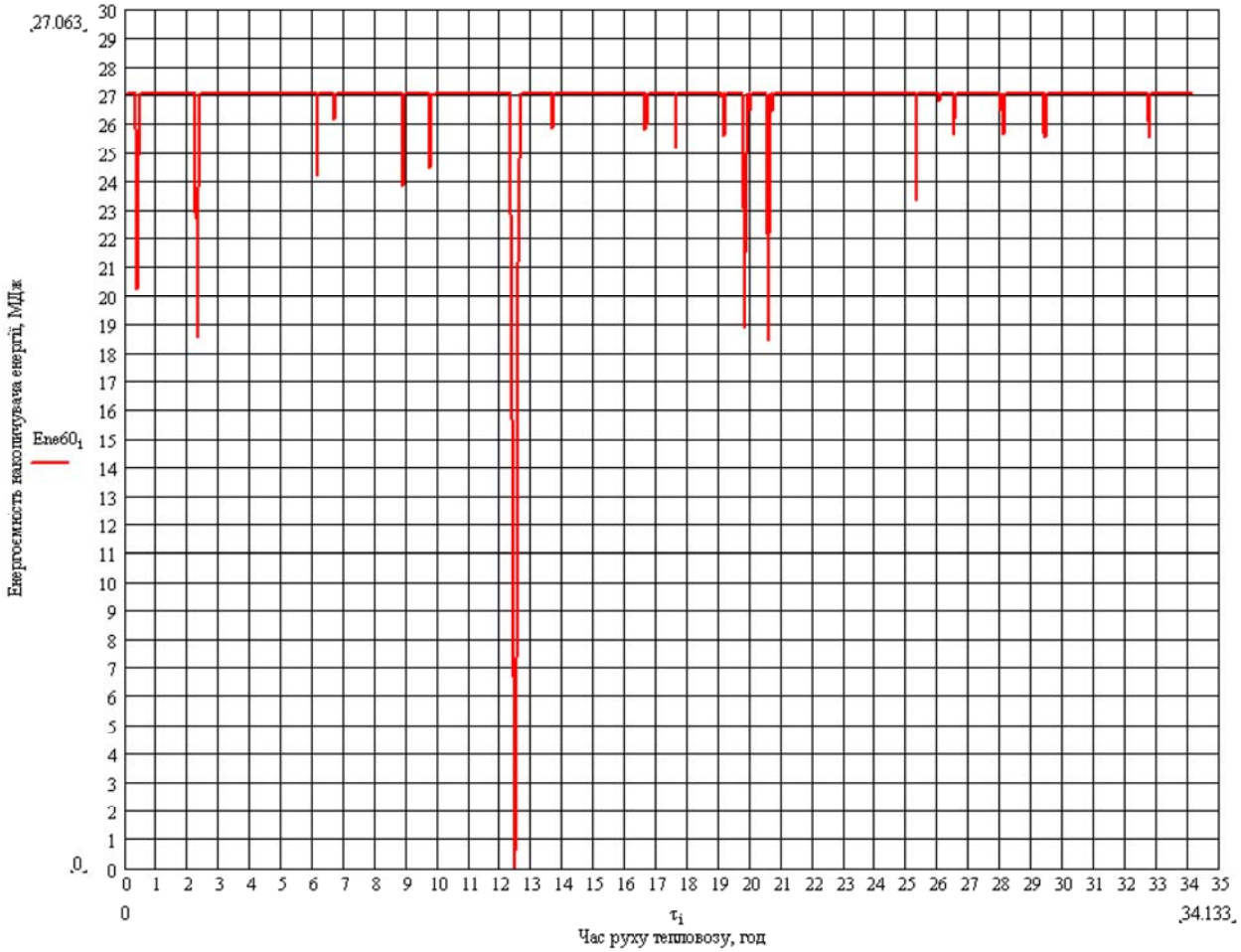


Рисунок 2. Залежність енергоємності накопичувача енергії від часу роботи локомотиву τi. для потужності силової установки 100 кВт

З рисунку виходить, що для обраного дизель-генератора необхідним є накопичувач енергоємністю 27 МДж.

ЛІТЕРАТУРА

1. Коссов Е. Е., Азаренко В. А., Комарицкий М. М. К вопросу выбора мощност- ных характеристик перспективного автономного тягового подвижного состава // Транспорт Российской Федерации. — 2007. — № 10. — С. 20-21.

2. Гулиа Н.В. Накопители энергии. - М.: Наука, 1980, с.137-138.

3. Фалендыш А.П., Володарец Н.В. Оценка технического уровня маневрових тепловозов с гибридной передачей // Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.– №5(147) 2010. – С. 134-141.

4. Конструкция, расчет и проектирование локомотивов: Учеб. для студентов ВУЗов/ Под ред. А.А. Камаева. – М.: Машиностроение, 1981. – 351с.

ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА ОТ ВНЕДРЕНИЯ МЕРОПРИЯТИЙ ПО РЕКОНФИГУРАЦИИ РЕАЛЬНОЙ РАЗВЕТВЛЁННОЙ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ СЕТИ С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ ПОТЕРЬ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

[1]Халил Селим Т.М., [2]Горпинич А.В., [2]Саравас В.Е., [2]Захаренко Н.С.
[1]Саудовская электрическая компания (Саудовская Аравия)
[2]ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет» (Украина)

Введение. В большинстве случаев конфигурация распределительных сетей (РС) имеет радиальную структуру, а для резервирования электроснабжения (ЭС) потребителей используются межсекционные коммутационные аппараты между отдельными участками сети. Процесс реконфигурации (оптимизации конфигурации) РС – это процесс изменения топологии РС путём выполнения коммутационных операций с целью оптимизации её параметров. При возникновении устойчивых отказов элементов РС мероприятия по реконфигурации выполняются с помощью коммутационных операций, позволяющих минимизировать количество участков сети, оказавшихся без электроэнергии (ЭЭ), и сохранить ЭС как можно большего числа потребителей. В нормальных условиях эксплуатации реконфигурация РС осуществляется путём проведения переключений в определённых местах схемы, обеспечивая тем самым снижение потерь ЭЭ за счёт перераспределения её потоков по линиям, симметрирование нагрузки и улучшение качества напряжения в узлах схемы.

Актуальность исследований. В настоящее время значительное количество ЭЭ, вырабатываемой на электростанциях, теряется в процессе её передачи и распределения среди потребителей. Около 40 % от этих суммарных потерь приходится на потери в РС. Например, в 2006 г. суммарные потери ЭЭ в энергосистемах США составили 1638 млрд. кВт·ч, причём из них 655 млрд. кВт·ч составили потери именно в РС. Снижение этих потерь в РС всего лишь на скромные 10 % позволило бы сэкономить 65 млрд. кВт·ч ЭЭ, что в денежном эквиваленте равносильно экономии 5,7 млрд. $, учитывая среднюю стоимость 1 кВт·ч ЭЭ в США в 2006 г. Такое количество сэкономленной ЭЭ превышает потребление Швейцарии с населением 7,5 млн. чел. в 2008 г. и соответствует выбросам в атмосферу 39 млн. метрических тонн углекислого газа от электростанций, работающих на угле [1].

По данным Министерства энергетики и угольной промышленности, в Украине потери ЭЭ в РС достигают 14 %, тогда как в развитых странах они не превышают 6-8 % (например, это почти вдвое выше, чем в странах Евросоюза). В денежном выражении такой высокий уровень потерь приводит к убыткам порядка 800 млн. долларов ежегодно. Следует отметить, что относительные потери ЭЭ в электрических сетях СССР по данным 1990 г. составляли около 8,5 % . Формально в Украине существует «Энергетическая стратегия», рассчитанная на период до 2030 г., призванная повысить эффективность работы энергосистемы, которая среди прочего предполагает и снижение технологических потерь ЭЭ в электрических сетях до 6-7 %, однако для её реализации, например, только в развитие, реконструкцию и модернизацию РС необходимо инвестировать 134 млрд. грн.

Постановка задачи. Реконфигурация РС, наряду с установкой батарей конденсаторов (БК) и заменой сечений проводников на перегруженных по экономическим условиям участках, является одним из наиболее эффективных мероприятий по снижению потерь ЭЭ. Однако использование реконфигурации в реальных разветвлённых РС с большим количеством узлов приводит к задаче сложной многокритериальной частично целочисленной комбинаторной нелинейной оптимизации с заданными ограничениями в виде равенств и неравенств, поскольку при этом следует учитывать такие критерии, как максимальное снижение потерь активной мощности, сохранение напряжений в узлах схемы в заранее установленных пределах, отсутствие перегрузки по току в ветвях схемы и сохранение радиальной структуры РС. В настоящее время для её решения чаще всего

применяют эвристические методы и методы искусственного интеллекта, среди которых стоит отметить генетические алгоритмы (ГА), муравьиные алгоритмы (МА), нечёткую логику и метод роя частиц (МРЧ) [2-12]. Цель работы – представить селективный МРЧ (СМРЧ) и результаты его верификации применительно к решению задачи оптимизации конфигурации РС с целью снижения потерь ЭЭ, а также продемонстрировать на примере действующей схемы ЭС восточной части г. Мариуполь, содержащей 3 подстанции, 37 фидеров, 274 узла нагрузки, 284 ветви и 11 нормально разомкнутых коммутационных аппаратов (НРКА), возможный экономический эффект от внедрения мероприятий по реконфигурации.

Результаты исследований. Метод роя частиц – это стохастический оптимизационный алгоритм, моделирующий социальное поведение птиц в стае, косяков рыб или роя пчёл и методы, с помощью которых птицы летают (рыбы плавают) синхронно и умеют менять направление движения с перегруппировкой в оптимальные формации, находят источники пищи, спасаются от хищников и т.д. В МРЧ агентами являются «частицы», которые отражают возможные решения проблемы. Каждая частица перемещается в многомерном пространстве решений со скоростью, которая постоянно обновляется на основе собственного опыта и опыта соседей. Текущее состояние частицы характеризуется координатами в пространстве решений, а также вектором скорости перемещения. Оба этих параметра генерируются случайным образом на этапе инициализации. Кроме того, каждая частица хранит координаты лучшего из найденных ею решений (particle best), а также лучшее из пройденных всеми частицами решений (global best) – этим имитируется мгновенный обмен информацией между частицами. МРЧ был разработан на основе следующей модели:

1) когда, к примеру, одна из птиц достигает цели (допустим, обнаруживает пищу, что соответствует максимуму целевой функции), она мгновенно передаёт эту информацию всем другим птицам;

2) все другие птицы тоже стремятся достичь цели (обнаружить пищу), но каждая из них двигается к намеченной цели своим путём;

3) присутствует элемент собственного независимого мышления у каждой из птиц, так же как и память.

Таким образом, модель симулирует случайный поиск (ведь источники пищи обычно расположены случайным образом) в выбранном пространстве с целью достижения максимального значения целевой функции. По сути, мало-помалу после многих итераций птицы достигают цели (или максимума целевой функции).

МРЧ имеет ряд преимуществ по сравнению с другими современными методами оптимизации:

1) низкая алгоритмическая сложность – МРЧ легко реализуется с помощью любого высокоуровневого языка программирования;

2) при использовании МРЧ требуется меньше параметров (операторов алгоритма), которые необходимо регулировать;

3) МРЧ характеризуется повышенными когнитивными возможностями в плане хранения решений, так как каждая частица помнит о лучшем из найденных ею решений и лучшем из пройденных всеми частицами решений;

4) МРЧ обладает более высокой эффективностью поддержания разнообразия набора потенциальных решений (популяции роя), так как все частицы используют информацию о наилучшем решении для корректировки своего текущего состояния в сторону улучшения.

Первоначальная версия МРЧ предназначалась для решения проблем только нелинейной непрерывной оптимизации. Впоследствии появились различные модификации классической версии МРЧ, которые существенно расширили его возможности в решении широкого класса сложных инженерных и научных оптимизационных задач. Так, в большинстве инженерных приложений при решении проблем непрерывной или дискретной оптимизации очень часто приходится обновлять переменные состояния до стандартных

значений (например, до стандартных значений сечений проводников или мощностей БК, используемых для компенсации реактивной мощности). Авторами предложен «селективный» метод роя частиц, представляющий собой простую модификацию бинарного МРЧ, которая может быть использована в инженерной практике для поиска оптимальных вариантов в случаях, когда пространство решений состоит из специфических величин [13]. В отличие от классического МРЧ, в котором пространство поиска состоит из действительных чисел, и бинарного МРЧ, в котором пространство поиска состоит только из значений 0 или 1, в СМРЧ пространство поиска представляет набор выбранных переменных, причём оно может отличаться между *d*-мерными векторами.

Пусть пространство поиска для каждого *d*-мерного вектора $S_d = [s_{d1},\ s_{d2},\ \ldots,\ s_{dn}]$ представляет набор из dn позиций, где dn – количество выбранных позиций для *d*-мерного вектора. Как и в классическом и бинарном МРЧ, в СМРЧ сперва необходимо сформулировать фитнесс-функцию F и определиться с *d*-мерными векторами. Однако отличие заключается в том, что в данном случае фитнесс-функция F устанавливает связь между решаемой проблемой и каждым *d*-мерным вектором из dn величин, которые отображают пространство поиска S_d из выбранных переменных. Другими словами, позиция каждой частицы преобразуется из точки бинарного пространства или пространства из действительных чисел в точку пространства из выбранных переменных. Для этого необходимо сигмоидальную функцию, которая обычно применяется в искусственных нейронных сетях, преобразовать к виду:

$$sigmoid(\upsilon_{id}^{k+1}) = dn\frac{1}{1+\exp(-\upsilon_{id}^{k+1})}, \tag{1}$$

где υ_{id}^{k+1} – модифицированная скорость частицы на итерации k; $i = 1,\ 2,\ \ldots,\ n$, а n – размер популяции.

$$\upsilon_{id}^{k+1} = w\upsilon_{id}^{k} + c_1 r_1 (pb_{id}^{k} - x_{id}^{k}) + c_2 r_2 (gb_{d}^{k} - x_{id}^{k}), \tag{2}$$

где w – коэффициент инерции (весовая доля инерции); υ_{id}^{k} – текущая скорость; c_1 и c_2 – постоянные, характеризующие ускорение; r_1 и r_2 – две случайные величины в диапазоне $[0,1]$; $PB_i = [pb_{i1},\ pb_{i2},\ \ldots,\ pb_{id}]$ – наилучшая позиция каждой частицы (particle best); $GB = [gb_1,\ gb_2,\ \ldots,\ gb_d]$ – наилучшая глобальная позиция для всего роя (global best); x_{id}^{k} – текущая точка поиска.

При этом координата i каждой позиции частицы для данного *d*-мерного вектора будет являться выбранной переменной, обновлять которую можно с помощью выражения

$$x_{id}^{k+1} = \begin{cases} s_{d1}, \text{ если } sigmoid(\upsilon_{id}^{k+1}) < 1 \\ s_{d2}, \text{ если } sigmoid(\upsilon_{id}^{k+1}) < 2 \\ s_{d3}, \text{ если } sigmoid(\upsilon_{id}^{k+1}) < 3 \\ \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\ s_{dn}, \text{ если } sigmoid(\upsilon_{id}^{k+1}) < dn \end{cases}, \tag{3}$$

где $s_{d1},\ s_{d2},\ s_{d3},\ \ldots,\ s_{dn}$ – выбранные переменные в *d*-мерном векторе.

Значения скоростей ограничиваются некоторыми минимальными и максимальными величинами $[Vel_{\min},\ Vel_{\max}]$ с помощью выражения

$$\upsilon_{id}^{k+1} = \begin{cases} Vel_{\max}, \text{ если } \upsilon_{id}^{k+1} > Vel_{\max} \\ \upsilon_{id}^{k+1}, \text{ если } \left|\upsilon_{id}^{k+1}\right| \le Vel_{\max} \\ Vel_{\min}, \text{ если } \upsilon_{id}^{k+1} < Vel_{\min} \end{cases}. \quad (4)$$

Чтобы избежать постоянного значения скорости для каждой итерации и заставить частицу перемещаться в пространстве поиска, необходимо использовать выражение:

$$\upsilon_{id}^{k+1} = \begin{cases} rand \times \upsilon_{id}^{k+1}, \text{ если } \left|\upsilon_{id}^{k+1}\right| = \left|\upsilon_{id}^{k}\right| \\ \upsilon_{id}^{k+1} \qquad \text{в другом случае} \end{cases}. \quad (5)$$

Таким образом, чтобы применить СМРЧ для решения оптимизационной задачи, необходимо выполнить следующие этапы: 1) определить количество *d*-мерных векторов; 2) найти для каждого из них пространство поиска; 3) выбрать оптимальное решение среди пространств поиска для каждого *d*-мерного вектора, используя последовательно уравнения (2), (4), (5), (1) и (3).

Сравнительный анализ эффективности использования СМРЧ и других методов искусственного интеллекта был выполнен применительно к решению задачи реконфигурации РС с целью снижения потерь ЭЭ. Верификация осуществлялась с помощью двух тестовых схем IEEE (33-узловой и 69-узловой), а в качестве других методов оптимизации использовались нечёткая логика, ГА и МА. В результате верификации было установлено, что применение СМРЧ позволяет получить аналогичные результаты (табл. 1).

Таблица 1. Результаты верификации СМРЧ

Тестовая схема IEEE	Метод оптимизации	НРКА		Снижение потерь, %
		Первоначальная конфигурация	После реконфигурации	
33-узловая	ГА	33, 34, 35, 36, 37	7, 9, 14, 32, 37	31
	МА		7, 9, 14, 28, 32	
	СМРЧ		7, 9, 14, 32, 37	
69-узловая	ГА	69, 70, 71, 72, 73	14, 57, 61, 69, 70	56
	МА		12, 55, 61, 69, 70	
	Нечёткая логика		14, 56, 63, 69, 70	
	СМРЧ		14, 56, 63, 69, 70	

После верификации СМРЧ было принято решение применить его для оптимизации конфигурации действующей схемы ЭС восточной части г. Мариуполь, содержащей 3 подстанции, 37 фидеров, 274 узла нагрузки, 284 ветви и 11 НРКА. Упрощённая однолинейная схема, параметры линий и данные о нагрузках, а также принятые при моделировании допущения приведены в [14]. Для подтверждения и уточнения этих допущений в рассматриваемой сети 6 кВ были проведены длительные (в течение одной недели) измерения активной и реактивной мощности, несинусоидальности и несимметрии напряжений, коэффициента мощности и других показателей, выполненные с помощью анализатора качества электроэнергии Fluke 435 на четырёх присоединениях подстанции «Город-4» с максимальными потерями ЭЭ и отклонениями напряжения. Суммарные потери мощности, потери ЭЭ и потребляемая мощность при разных уровнях нагрузки, полученные до оптимизации с учётом принятых допущений, представлены в [14].

Для реализации СМРЧ была разработана специальная программа в среде MATLAB R2010a. Помимо оптимизации конфигурации схемы, в исследуемой сети была выполнена и оптимизация мест установки и мощности БК, чтобы сравнить эффективность этих двух методов снижения потерь. Суммарная установленная мощность БК, минимальные и

максимальные значения напряжений в узлах, а также суммарные потери активной мощности и ЭЭ для двух вариантов оптимизации приведены в табл. 2. Экономические показатели схемы после оптимизации приведены в табл. 3.

Таблица 2. Результаты моделирования для разных вариантов оптимизации

Показатель	До оптимизации	Оптимизация мест установки и мощности БК	Оптимизация конфигурации схемы
Суммарная установленная мощность БК, квар	0	13000	0
Минимальные значения напряжений в узлах, о.е.	0,79	0,9	0,88
Максимальные значения напряжений в узлах, о.е.	1,06	1,06	1,06
Суммарные потери активной мощности, кВт	4637,0	3804,6	3902,2
Суммарные потери ЭЭ за год, кВт·ч	15853464	13016471	13341410
Суммарные потери активной мощности, %	7,4	6	6,2
Суммарные потери ЭЭ за год, %	5	4	4,2

Таблица 3. Экономические показатели схемы для разных вариантов оптимизации

Показатель	Оптимизация мест установки и мощности БК	Оптимизация конфигурации схемы
Затраты на БК, $/год	17213,3	0
Экономия от снижения потерь активной мощности, $/год	139842,13	123434,72
Экономия от снижения потерь ЭЭ, $/год	99294,75	87921,90
Суммарная экономия, $/год	239136,88	211356,62
Срок окупаемости, лет	0,72	0,00
Остаточный период после момента окупаемости проекта, лет	9,28	10,00
Суммарная экономия за остаточный период, $	2219236,31	2113566,2

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы.

1. На основе СМРЧ реализован простой и эффективный алгоритм оптимизации конфигурации реальной разветвлённой РС с большим количеством узлов, верификация которого проведена с помощью двух тестовых схем IEEE (33-узловой и 69-узловой) путём сравнения его эффективности с другими методами искусственного интеллекта – нечёткой логикой, ГА и МА. В результате верификации было установлено, что применение СМРЧ позволяет получить аналогичные результаты.

2. Возможный экономический эффект от внедрения мероприятий по реконфигурации был продемонстрирован на примере действующей схемы ЭС восточной части г. Мариуполь, содержащей 3 подстанции, 37 фидеров, 274 узла нагрузки, 284 ветви и 11 НРКА. Показано, что применение реконфигурации как метода снижения потерь, не требующего инвестиционных расходов, приводит приблизительно к такому же экономическому эффекту, что и применение оптимизации мест установки и мощности БК, так как в обоих случаях наблюдается примерно одинаковое снижение потерь активной мощности и ЭЭ (с 7,4 % до около 6 % и с 5 % до около 4 %, соответственно). При этом суммарная экономия от снижения потерь активной мощности и ЭЭ составила около 211 тыс. $ в год, что эквивалентно примерно 16 % от суммарной стоимости потерь активной мощности и ЭЭ до реконфигурации. Кроме того, после реконфигурации улучшилось качество напряжения в узлах нагрузки (в режиме максимальных нагрузок минимальное

значение напряжения в узлах составило 0,88 о.е., в то время как до реконфигурации оно составляло 0,79 о.е.).

ЛИТЕРАТУРА

1. Smarter grids are more efficient: voltage and var optimization reduces energy losses and peak demands / X. Feng, W. Peterson, F. Yang, G. M. Wickramasekara, J. Finney // ABB Review. – 2009. – Vol. 3. – P. 33-37.

2. Hong Y.-Y. Determination of network configuration considering multiobjective in distribution systems using genetic algorithms / Y.-Y. Hong, S.-Y. Ho // IEEE Transactions on Power Systems. – 2005. – Vol. 20. – No. 2. – P. 1062 – 1069.

3. Radial network reconfiguration using genetic algorithm based on the matroid theory / B. Enacheanu, B. Raison, R. Caire, O. Devaux, W. Bienia, N. Hadjsaid // IEEE Transactions on Power Systems. – 2008. – Vol. 23. – No. 1. – P. 186 – 195.

4. Ahuja A. Using ant colony optimization for loss minimization in distribution networks / A. Ahuja, A. Pahwa // Proc. 37th Annual North American Power Symposium (NAPS 2005). – 23-25 October 2005. – Ames, Iowa (USA). – P. 470 – 474.

5. Khoa T. Q. D. A hybrid ant colony search based reconfiguration of distribution network for loss reduction / T. Q. D. Khoa, P. T. T. Binh // Proc. 3rd IEEE/PES Transmission and Distribution Conference and Exposition: Latin America (T&D-LA 2006). – 15-18 August 2006. – Caracas (Venezuela). – P. 1 – 7.

6. Swarnkar A. Efficient reconfiguration of distribution systems using ant colony optimization adapted by graph theory / A. Swarnkar, N. Gupta, K. R. Niazi // Proc. IEEE Power Engineering Society General Meeting. – 24-29 July 2011. – San Diego, California (USA). – P. 1 – 8.

7. Huang K.-Y. Distribution feeder energy conservation by using heuristics fuzzy approach / K.-Y. Huang, H.-C. Chin // International Journal of Electrical Power & Energy Systems. – 2002. – Vol. 24. – No. 6. – P. 439 – 445.

8. Das D. A fuzzy multiobjective approach for network reconfiguration of distribution systems / D. Das // IEEE Transactions on Power Delivery. – 2006. – Vol. 21. – No. 1. – P. 202 – 209.

9. Electric distribution network reconfiguration based on a fuzzy multi-criteria decision making algorithm / D. P. Bernardon, V. J. Garcia, A. S. Q. Ferreira, L. N. Canha // Electric Power Systems Research. – 2009. – Vol. 79. – No. 10. – P. 1400 – 1407.

10. Wu W.-C. Application of enhanced integer coded particle swarm optimization for distribution system feeder reconfiguration / W.-C. Wu, M.-S. Tsai // IEEE Transactions on Power Systems. – 2011. – Vol. 26. – No. 3. – P. 1591 – 1599.

11. Khalil T. M. Reconfiguration for loss reduction of distribution systems using selective particle swarm optimization / T. M. Khalil, A. V. Gorpinich // International Journal of Multidisciplinary Sciences and Engineering (IJMSE). – 2012. – Vol. 3. – No. 6. – P. 16 – 21.

12. Khalil Selim T. M. A selective particle swarm optimization for large scale practical distribution system reconfiguration / T. M. Khalil Selim, A. V. Gorpinich, I. Wasiak // Proc. 23rd International Conference and Exhibition on Electricity Distribution (CIRED 2015). – 15-18 June 2015. – Session 5. – Paper no. 0030. – Lyon (France), 2015. – P. 1 – 4.

13. Khalil T. M. Selective particle swarm optimization / T. M. Khalil, A. V. Gorpinich // International Journal of Multidisciplinary Sciences and Engineering (IJMSE). – 2012. – Vol. 3. – No. 4. – P. 1 – 4.

14. Khalil Selim T. M. Economical optimization of capacitor placement for large-scale practical distorted distribution network / T. M. Khalil Selim, A. V. Gorpinich // Electrical Power Quality and Utilization Journal. – 2013. – Vol. 16. – No. 2. – P. 21 – 29.

КУЛЬТИВИРОВАНИЕ МИКРОВОДОРОСЛЕЙ В СТОЧНЫХ ВОДАХ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА МОТОРНОГО БИОТОПЛИВА

Шаманский С. И., Бойченко С. В.
Национальный авиационный университет (Украина)

Потребление энергии человечеством постоянно возрастает. Для ее производства используется все больше и больше топлива, что создает существенное антропогенное давление на окружающую среду. Процессы усовершенствования методов очистки продуктов сгорания не успевают компенсировать увеличение количества загрязняющих веществ, которые образуются при сжигании топлива. Постоянные выбросы оксида углерода необратимо усиливают парниковый эффект. Поэтому задача поиска альтернативных возобновляемых видов топлива выходит сегодня на первый план.

Биотопливо становиться реальной альтернативой традиционным видам топлива. Для его производства на сегодняшний день используют преимущественно грунтовые культуры. Однако дефицит посевных площадей ставит задачу поиска других вариантов. Целесообразно обратить внимание на водные культуры, а именно микроводоросли. Одно из главных преимуществ последних – это возможность культивирования с использованием незначительных, а главное мало пригодных для выращивания грунтовых культур земельных площадей. Кроме того, скорость прироста биомассы микроводорослей может быть значительно выше, несмотря на малые размеры отдельных организмов (в основном от 2 до 50 мкм). Исследования показывают, что при благоприятных условиях некоторые виды могут удваивать свою биомассу до восьми раз в сутки. Микроводоросли часто содержат значительно большее количество липидов, чем биомасса грунтовых растений. В некоторых культурах содержание липидов может превышать 80 процентов сухой массы. Благодаря этому энергетическая ценность полученных из них продуктов может превышать энергетическую ценность пальмового масла в 20 раз, а рапсового масла в 120 раз. При этом продукты не содержат серы, токсических веществ, кроме того, они, как правило, хорошо разлагаются микроорганизмами в окружающей среде, поэтому являются значительно меньшими ее загрязнителями, чем, например, нефтепродукты.

По результатам анализа свойств прироста биомассы микроводорослей, а также накопления в них липидов авторами предлагается целый ряд штаммов микроводорослей пригодных для культивирования с целью последующего производства моторного биотоплива [1]. Среди них особого внимания могут заслуживать штаммы botryococcus braunii и chlorella vulgaris.

На сегодняшний день можно наблюдать различные предлагаемые технологии культивирования. Их можно разделить на два вида: технологии культивирования в открытых водоемах, и технологии культивирования в специальных закрытых установках – фотобиореакторах или фотобиоконверторах.

Одними из главных недостатков открытых водоемов можно назвать влияния на них погодных условий. Культивирование можно успешно проводить только в теплую пору года при достаточном количестве солнечного света. Негативно сказываются также возможные неконтролируемые изменения свойств культуральной среды в следствие ее загрязнения (появление в среде различных химических соединений, микроорганизмов, изменение ее кислотности и т. д.).

Закрытые фотобиореакторы по конструкции могут сильно отличаться друг от друга. Их предлагают изготавливать в виде прозрачных колб, прозрачных змеевиков, больших прозрачных баков, открытых контейнеров, расположенных внутри закрытого прозрачного корпуса и другие. Они, как правило, не имеют основных недостатков открытых прудов. Но при этом имеют свои. В колбах и змеевиках образуется налет на стенках, что препятствует попаданию света вовнутрь. В больших прозрачных баках тоже наблюдаются проблемы с освещением из-за необходимости свету преодолевать большие толщи воды, заполненные

микроводорослями. Конструкции с открытыми контейнерами в закрытых корпусах сталкиваются с проблемами насыщения культуральной среды углекислым газом и эффективностью его использования, а также с проблемами организации непрерывности процесса культивирования. Из-за имеющихся недостатков фотобиореакторы не получили пока достаточно широкого распространения.

На основании анализа недостатков существующих технологий авторами предложена новая конструкция фотобиореактора закрытого типа с непрерывным процессом культивирования не имеющая указанных выше недостатков [2]. Он состоит из горизонтального прозрачного корпуса с внутренним валом и шнековой лопаткой, которая делит внутренне пространство на секции. В нижней части корпуса находятся подводные шланги с барботажнимы трубками для подачи внутрь корпуса и распыления там углекислого газа и других веществ. В верхней части корпуса имеются сбросные клапана для отвода продуктов фотосинтеза и излишков углекислого газа. Вращение корпуса с помощью приводного механизма приводит к перемещению культуральной жидкости с культивируемыми микроводорослями от загрузочного люк к люку выгрузки, делая процесс культивирования непрерывным. Устройство обладает механизмом очистки прозрачных стенок корпуса изнутри от постоянно образующегося налета, что улучшает попадание света внутрь. Барботаж углекислого газа сквозь культуральную среду способствует перемешиванию микроводорослей и постоянной смене их положения относительно прозрачных стенок корпуса. Это улучшает освещенность отдельных организмов микроводорослей способствуя интенсификации фотосинтеза. Закрытость корпуса позволяет нагнетать углекислый газ во внутрь корпуса под давлением, увеличивая его растворимость в воде и улучшая его усвоение микроводорослями. Все это способствует ускорению прироста биомассы [3].

Важным ресурсом, необходимым для культивирования микроводорослей является вода, как основа культуральной среды. Практика показывает, что использование сточных вод как основы для культуральной среды, дает возможность сократить потребление чистой воды на эти цели до 90%. При этом сточные воды должны быть предварительно очищенными, прежде всего для придания им прозрачности.

Практика показывает, что хозяйственно-бытовые стоки, прошедшие механическую и биологическую очистку, на традиционных канализационных очистных сооружениях, содержат большое количество биогенных элементов (соединений азота и фосфора). Их концентрация на выходе из очистных сооружений не является постоянной, а колеблется в зависимости от многих факторов. Сброс этих элементов в открытые водоемы вместе с очищенными сточными водами часто является причиной евтрофикации этих водоемов (взрывообразного развития фитопланктона в толще води, и прежде всего на ее поверхности). Это снижает способность света и кислорода проникать в толщу воды. Их недостаток приводит к гибели флоры и фауны. Микроводоросли являются хорошими поглотителями биогенных элементов (соединения фосфора и азота используются в процессе фотосинтеза). Таким образом процесс культивирования сырья для производства моторного биотоплива может быть совмещен с процессом очистки сточных вод от биогенных элементов и предотвращения евтрофикации водоемов.

ЛІТЕРАТУРА

1. Shamanskii S. I., Nestorjak D. M. Bioconversion of Solar Energy as a Perspective Direction in Alternative Energy. // «Green Energy». Міжнародна науково-практична конференція: 17–19 липня 2012 р.: Київ – 2012. – С. 371–372.

2. Шаманський С. Й. Установка для біоконверсії сонячної енергії безперервної дії / С. Й. Шаманський // Наукоємні технології – 2015. – №2 (26). – С. 115–119.

3. Цоглин Л. Н. Биотехнология микроводорослей [Текст] / Цоглин Л. Н., Пронина Н. А. – Москва: Научный мир. – 2012. – 182 с.

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ АВІАЦІЙНИХ БІОПАЛИВ ДЛЯ ПОКРАЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОВІТРЯНИХ СУДЕН

[1]Яковлєва А.В., [1]Бойченко С.В., [1]Шкільнюк І.О., [1]Черняк Л.М., [1]Вовк О.А., [2]Lejda K.
[1]Національний авіаційний університет, Україна
[2]Rzeszow University of Technology (Польща)

Вступ. Транспортна система виступає найважливішою складовою економічного розвитку будь-якої країни, безперебійна робота якої забезпечує її становлення і сталий розвиток. Особливу роль у цьому процесі, безперечно, відіграє авіаційний транспорт.

Сучасна авіація постійно розвивається. На сьогодні у світі нараховується близька 2 тис. авіакомпаній, що оперують більш ніж 50 тис. літаків. Світовий об'єм авіаційних пасажироперевезень щорічно збільшується на 4-5%. Розширення авіапарку та збільшення кількості виконаних польотів зумовлює зростання об'єму споживання авіаційних палив. Разом з тим, розвиток авіаційної галузі викликає збільшення антропогенного навантаження на довкілля.

Постановка проблеми. Сучасна авіація виступає одним з основних споживачів палив нафтового походження у вигляді авіабензинів та реактивних палив. Більша частина парку цивільної авіації оснащена повітряно-реактивними двигунами (ПРД), що працюють на реактивному паливі. Протягом десяти років (1992 – 2002 рр.) рівень споживання палив для ПРД зріс на 21%. Авіаційні судна є відповідальними за більш ніж 2% світової емісії CO_2. Окрім CO_2, відпрацьовані гази літальних апаратів (ЛА) містять низку інших компонентів, що негативно впливають як на здоров'я людини, так і на глобальні зміни клімату на планеті [1]. І, до 2050 року повітряний транспорт буде джерелом 20% усіх шкідливих речовин, що викидаються в світі. У зв'язку з цим, в останні роки досить гостро постало питання екологізації авіаційної галузі, а саме зменшення викидів парникових газів, таких як CO_2, CH_4 та інших, а також зниження токсичності відпрацьованих газів ЛА. Одним зі шляхів вирішення даної проблеми є пошук та впровадження в авіацію альтернативних біопалив.

Аналіз досліджень та публікацій. Починаючи з середини 70-х років велися пошуки альтернативних джерел енергії, що могли б замінити нафту [2]. У Канаді та Венесуелі, наприклад, відкритим способом розроблялися бітумінозні піски (нафтоносні піски, у яких після зникнення легких фракцій залишаються важкі нафти, бітум і асфальт). Запаси нафти у нафтових пісках Канади і Венесуели складають приблизно 3400 млрд. барелів [2]. Цієї нафти за нинішніх темпів споживання вистачить на 110 років. У США зосереджені великі запаси горючих сланців, що теж використовуються для отримання палив. Горючі сланці містять загалом близько 2,8 – 3,2 трлн. тонн нафти [2]. В якості сировини для виробництва палив застосовуються буре та кам'яне вугілля і природний газ [1, 3, 4].

Однак, серйозною проблемою отримання палива із зазначених видів сировини є їх негативний вплив на навколишнє середовище. Вугілля, природний газ, так само як і нафта є невідновлюваними сировинними енергоресурсами. Крім того, видобуваючи їх з надр та перетворюючи у кінцевому рахунку на вуглекислий газ, підвищується концентрацію CO_2 в атмосфері, і тим самим посилюється парниковий ефект, що спричиняє потепління клімату на Землі з наступними катастрофічними наслідками [4].

В останні роки набуває популярності розробка технологій отримання авіаційних палив з відновлюваної сировини: рослинної біомаси, промислових, побутових та сільськогосподарських відходів. Вже розроблено альтернативні моторні палива, що отримують з кукурудзи, сої, цукрової тростини, ріпаку та інших сільськогосподарських рослин. Це спирти та ефіри при згоранні яких також утворюється CO_2. Однак, цей вуглекислий газ був раніше поглинений рослинами з повітря, а отже використання біомаси в якості сировини для виробництва палив не спричиняє підвищення вмісту CO_2 в атмосфері [1].

Мета. Беручи до уваги постійний розвиток сучасної авіації, а відтак збільшення навантаження на навколишнє природне середовище, необхідним є дослідження потенціалу авіаційних біопалив не тільки для вирішення проблеми вичерпності сировини, а й шляху екологізації роботи ЛА. Метою даної роботи є аналіз можливостей підвищення деяких екологічних характеристик ПРД шляхом використання біопалив на основі рослинних олій.

Екологічні вимоги до якості авіаційних палив. Сучасні палива для цивільної авіації мають задовольняти ряд вимог, пов'язаних з економічністю, надійністю та довговічністю роботи авіаційної техніки. А в останні десятиріччя особливої популярності та гостроти набуває така вимога, як екологічна безпечність палива [5].

Говорячи про екологічну безпечність палива, слід розуміти, що воно має спричиняти найменший вплив на навколишнє середовище на всіх етапах його експлуатації (виробництво, транспортування, заправка повітряних суден, зберігання, та безпосередньо використання). Особливо гостро стоїть питання з викидами продуктів згоряння палива в атмосферу, їх об'ємами та хімічним складом. Крім того палива мають бути безпечними та не спричиняти негативного впливу на організм людини.

В той же час авіаційні палива мають забезпечувати надійність та довговічність роботи ЛА, тобто мати оптимальний фракційний склад, що забезпечує стабільний процес згоряння у всіх режимах роботи двигуна та не викликати утворення парових пробок в паливній системі при висотних польотах. Паливо та продукти його згоряння не повинні спричиняти шкідливого впливу на деталі паливної системи та двигуна, крім того мають забезпечувати надійну роботу двигуна у широкому діапазоні зовнішніх умов (температура, тиск, вологість та ін.) [4, 5, 6] .

Однак, на практиці реактивні палива не здатні забезпечувати всього комплексу бажаних властивостей. Більш того, деякі з них є взаємно виключаючими. Так, наприклад, наявність сірки в паливі зводиться до мінімуму у зв'язку з токсичністю відпрацьованих газів та підвищеною корозійною агресивністю палива. В той же час, палива повністю очищені від сірки продемонстрували гірші протизношувальні властивості і вимагали додаткового введення певних присадок. Крім того, вартість процесу повного видалення сірки дуже висока. Таким чином, необхідним є пошук оптимального балансу фізико-хімічних, експлуатаційних та екологічних властивостей з метою забезпечення ефективної, надійної та безпечної роботи літальних апаратів [5].

Показники токсичності відпрацьованих газів ПРД. Відпрацьовані гази ПРД представляють собою складну, багатокомпонентну суміш газів, пари, крапель рідини, дисперсних твердих частинок. Загалом відпрацьовані гази авіаційних двигунів містять близько 280 компонентів, серед яких можна виділити основні: продукти повного згорання палива (CO_2 та водяна пара), речовини, що утворюються в процесі термічного синтезу з повітря при високих температурах (NO_x), продукти неповного згорання палива (CO, вуглеводні CH_x, сажа), а також оксиди сірки SO_x, альдегіди RCHO, продукти конденсації та полімеризації [7]. Крім того, відпрацьовані гази містять продукти згорання різноманітних паливних присадок. Усі ці речовини, більшість з яких є токсичними, потрапляючи в навколишнє середовище, спричиняють шкоду рослинному та тваринному світу, негативно впливають на здоров'я людей.

Якість палива, його фізико-хімічні властивості, а отже і склад відпрацьованих газів визначаються природою та властивостями сировини, способами отримання базових фракцій, методами їх очистки, властивостями присадок, що додаються Традиційно реактивні палива отримують з нафти, що утворена вуглеводнями різних класів та містить у своєму складі певну кількість води, механічних домішок та деяких гетероатомних сполук [5, 6, 7]. Нижче приведено взаємозв'язок між фізико-хімічними показниками палив для ПРД та токсичністю їх викидів.

Масова частка ароматичних вуглеводнів. Даний показник, вказує на наявність у паливі ароматичних сполук. Ароматичні вуглеводні характеризуються підвищеною схильністю до нагароутворення та димлення. Найбільший вплив на нагароутворення та

димлення мають біциклічні вуглеводні [4]. Окрім того, ароматичні вуглеводні погіршують сумісність палива з гумовими та пластмасовими ущільненнями.

Вміст загальної сірки. Наявність у паливі сірки і її сполук є причиною корозійних процесів деталей літальних апаратів, трубопроводів резервуарів та ін.. Підвищений вміст сірки призводить до швидшого зношування деталей двигуна, утворення відкладень, нагароутворення та більшої токсичності викидів [4]. Вміст меркаптанової сірки. Цей показник вказує на вміст сірки в меркаптанах – активних сіркоорганічних похідних вуглеводнів, що містять групу – SH. Він є показником сумісності з матеріалами, що характеризує корозійність палива та токсичність викидів відпрацьованих газів ПРД [4].

Одним з найбільш вагомих компонентів відпрацьованих газів ПРД є сажа. Вона представляє собою тверді частинки, що складені розчинними та нерозчинними в органічних розчинниках фракції [6, 7]. В основному це вуглець (95-98%) та хімічно зв'язаний водень (1-3%). Сажові частинки адсорбують високомолекулярні вуглеводні, альдегіди та сірковмісні солі. В основі процесу формування частинок сажі полягає термічний розклад вуглеводнів палива, утворення активних вуглеводневих частинок, ріст ядер сажі, їх агломерація та окиснення. Наявність сажі у відпрацьованих газах знижує їх прозорість, викиди містять дим чорного забарвлення. Окрім того, сажа містить канцерогенні поліциклічні ароматичні вуглеводні, солі оксидів сірки, деякі метали та компоненти присадок [7].

Наявність у відпрацьованих газах ПРД таких токсичних компонентів як оксиди сірки зумовлено вмістом у реактивному паливі сірки та її сполук (елементарна сірка S, сірководень H_2S, меркаптани RSH та ін..). За високих температур і надлишку кисню ці сполуки згорають до оксидів SO_2 та SO_3, які в атмосфері реагують з вологою повітря і утворюють сірчану та сірчисту кислоти. Вміст сірки в реактивному паливі дуже жорстко нормується, однак повністю її виключити не можливо. Це пов'язано з тим, що наявність сірки у паливі спричиняє позитивний вплив на його протизношувальні властивості [7].

Серйозну небезпеку для довкілля та здоров'я людини становить моноксид вуглецю, або чадний газ. Він представляє собою газ без кольору та запаху, що є проміжним продуктом хімічної реакції вуглеводневого палива та кисню. В умовах роботи авіаційних двигунів вуглеводні палива, кисень та водяна пара розкладаються з утворенням вуглеводневих радикалів типу CH_3, вуглецю C, атомарних кисню та водню, груп OH та CHO, в результаті рекомбінацій яких і утворюється CO. Основною причиною утворення чадного газу є нестача кисню, що призводить до неповного згорання палива [7].

Досить широку групу токсичних компонентів відпрацьованих газів складають неспалені вуглеводні [4, 7]. Серед них у викидах ПРД присутні парафіни, олефіни, нафтени, поліциклічні ароматичні вуглеводні та ін.. Вуглеводні, що знаходяться у рідкій або твердій фазах (найчастіше високомолекулярні) адсорбуються на частинках сажі. Низькомолекулярні вуглеводні присутні у викидах у газоподібному стані і надають їм білого кольору. Такі вуглеводні формуються в результаті неповного згорання палива за умов нестачі кисню [7].

Застосування біокеросину для ПРД. Аналізуючи існуючі на сьогодні технології виробництва авіаційних палив, їх можна умовно поділити на 5 груп відповідно до типу сировини [1, 3, 8]:

– Палива на основі традиційної нафти;

– Палива на основі нетрадиційної нафтової сировини (сланці, бітумінозні піски);

– Синтетичні палива виготовлені з вугілля, природного газу та біомаси ФТ-процесом;

– Палива на основі рослинних олій та тваринних жирів (біодизель, біокеросин, гідрогенізовані рослинні олії);

– Палива на основі спиртів (етанол, бутанол). Однак останні не задовольнять вимог. Що висуваються до реактивних палив і радше є альтернативною бензинам.

Зважаючи на актуальність розробки альтернативних технологій виробництва біопалив, представниками Національного авіаційного університету розпочато масштабну роботу в цьому напрямку.

Було досліджено низку факторів, які на нашу думку є ключовими у виборі оптимальної технології. Серед таких факторів слід відмітити стан економіки, наявність сировинної бази, наявність необхідних технологій та обладнання. В результаті, ми дійшли висновку, що оптимальною для умов України є технологія виробництва авіаційного біокеросину.

Біокеросин представляє собою суміш традиційного нафтового керосину, та біокомпоненту в певних концентраціях. Відсоток біокомпоненту в суміші може сягати 50%. Як біокомпонент використовуються метилові/етилові ефіри жирних кислот рослинних олій (МЕЖК/ЕЕЖК). Технологія отримання біокомпоненту досить проста і подібна до виробництва біодизелю. В основі полягає процес етерифікації жирних кислот рослинних олій метиловим чи етиловим спиртом у присутності лужного каталізатору [7]. Після очистки кінцевими продуктами є ефіри та гліцерин.

У якості сировини для виробництва біокомпонентів використовуються різноманітні високоолійні рослини, вибір яких залежить від географічних та кліматичних умов вирощування. Для умов України раціональною є переробка ріпакової олії, також в певній кількості соняшникової та соєвої олій.

Застосування МЕЖК/ЕЕЖК рослинних олій у якості альтернативи нафтовому реактивному паливу має цілу низку переваг. Так як біокомпоненти є похідними жирних кислот, вони значно відрізняються за своїм компонентним складом від нафти. Рослинні олії володіють виключно низьким вмістом сірки та ароматичних вуглеводнів, що означає майже повну відсутність у відпрацьованих газах двигунів оксидів сірки та поліциклічних ароматичних вуглеводнів; викиди містять менше неспалених вуглеводнів [9]. Однак, як відомо певний вміст сірки у паливі позитивно впливає на його протизношувальні властивості. Тож виникає деяка непевність, чи здатне біопаливо забезпечити відповідний рівень захисту деталей ПРД від зношування. Спираючись на досвід застосування МЕЖК/ЕЕЖК рослинних олій у дизельних двигунах автомобілів, можна говорити про їх позитивний вплив на протизношувальні властивості. Дані властивості є дуже важливими, адже підвищене зношування деталей двигуна призводить до зміни його гідродинамічних характеристик, порушень режиму роботи, збільшенню нагароутворення та димлення [7, 9]. Протизношувальні властивості палив залежать від ряду факторів, найважливішими з яких є змащувальна здатність та наявність механічних домішок. Змащувальна здатність палива на пряму залежить від в'язкості. Чим вона вище, ти більша несуча здатність плівки палива, що знаходиться між парами тертя деталей ПРД. У зв'язку з цим встановлюють нижню межу в'язкості, що для традиційних реактивних палив становить 1,25 мм^2/с [7]. Біокомпоненти отримані з рослинних олій відрізняються вищими значеннями в'язкості у порівнянні з керосином нафтового походження. Нами встановлено, що в'язкість ЕЕЖК ріпакової олії становить 7,2 мм^2/с, а ЕЕЖК соняшникової олії 6,9 мм^2/с. Можливо припустити, що суміші біокеросину володіють гарними протизношувальними властивостями, в результаті змішування біокомпонентів з традиційним реактивним паливом вдасться значно знизити вміст сірки.

Говорячи про вплив біопалив на довкілля, необхідно відмітити, що паливо на основі рослинних олій є відносно нешкідливим для навколишнього середовища, так як при розливах на поверхню землі дуже швидко піддається біологічному розкладенню, як і будь-який інший компонент рослинної сировини [8, 9]. Також слід зазначити, що застосування біопалив, на відміну від традиційних нафтових палив, не призводить до порушення загального балансу CO_2 в атмосфері. Це пояснюється тим, що рослини, які використовують у якості сировини для біопалив, у процесі своєї життєдіяльності споживають необхідний їм вуглекислий газ із атмосфери [3].

Висновки. У даній статті наведено інформацію про сучасний стан сировинної бази для виробництва реактивних палив. Незважаючи на обмеженість світових запасів нафти, вона й досі залишається основним ресурсом для виробництва палив для ПРД. Однак, на сьогодні існує ціла низка проблем, пов'язаних з використанням авіаційних палив на основі викопної сировини. У зв'язку з цим до сучасних палив для ПРД висувається низка екологічних вимог. Нами проведено аналіз основних показників токсичності відпрацьованих газів ПРД, процесів їх утворення та впливу на навколишнє природне середовище.

Для вирішення проблем, описаних у статті, нами запропоновано використання авіаційних біопалив, а саме біокеросину на основі рослинних олій. Завдяки своєму рослинному походженню біопалива не містять багатьох речовин, що негативно впливають на якість відпрацьованих газів ПРД, зокрема сполук сірки та ароматичних вуглеводнів; забезпечують більш повне згорання палива, а отже менший вміст сажі та інших твердих частинок у викидах.

На нашу думку застосування біопалив у авіації є перспективним з огляду на можливість вирішення зазначених екологічних проблем. Це питання потребує проведення експериментальних досліджень фізико-хімічних, експлуатаційних та екологічних характеристик біопалив. Результати проведених досліджень планується опублікувати у наступній статті.

ЛІТЕРАТУРА

1. Hileman J.I,. Near-Term Feasibility of Alternative Jet Fuels / J.I. Hileman, H.M. Wong, I. Waitz – Santa Monica, California: RAND Corporation, 2009. – 120 p.

2. Ергин Д. Добыча: Всемирная история борьбы за нефть, деньги и власть / Д. Ергин – М.: «Альпина Паблишер», 2011, – 960 с.

3. Крылов И.Ф. Альтернативные моторные топлива. Производство, применение, перспективы / И.Ф. Крылов, В.Е. Емельянов // Мир нефтепродуктов. – 2008. – №1. – С. 38 – 42.

4. Андіїшин М.П. Газ природний, палива та оливи: моногр. / М.П. Андріїшин, Я.С. Марчук, С.В. Бойченко, Л.А. Рябоконь. – Одеса: Астропринт, 2010. – 232 с.

5. Яновский Л.С. Основы авиационной химмотологии / Л.С. Яновский, В.П. Дмитренко, Н.Ф. Дубровкин. – М.: МАТИ, 2005. – 680 с.

6. Большаков Г.Ф. Гетероорганические соединения реактивных топлив / Г.Ф. Большаков, Е.А. Глебовская. – Ленинград: Гостоптехиздат, 1962. – 220 с.

7. Девянин С.Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельних двигателей: моногр. / С.Н. Девянин, В.Г. Семенов. – Х.: Новое слово, 2007. – 452 с.

8. Яновский Л.С. Альтернативные реактивные топлива: проблемы и перспективы / Л.С. Яновский, Е.П. Федоров, Н.И. Варламова, П.В. Бородако, И.М. Попов // Вестник НАУ. – 2009. – № 1. – С. 108 – 112.

9. Нагорнов С.А. Техника и технологии производства и переработки растительных масел: учеб. пособие / С.А. Нагорнов, Д.С. Дворецкий, С.В. Романцова, В.П. Таров; Мин-во образования и науки Рос. Федерации, Тамбов. гос. техн. ун-т. – Тамбов: Изд-во ГОУ ВПО ТГТУ, 2010. – 96 с.

Секція 3

РОБОЧІ ПРОЦЕСИ, ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ ТРАНСПОРТНОГО І ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

ОРГАНИЗАЦИЯ ВНУТРЕННЕГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ НА УЧАСТКЕ СЖАТИЯ В СУДОВЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

[1]Белоусов Е.В., [1]Савчук В.П., [1]Грицук И.В., [2]Белоусова Т.П.
[1]Херсонская государственная морская академия (Украина)
[2]Херсонский национальный технический университет (Украина)

Малооборотные дизели составляют основу современной судовой энергетики, однако ужесточение экологических норм и рост цен на нефтяные топлива заставили их производителей направить свои усилия на разработку газодизельных МОД. У двухтактных двигателей воздух, перед поступлением в рабочий цилиндр, заполняет подпоршневую полость, имеющую достаточно большой объем. Это не позволяет организовать в них внешнее смесеобразование, так как в этом случае увеличивается опасность взрыва в подпоршневом пространстве. Поэтому в современных двухтактных двигателях используется внутреннее смесеобразование, при котором газовое топливо (ГТ) подается в рабочий цилиндр на такте сжатия сразу после закрытия органов газораспределения под низким давлением (двигатели фирмы Wärtsilä) или непосредственно перед приходом поршня в ВМТ под высоким давлением (двигатели фирмы MAN). Специфические условия работы судов наложили свои отпечатки на развитие топливных систем судовых двигателей, работающих на газе. В первую очередь это связано с необходимостью сохранить возможность работы двигателя на жидких топливах. Исходя из этого, основная масса судовых двигателей создается сегодня двухтопливными (dual-fuel (DF)), то есть способными работать на газовом, жидком топливе или на обоих топливах одновременно в различных пропорциях [1-7].

Очевидно, что помимо уже реализованных технических решений существуют промежуточные варианты, связанные с подачей газового топлива в рабочий цилиндр на разных участках процесса сжатия. При этом смещение процесса смесеобразования относительно процесса сжатия может позволить избавиться от недостатков присущих системам низкого давления и снизить роль недостатков присущих системам высокого давления.

В основу нашего исследования легло предположение, что использование среднего давления для подачи газа в рабочий цилиндр позволит, уменьшить затраты на сжатие газового топлива, сократить время пребывания газо-воздушной смеси в рабочем цилиндре до момента ее воспламенения, что позволит уменьшить вероятность возникновения детонации, прорыва газо-воздушной смеси в подпоршневое пространство.

Для анализа возможности смесеобразования на различных участках процесса сжатия авторами была разработана расчетная модель позволяющая получить значение массовых расходов ГТ через газовый клапан заданного сечения. Основной особенностью модели является необходимость учитывать протекание смесеобразования в условиях меняющегося в процессе сжатия противодавления. В качестве примера далее приведены результаты моделирования процессов смесеобразования в судовом малооборотном газодизельном двигателе RT-flex50DF. В таблице 1 приведены основные характеристики двигателя, топлива и процесса подачи газа использованные при моделировании.

В результате моделирования было исследовано десять вариантов подачи ГТ в процессе сжатия. Для обеспечения надежного поступления ГТ в рабочий цилиндр давление перед газовым клапаном принималось на ≈20% выше максимального давления в цилиндре на момент прекращения подачи. На рис. 1 линия 2, соответствует режиму подачи ГТ характерному для двигателя RT-flex50DF с подачей газа под давлением 1,6 МПа, а линия 10 режиму подачи в двигателях с прямым впрыском под давлением 20 МПа. Полученные для этих случаев углы начала и конца подачи ГТ совпадают с данными двигателей, в которых такие способы смесеобразования реализованы на настоящий момент.

Таблица 1 – Исходные данные для расчетов

Параметр	Значение	Ед. изм.
Цилиндровая мощность двигателя	1620	кВт
Частота вращения двигателя	124	мин$^{-1}$
Коэффициент запаса давления ГТ на участке подачи	1,2	
Часовой расход газового топлива	256,67	кг/ч
Плотность ГТ при начальном давлении	0,656	кг/м^3
Количество газовых клапанов на цилиндр	2	шт.
Проходное сечение газовых клапанов	0,00040	м^2
КПД компрессора	0,6500	
Газовая постоянная ГТ	783	кДж/(кг К)
Удельный объем ГТ	0,0544	м^3/кг
Удельная изобарная теплоемкость ГТ	2483	кДж/(кг К)
Удельная изохорная теплоемкость ГТ	1700	кДж/(кг К)
Начальный объем ГТ при атмосферном давлении	391,26	м^3
Цикловая порция ГТ, массовая	0,0345	кг

На рис. 1 представлено расчетные кривые изменения массового расхода ГТ на рассмотренных участках, из которых видно, что при подаче ГТ в начале процесса сжатия, сразу после закрытия органов газораспределения, принятый запас по давлению обеспечивает истечение газа из соплового канала газового клапана с критической скоростью. В результате этого на начальных этапах подачи газа, его расход через сопловое отверстие остается постоянным. Особенно это хорошо видно для случая подачи ГТ в двигатель при давлении 1,6 МПа, характерном для двигателя RT-flex50DF (кривая 2).

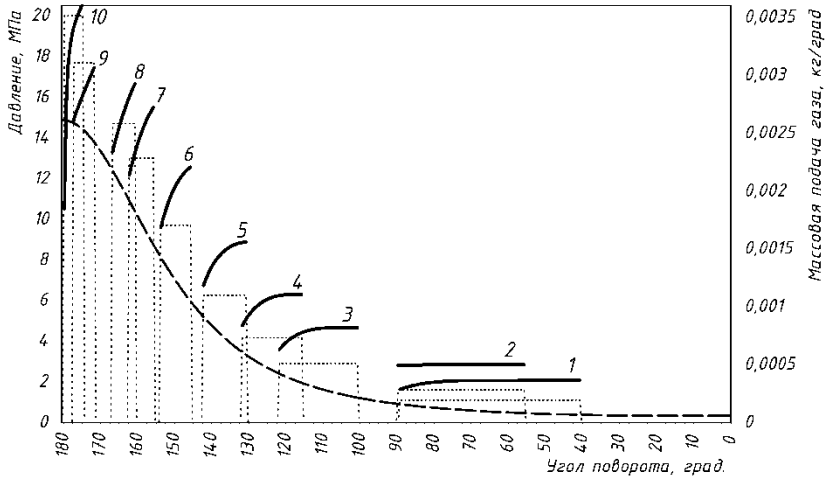


Рисунок 1. Изменение массовой подачи ГТ в рабочий цилиндр двигателя на такте сжатия на разных участках 1-10 – под давлением 1,1; 1,6 2,9; 4,15; 6,25; 9,7; 13; 14,7; 17,67; 20 МПа соответственно; – – – – линия сжатия в координатах $p\varphi$; ── – линия массового расхода ГТ через сопловое отверстие газового клапана

В этом случае на протяжении всего процесса подачи ГТ скорость его поступления остается закритической, а расход постоянным, не зависящим от давления в цилиндре.

Смещение процесса топливоподачи в сторону ВМТ приводит к увеличению противодавления, в результате чего истечение ГТ из соплового отверстия переходит из закритической в докритическую область. В результате этого расход топлива с ростом давления в рабочем цилиндре уменьшается. Из рис. 1 видно, что при давлении перед газовым клапаном 6,25 МПа (кривая 5), истечение ГТ происходит только в докритической области. Это усложняет алгоритм управления газовым клапаном, поскольку требуется корректировка угла его закрытия с учетом переменного характера подачи.

Из рис. 2 видно, что с увеличением давления перед газовым клапаном, затраты на сжатие ГТ возрастают с 2,5% от мощности цилиндра при давлении 1,1 МПа до 9,7% при давлении 20 МПа. При этом время открытия клапана сокращается на порядок с 0,066 до 0,0064 с, что повышает требования к его быстродействию.

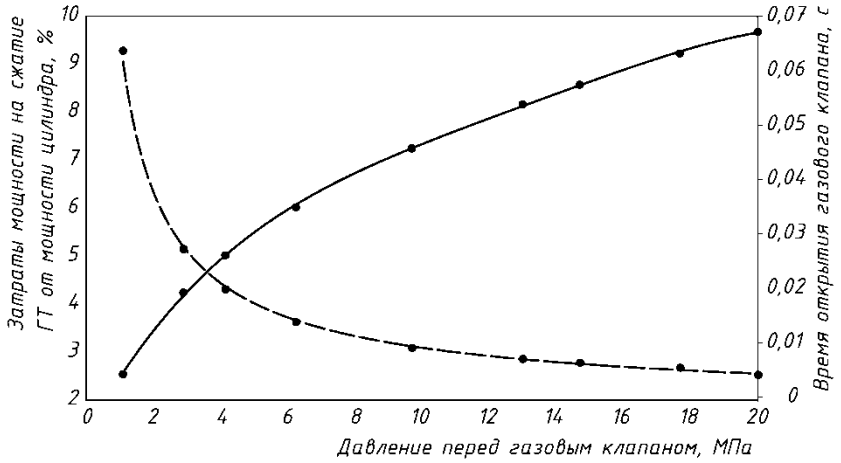


Рисунок 2. Относительные затраты мощности на сжатие ГТ перед подачей его в цилиндр двигателя (——)на такте сжатия и время открытия газового клапана как функция давления перед ним (– – –)

Выводы. Проведенный анализ, позволяет предположить, что вполне рациональным с точки зрения практической реализации может быть вариант смесеобразования, при котором ГТ подается в рабочий цилиндр под давлением 4,15 МПа на участке 115-132° п.к.в. В этом случае на момент открытия газового клапана поршень пройдет более 73% своего хода. В результате значительно сократится время пребывания газо-воздушной смеси в рабочем цилиндре до момента ее поджига, что позволит значительно уменьшить вероятность возникновения детонационного сгорания. Это даст возможность при использовании ГТ эксплуатировать двигатель на режимах полной эксплуатационной мощности, что не может быть реализовано в двигателях с системами низкого давления. Кроме того, может быть сокращено время на стабилизацию состава газо-воздушной смеси, в результате чего будет увеличена скорость реакции двигателя на изменение нагрузки. Количество газо-воздушной смеси проникающей в подпоршневую полость через неплотности поршневых колец тоже уменьшиться, в результате чего вероятность взрыва в подпоршневом пространстве сократиться. Затраты энергии на сжатие газа до давления около 3,5...4,5 МПа составят примерно 5% от мощности цилиндра, что почти в два раза ниже чем для двигателей с подачей топлива под давлением 20 МПа (9,67%).

ЛИТЕРАТУРА

1. Rolsted, H. MAN B&W 2-stroke Marine Engine Leading today's Environmental challenges. Korea: MAN Diesel & Turbo SE, 2010. – 86 p.

2. ME-GI – Dual Fuel Done Right. MAN Diesel, ME-GI, Sname NY, 2013. – 73 p.

3. ME-GI Dual Fuel MAN B&W Engines A Technical, Operational and Cost-effective Solution for Ships Fuelled by Gas. Denmark, Copenhagen: MAN Diesel & Turbo, 2012. – 36 p.

4. Wettstein, R. The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine. AJOUR Conference, Odense, 27/28 Nov, 2014 – 31 p.

5. Белоусов, Е.В. Анализ современных подходов к проблеме создания судовых малооборотных газодизельных двигателей [Текст] / Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, Т.П. Белоусова // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-технический журнал. – Харьков: изд. НТУ«ХПИ» – № 1. 2016 – С 81-88.

ЗАСТОСУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЇ БЛОЧНИХ МАТРИЦЬ У ЗАДАЧАХ ІНТЕРПОЛЯЦІЇ

Білоусова Т.П., Шульженко М.А., Титаренко Ю.В., Тулученко Г.Я.
Херсонський національний технічний університет (Україна)

Технологія застосування блочних матриць дозволяє ознайомити студентів інженерних спеціальностей з одним із сучасних методів інтерполяції функцій без залучення інструментів специфічних розділів математики.

Ієрархічні схеми ермітової інтерполяції мають переваги порівняно із її класичною реалізацією стосовно об'ємів виконуваних розрахунків. В роботі [1] показано, що метод базисних елементів, який описаний, наприклад, в публікації [2], приводить до побудови окремого випадку інтерполяційного многочлена Ерміта в ієрархічній формі.

У цьому методі інтерполяційний поліном $\varphi_D(x)$ для функції $f(x)$ шукається у локальній системі координат на трьохточковій сітці $\Delta_3^{ab}: x_a < x_0 < x_b$.у вигляді:

$$\varphi_D(x) = \sum_{j=0}^{m} \mathbf{b_j^T} \cdot \mathbf{r_j} = \sum_{j=0}^{m} Q^j \cdot w^{\mathrm{T}} \cdot \mathbf{r_j}, \tag{1}$$

де $\mathbf{r_j} = \left(r_{ja};\ \ r_{jb};\ \ r_{j0}\right)$ – вектор невідомих шуканих коефіцієнтів;

$\mathbf{w} = \left(w_1;\ \ w_2;\ \ w_3\right)$ – вектор базисних елементів у вигляді поліномів другого степеня:

$w_1 = -\dfrac{x(x-x_b)}{x_a(x_b-x_a)};\quad w_2 = \dfrac{x(x-x_a)}{x_b(x_b-x_a)};\quad w_3 = \dfrac{(x-x_a)(x-x_b)}{x_a x_b};$

$Q = (x-x_a)\cdot x\cdot(x-x_b)$ – допоміжна "зануляюча" кубічна парабола [2]

Особливістю полінома (1) є те, що він має найстарший степінь виключно $(3m+2)$. Невідомі коефіцієнти $\mathbf{r_j}$ знаходяться із вимоги рівності значень інтерполяційного полінома та значень його похідних у вузлах сітки із відповідними значеннями функції, що інтерполюється, та її похідних:

$$\left(f(x)-\varphi_D(x)\right)^{(j)}\Big|_{x=x_a,x_b,x_0},\ \ j=\overline{0;m}. \tag{2}$$

Кожне рівняння системи (2) містить тільки один невідомий коефіцієнт із вектора $\mathbf{r_j}$

Можна показати, що невідомі коефіцієнти полінома (1) можуть бути отримані за допомогою технології застосування блочних матриць без застосування апарату проективної геометрії, як це робиться в [2].

Введемо позначення:

V – матриця значень базисних функцій та їх похідних в вузлах інтерполяції;

C – матриця коефіцієнтів базисних функцій;

M – матриця значень мономів та їх похідних в вузлах інтерполяції.

Матриці V, C і M зв'язані співвідношенням:

$$V = C \cdot M \tag{3}$$

Звідки

$$V \cdot M^{-1} = C \tag{4}$$

Для інтерполяційного полінома, наприклад, п'ятого степеня матриця C має вимірність 6×6. Розіб'ємо кожну матрицю на квадрати розміром 3×3 елементи:

$$C=\begin{pmatrix}C_{11} & C_{12}\\ C_{21} & C_{22}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}C_{11} & \mathrm{O}\\ C_{21} & C_{22}\end{pmatrix};$$
$$V=\begin{pmatrix}V_{11} & V_{12}\\ V_{21} & V_{22}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}E & V_{12}\\ \mathrm{O} & E\end{pmatrix}; \qquad (5)$$
$$M^{-1}=MInv=\begin{pmatrix}MInv_{11} & MInv_{12}\\ MInv_{21} & MInv_{22}\end{pmatrix},$$

де O – блок нульових елементів; усі інші блоки матриць в загальному випадку є ненульовими; E – одинична матриця відповідної розмірності.

Тоді рівняння (4) набуває вигляду:

$$\begin{pmatrix}E & V_{12}\\ \mathrm{O} & E\end{pmatrix}\cdot\begin{pmatrix}MInv_{11} & MInv_{12}\\ MInv_{21} & MInv_{22}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}C_{11} & \mathrm{O}\\ C_{21} & C_{22}\end{pmatrix} \qquad (6)$$

В матриці V невідомі значення тільки одного блоку V_{12}. Аналогічну локацію має нульовий блок у матриці C. Елементи цього блоку утворюються в результаті множення блоків початкових матриць:

$$\begin{pmatrix}E & V_{12}\end{pmatrix}\cdot\begin{pmatrix}MInv_{12}\\ MInv_{22}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}\mathrm{O}\end{pmatrix} \qquad (7)$$

Матричне рівняння (7) може бути переписане у вигляді:

$$\begin{pmatrix}V_{12}\end{pmatrix}\cdot\begin{pmatrix}MInv_{22}\end{pmatrix}=-\begin{pmatrix}MInv_{12}\end{pmatrix}.$$

Звідки отримуємо:

$$\begin{pmatrix}V_{12}\end{pmatrix}=-\begin{pmatrix}MInv_{12}\end{pmatrix}\cdot\begin{pmatrix}MInv_{22}\end{pmatrix}^{-1}. \qquad (8)$$

Після застосування формул (4–8) усі елементи матриці V стають визначеними. Підставивши знайдену матрицю V в формулу (4), знайдемо елементи матриці C:

Запропонований підхід може бути узагальнений для знаходження коефіцієнтів поліномів довільних степенів виду ($3m$+2). В цьому випадку кожна наступна матриця отримується із попередньої шляхом обкладання блоками розміром 3×3 елементи:

ЛІТЕРАТУРА

1. Тулученко Г.Я. Еквівалентні форми ермітовою інтерполяції / Г.Я. Тулученко, Т.А. Селуянова, Н.В. Старун [Електронний ресурс] // Матеріали VIII Міжнародної конференції з математичного моделювання (м. Херсон, 18-22 вересня 2017 р.). – Херсон: ХНТУ, 2017. – С. 137-138. – Режим доступу: http://mkmm.org.ua/upload/МАТЕРІАЛИ%20МКММ-2017.pdf
2. Дикусар Н.Д. Полиномиальная аппроксимация высоких порядков / Н.Д. Дикусар // Математическое моделирование. – 2015. – Т. 27. – № 9. – С. 89-109.

АКСЕЛЕРОМЕТРИЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДИЗЕЛЯ

Веретенник А.М., Аболешкин С.Е., Кардашев Д.Л., Григорьева Е.С.
Национальный университет «Одесская морская академия» (Украина)

Крутильные колебания судовых валопроводов относятся к опасным динамическим нагрузкам, которые могут приводить к повреждениям коленчатых валов, редукторов, муфт, гасителей крутильных колебаний и других элементов силовых энергетических установок (СЭУ). Требования по обязательному расчетно-экспериментальному контролю над этим негативным явлением на судах находящихся в эксплуатации содержатся в правилах всех международных классификационных обществ [1].

Теоретический расчет и экспериментальные исследования проводились на лабораторной установке на базе дизеля ЯАЗ 204: 4-х- цилиндрового, двухтактного, мощностью 127 л.с. при 2000 об/мин.

Собственные частоты и относительные амплитуды крутильных колебаний масс валопровода определялись численно путем решения задачи о нахождении собственных значений и собственных векторов характеристического уравнения.

Экспериментальные исследования. Методики измерений параметров крутильных колебаний основываются на известных соотношениях [2,3]

$$\tau = \frac{M_{i,i+1}}{W} = \frac{C_{i,i+1}(\varphi_{i+1} - \varphi_i)}{W} = \frac{\theta_{i+1} \cdot \varepsilon_{i+1}}{W} \qquad (1)$$

где τ- напряжения скручивания участка *i,i+1*; W- полярный момент сопротивления поперечного сечения участка; $M_{i,i+1}$ – скручивающий момент; $C_{i,i+1}$ – жесткость участка, φ_{i+1}, φ_i –углы закрутки сосредоточенных масс, ограничивающих участок; θ_{i+1} – момент инерции сосредоточенной массы; ε_{i+1} – угловое ускорение соответствующей сосредоточенной массы.

Метод непосредственного измерения напряжений скручивания называется *тензометрированием*. При использовании этого метода тензодатчики крепятся на валу под углом 45^0 к оси вращения с помощью специального клея. Основными недостатками являются - выбор участка вала, подбор клея и тщательность ориентирования тензодатчиков относительно оси и друг друга (используется мостовая схема подключения).

Метод измерения угла скручивания называется *торсиографированием*. В настоящее время наибольшее распространение получили оптические методики. Для его использования необходимо рассчитать или замерить жесткость участка. Измерения угла закрутки производится либо с помощью специальной светоотражающей ленты с нанесенными на нее штрихами (шаг штрихов специально подбирается под диапазон измеряемых частот) либо с помощью излучателей (отражателей или фотодатчиков) укрепляемых на вращающемся валу. Обычно проблемой является одновременное измерение углов закрутки, на крайних массах ограничивающих участок. Поэтому амплитуду и фазу угла закрутки одной из масс определяют расчетным путем.

В предлагаемой методике используется последнее соотношение (1), основанное на непосредственном измерении в реальном времени касательного ускорения, а, следовательно, углового ускорения одной из масс (такую методику целесообразно назвать – *акселерометрированием*). При этом момент инерции массы определяется расчетным путем по техническим характеристикам двигателя или измерен.

Способ измерения основан на измерении мгновенных значений углового ускорения вала акселерометрическим аналоговым методом с фиксацией измеряемых величин в реальном времени. При этом, источник питания, датчики-акселерометры, сумматор, усилитель, модулятор и излучатель, размещаются на валу.

На рис.1 представлена блок-схема аналогового измерения мгновенного значения углового ускорения вала.

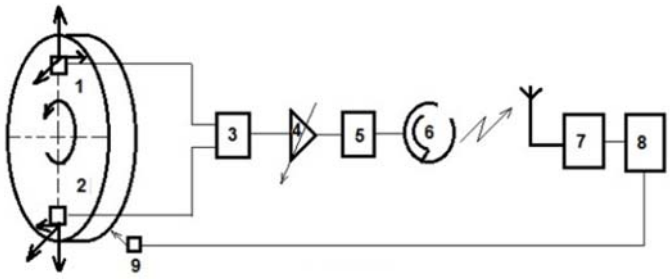


Рисунок 1. Блок-схема измерительного комплекса

Пара акселерометров 1,2 с подобранными параметрами закрепляется на шайбе или бандаже друг напротив на одинаковом расстоянии для исключения влияния поля земного притяжения. Под действием касательного ускорения акселерометры генерируют аналоговые электрические сигналы по каждому каналу отдельно, которые суммируются в сумматоре 3, усиливаются в усилителе 4 и модулируют высокочастотный сигнал в модуляторе 5. Несущая частота частотно модулируемого сигнала выбирается в области свободной от помех с полосой пропускания от 1 Гц до 2 кГц. Полученный модулируемый сигнал излучается передатчиком 6 с антенной, которая имеет круговую диаграмму направленности. В приемном тракте сигнал демодулируется в демодуляторе 7 и отображается на экране двухканального осциллографа 8. Для удобства последующей обработки сигнала используется счетчик оборотов 9. Сигналы счетчика выводятся на отдельный канал осциллографа. Чувствительность датчиков 6,5 мВ/g на радиусе 0,17 м.
Измерительный блок (рис. 2) собран на бандаже (хомуте), который может крепиться на любом доступном участке валопровода. В лабораторном варианте через текстолитовую шайбу закреплен на свободном конце коленчатого вала. Возможно крепление измерительного блока на маховике двигателя.

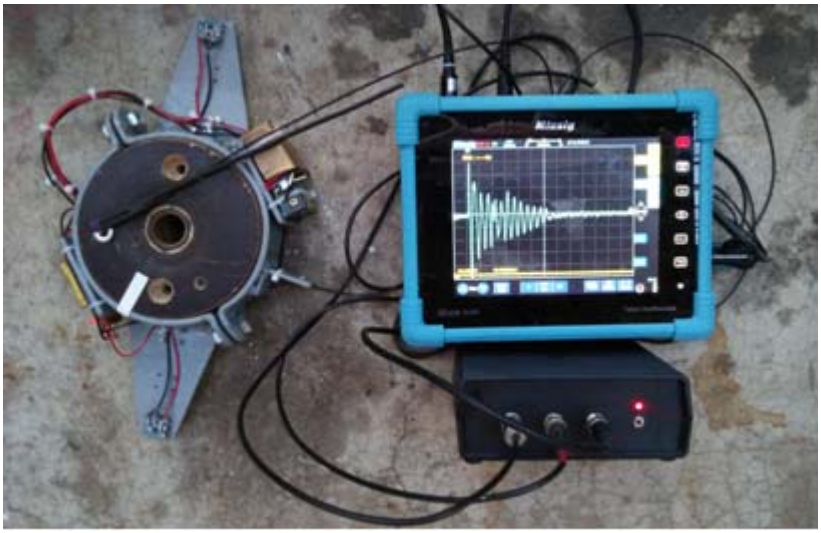


Рисунок 2. Внешний вид измерительного комплекса

Запись сигнала может осуществляться как в непрерывном режиме, что удобно для фиксации переходных режимов работы двигателя, так и в режиме дискретной записи наиболее важных участков диапазона рабочих частот двигателя (например, в области возникновения резонансов).

Для определения зависимости касательного напряжения от времени используется рабочая формула

$$\tau(t) = \frac{\theta \cdot g \cdot (U(t) - u_{ш}(t))}{\lambda \cdot R \cdot K \cdot W} \qquad (2)$$

где θ=0,67 кгм^2 (рассчитан) – момент инерции массы на которой установлены акселерометры, g = 9,81, м/с^2– ускорение свободного падения; U(t) – выходной временной сигнал осциллографа, мВ; $u_ш(t)$, мВ – сигнал шума приемо-передающего тракта (рис. 3а); R=0,17 м – отстояние датчика от оси вращения; К – коэффициент нелинейности АЧХ приемо-передающего тракта (рис. 3б); λ= 6,5 мВ/g – чувствительность акселерометра; W= 138.4 м^4 - момент сопротивления сечения участка.

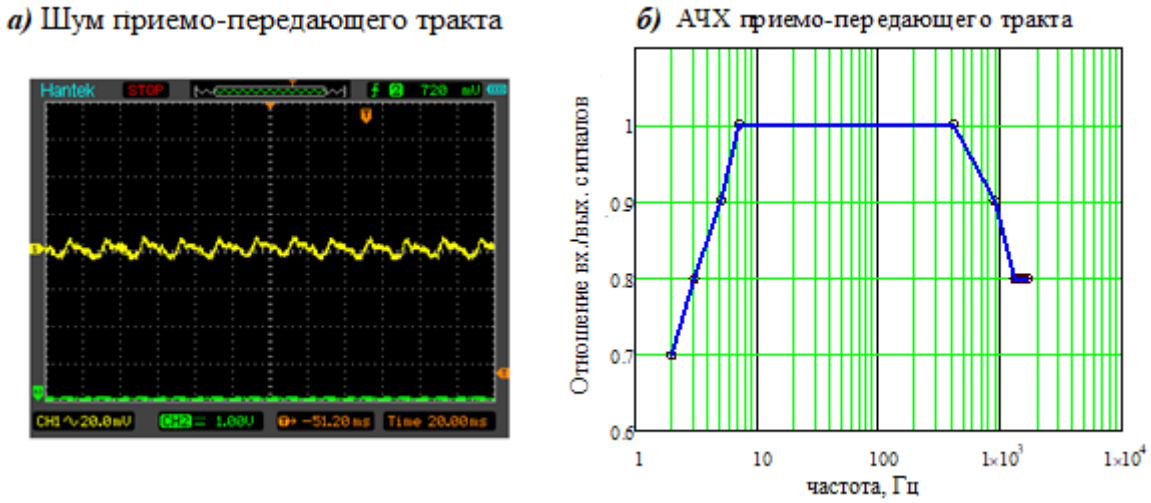


Рисунок 3. а) Сигнал шума приемо-передающего тракта; б) амплитудо-частотная характеристика приемо-передающего тракта

Измерения проводились на лабораторном дизеле в диапазоне частот вращения от минимально устойчивых до 1400 об/мин с шагом 50 об/мин.

На рис. 4 показаны осциллограмма сигнала в околорезонансной области (857 об/мин), а также Фурье-спектр касательных напряжений, полученный из (2) после разложения в ряд.

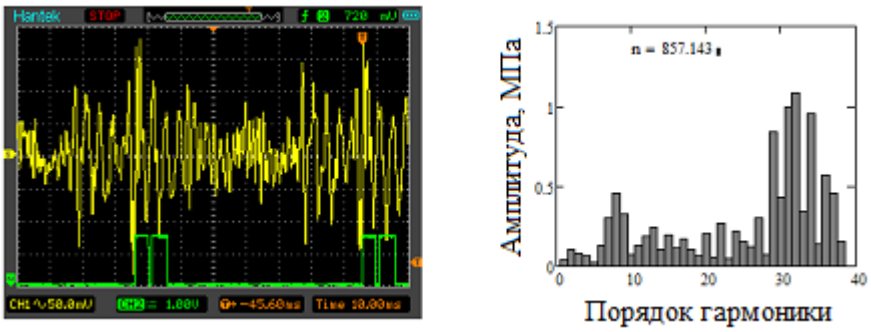


Рисунок 4. Осциллограмма и Фурье-спектр (частота 857 об/мин).

На рисунке 5 представлена полученная после математической обработки спектров частотная характеристика касательных напряжений на измеряемом участке коленчатого вала. Показаны границы допустимых и максимальных напряжений. Наблюдались резонансы на частотах: 857 об/мин (амплитуда напряжений составляет 18% от допустимых Регистром); 1270 об/мин (амплитуда напряжений составляет 60 % от допустимых Регистром).

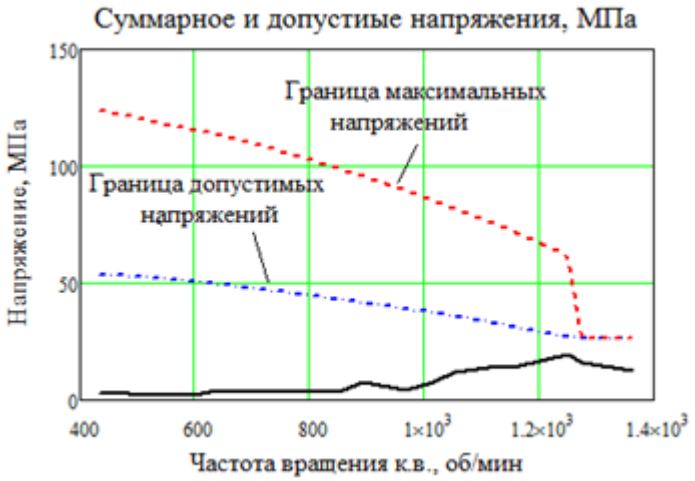


Рисунок 5. Частотная характеристика касательных напряжений на измеряемом участке вала.

Следует отметить, что данная методика позволяет по измеренному угловому ускорению массы восстановить угол закрутки путем двукратного интегрирования разложения (3) ускорения в ряд Фурье.

$$\varepsilon(t) = \sum_{\nu} \varepsilon_{\nu} \cos(\frac{\pi \nu n t}{30} + \Omega_{\nu}) \qquad (3)$$

где ν- порядок гармоники, n –частота вращения коленчатого вала, Ω_ν – фаза, ε_ν – амплитуда соответствующей гармоники. Суммирование ведется по всем гармоникам.

Полагая постоянные интегрирования равными нулю, для угла закрутки данной массы будем иметь следующее выражение

$$\varphi(t) = \sum_{\nu} \frac{-\varepsilon_{\nu}}{\left(\frac{\pi \nu n}{30}\right)^2} \cos(\frac{\pi \nu n t}{30} + \Omega_{\nu})$$

Выводы. Предлагаемая методика обладает рядом достоинств:

- возможность непрерывно в реальном времени записывать сигнал во всем диапазоне измеряемых частот вращения коленчатого вала;
- непосредственное определение крутящего момента и касательных напряжений на валу;
- позволяет вести запись сигнала дистанционно.

Критерием, подтверждающим достоверность полученных результатов, служит удовлетворительное согласие с теоретическими расчетами.

К недостаткам следует отнести невозможность крепления измерительного блока в местах валопровода, наиболее интересных для исследования, что характерно для большинства методик, а также необходимость фильтрации шума приемо-передающего тракта.

ЛИТЕРАТУРА

1. .International standard ISO 3046-5: Reciprocating internal combustion engines- Performance- Part 5: Torsional vibrations, 2001. - 10 p.

2. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок/ М:Судостроение. 1971, 300 с.

3. Горелик Г.Б. Крутильные колебания и торсиографирование судовых валопроводов.// Сост. Горелик Г.Б. – Хабаровск: Издательство Хабар. гос. техн. ун-та, 2001. – 35 с.

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКОЛОГИЧЕСКОГО УВЛАЖНЕНИЯ ТЕРМОПРЕССОРОМ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА СУДОВОГО ДВС

Джуринская А.А., Смоляной Е.С.
Херсонский филиал Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова (Украина)

В современных ДВС для снижения выбросов в атмосферу оксидов азота NO_x применяют увлажнение наддувочного воздуха [1]. Перспективной разработкой в данном направлении является система "Combustion Air Saturation System" (CASS), разработанная фирмой "Wärtsilä" [2]. В аппарате системы, мелко распыленная специальными соплами вода, разбрызгивается в поток наддувочного воздуха ДВС сразу за турбокомпрессором. Испарение капель воды осуществляется при высокой температуре и скорости воздушного потока около 75 м/с. Это позволяет снизить эмиссию NO_x на 70...80 %. Скорость образования оксидов азота напрямую зависит от температуры, так как водяной пар вследствие высокой теплоемкости отбирает на парообразование значительное количество теплоты.

Для целей контактного охлаждения и экологического увлажнения наддувочного воздуха на входе в цилиндры ДВС предложен способ тонкого распыления воды в наддувочном воздухе термопрессором благодаря турбулизации потока при высоких скоростях (число Маха M = 0,80...0,95). Эффект термогазодинамической компрессии (термопрессии) в современных системах наддувочного воздуха ДВС позволяет совместить несколько процессов [3]: повышение давления наддувочного воздуха, его контактное и экологическое увлажнение, снижение выбросов NO_x. Эффект термопрессии заключается в повышении давления газа в процессе мгновенного испарения воды, которая впрыскивается в газовый (воздушный) поток, ускоренный до околозвуковой скорости. При этом на испарение воды отводится теплота от наддувочного воздуха, в результате чего снижается его температура с одновременным повышением давления.

В рассматриваемой схеме воздух всасывается турбокомпрессором и сжимается до давления, меньшего давления на входе в цилиндры ДВС. Сжатый воздух с высокой температурой поступает на испарительное охлаждение в термопрессор. Количество впрыскиваемой воды больше необходимой для испарения, что позволяет увеличить влагосодержание воздуха на входе в цилиндры двигателя.

Выводы: анализ работы термопрессорной системы был проведен для среднеоборотного судового двигателя фирмы "Wärtsilä" серии 46. Исследования показали, что при начальных параметрах воздуха на входе в турбокомпрессор: температуре t = 25...40 °С, относительной влажности φ = 40...70 %, влагосодержание воздуха за термопрессором составляет при степени повышения давления в турбокомпрессоре $\pi_к$ = 3,0 – $d_{в2}$ = 40...120 г/кг, а при $\pi_к$ = 4,0 – $d_{в2}$ = 50...135 г/кг, что, в свою очередь, позволяет уменьшить выбросы оксидов азота NO_x на 50...70% при $\pi_к$ = 3,0 и на 65...85% при $\pi_к$ = 4,0. Общее повышение давления воздуха достигает ΔP = 10...15%. Количество воды, необходимое для впрыска в термопрессор – G_w = 3,5...6,5%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Горбов В.М. Енциклопедія суднової енергетики [Текст] / В.М. Горбов. – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с.

2. Steffens D. The Diesel Engine and the Environment [Text] / D. Steffens. – Session chair. Wayne Cole, Cole Engineering. Houston, Texas, September 16-17, 2003. – 36 p.

3. Термопресорні системи охолодження надувного повітря суднових ДВЗ [Текст] / Д.В. Коновалов // Авиационно-космическаятехникаитехнология. – 2011. – №10(87). – с. 44-48.

ПРИМЕНЕНИЕ АЭРОТЕРМОПРЕССОРА ДЛЯ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Коновалов Д.В. Кобалава Г.А, Майбродский П.А.
Херсонский филиал Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова (Украина)

Применение впрыска воды в проточную часть компрессора газотурбинного двигателя является одним из эффективных способов повышения мощности и КПД газотурбинных установок (ГТУ). Данный способ заключается в том, что вода под высоким давлением впрыскивается в ненасыщенный воздушный поток, в котором из-за разницы парциальных давлений водяного пара на поверхности капель воды и воздушного потока она испаряется, отбирая теплоту на испарение от циклового воздуха [1]. При впрыске в проточную часть компрессора, вода выполняет две функции – забирает теплоту от охлаждаемого воздуха и возвращает ее в цикл ГТУ в виде дополнительного рабочего тела – пара.

Перспективным способом распыла жидкости является применение термогазодинамической компрессии, которая позволяет совместить два физических процесса – контактное охлаждение воздуха и повышение давления, которые в свою очередь обеспечивают сокращение затрат мощности компрессора [2]. Для осуществления таких процессов применяется аэротермопрессор [3].

В исследовании проанализировано схемное решение с применением аэротермопрессора в составе ГТУ между ступенями компрессора.

При анализе схемного решения ГТУ принимались следующие входные данные: диапазон температур наружного воздуха на входе – $t_{нв}$ = 15...50 °С; общая степень повышения давления в компрессоре – $\pi_к$ = 16,0; температура продуктов сгорания топлива на выходе из камеры сгорания – $t_с$ = 1150 °С; топливо – природный газ ($Q_н^р$ = 50056 кДж / кг).

Результаты расчётов приведённого схемного решения показали, что снижение температуры воздуха между ступенями компрессора в результате испарительного охлаждения в аэротермопрессоре составляет 60...110 °С, тем самым обеспечивая относительное повышение давления воздуха на величину $\Delta P_{ТП}$ = 1,08...1,12. Количество воды, впрыскиваемое в аэротермопрессор между ступенями компрессора, составляет 5...7 % от расхода воздуха в компрессоре. Снижение работы на сжатие в компрессоре и дополнительное количество воды, впрыскиваемое аэротермопрессором, позволяет повысить КПД ГТУ на $\Delta\eta_е$ = 1,0 ... 2,5%, а уменьшение удельного расхода топлива при этом составляет $\Delta b_е$ = 2...10 г/(кВт·ч).

Выводы: применение аэротермопрессора в схеме ГТУ позволяет снизить работу сжатия в компрессоре (функция дожимных ступеней компрессора) и увеличить массовый расход рабочего тела (за счёт впрыскиваемой воды аэротермопрессором), что в свою очередь приводит к повышению надёжности ГТУ, увеличению удельной мощность и КПД установки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дикий, М.О. Підвищення ефективності ГПТУ «Водолій» охолодженням повітряного потоку в компресорі / М.О. Дикий, А.С. Соломаха, В.Г. Петренко. // Наукові вісті НТУУКПІ. – 2011. – №5. – С. 31–34.
2. Коновалов, Д.В. Термопресорні системи охолодження суднових ДВЗ [Текст] / Д.В. Коновалов. // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2011. – №10 (87). – С. 44−48.
3. Вулис, Л.А. Термодинамика газовых потоков [Текст] / Л.А. Вулис. – Москва, Ленинград: Госэнергоиздат, 1950. – 304 с.

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ІМПУЛЬСНОЇ ДВОНАПРАВЛЕНОЇ ТУРБІНИ В СКЛАДІ ТЕРМОАКУСТИЧНОЇ ТЕПЛОВОЇ МАШИНИ

Коробко В.В.
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова (Україна)

Вступ. Термоакустичні теплові двигуни (ТАД) – теплові машини прямої дії – призначені для прямого перетворення теплової енергії в механічну енергію у вигляді акустичних пульсацій. В подальшому, механічну енергію коливного руху треба трансформувати у відповідності для потреб споживача.

Відомі системи, в яких енергія акустичної хвилі використовується для роботи зворотної термоакустичної машини – термоакустичного теплового насосу чи рефрижератора. В такому разі система здатна забезпечити або отримання холоду, або підвищити наявний потенціал скидних теплових ресурсів [1,2].

Найбільш універсальним рішенням для таких систем є продукування електричної енергії, але існуючі перетворювачі - п'єзокерамічні або електромеханічні - мають високу вартість, низьку надійність, малу питому потужність. Можливим варіантом може стати використання турбін, які здатні трансформувати повздовжні коливання середовища в обертальний рух. Це такі машини - як турбіна Уелса та імпульсні двонаправлені турбіни (ІДТ), які використовуються в відновлювальній енергетиці в складі хвильових електростанцій з осцилюючими повітряними колонами - OWC (Oscillating Water Column), рис. 1. [3,4]. Принципова можливість використання ІДТ в ТАТМ була показана в роботах [4,5]. В роботі [6] встановлено, що ІДТ здатна ефективно працювати в діапазоні частот акустичних коливань, який становить 40 – 360 Гц.

Постановка задачі. Маючи за мету створення ІДТ для ТАТМ- провести комплекс експериментальних та CFD досліджень процесів в проточних частинах ІДТ, вивчити гідродинамічну структуру робочого середовища в резонаторі ТАТМ при наявності ІДТ.

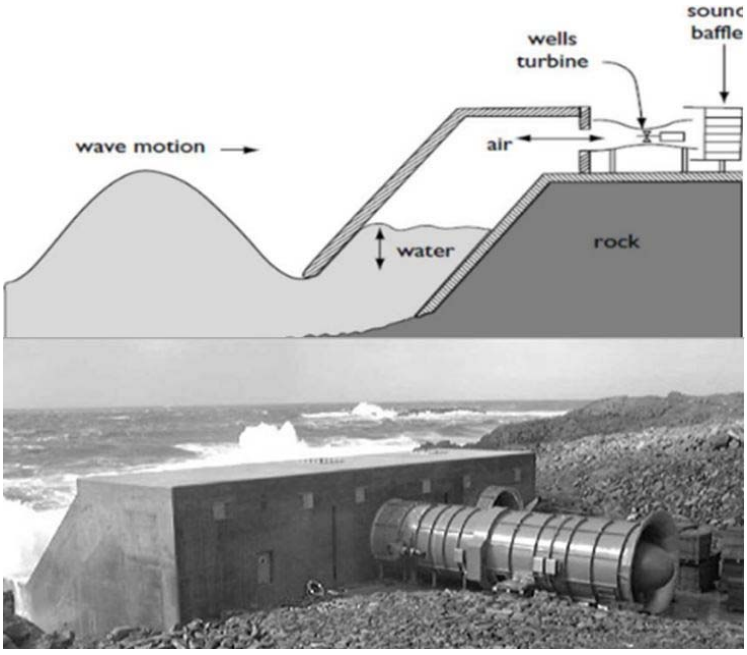


Рисунок.1. Хвильова електростанція з OWC

Результати досліджень. Відомо, що OWC являють собою відкриті системи, які працюють при атмосферному тиску. Амплітуда коливного руху повітря в проточні частині OWC сягає декількох метрів. При цьому, частота коливань середовища, яка визначається рухом водяного стовпа, за звичай, не перевищує 0.2 – 1 Гц [3,4].

ТАТМ – це замкнуті системи, в яких тиск робочого середовища може сягати 0.3 – 5.0 МПа, при цьому, частота акустичних коливань значно більша і становить 50 – 160 Гц.

Типові параметри амплітуди коливного руху та частоти коливань в OWC та TATM показані на рис.2.

У відповідності до поставленої задачі були проведені фізичні досліди та CFD моделювання. Для проведення розрахунків була створена 3D CFD модель ІДТ. Вирішувалась нестаціонарна задача в 3D постановці для стислого середовища. В числовій моделі була використана стандартна k-e модель турбулентності. Для побудови коректної та економічної за часом розрахунку CFD моделі були проведені тестові розрахунки.

Вважаючи на складність задачі, на першому етапі досліджень розрахунки були обмежені режимом загальмованої турбіни. Результати, отримані шляхом CFD моделювання, були порівняні з експериментальними даними, рис 3.

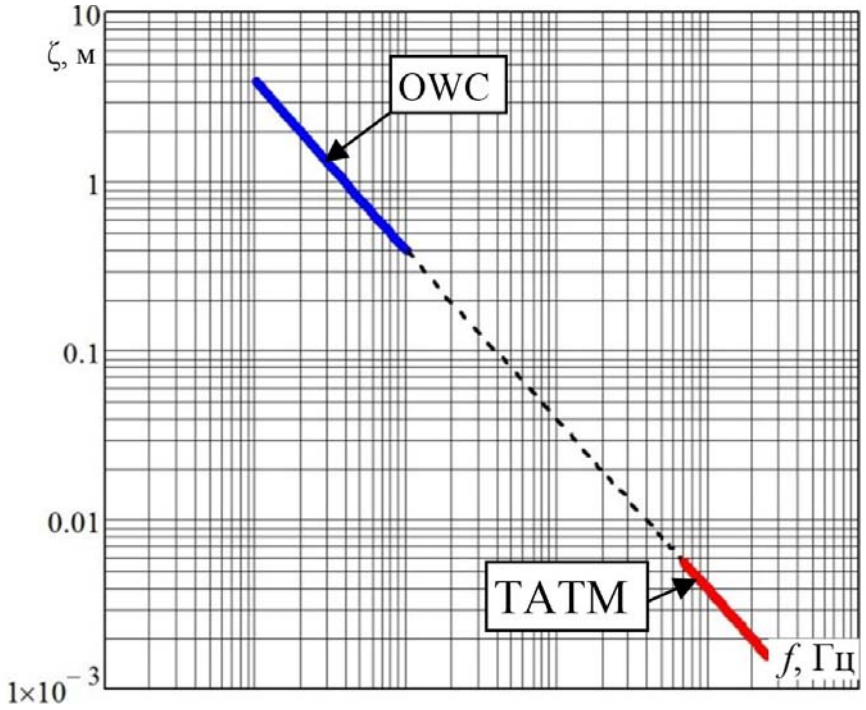


Рисунок 2. Амплітуда коливного руху середовища в залежності від частоти хвилі

Можна бачити, що данні CFD розрахунків та фізичних експериментів мають задовільнений збіг при швидкостях потоку до 5 м/с, так різниця між ними не перевищує 10%.

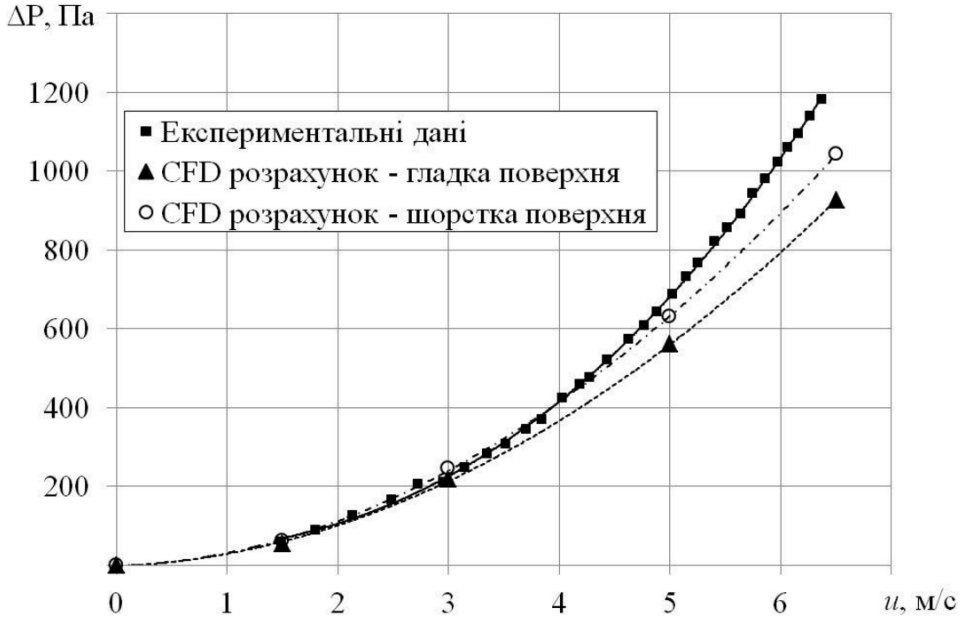


Рисунок 3. Порівняння експериментальних даних та результатів CFD моделювання

Числовий експеримент дозволив дослідити гідродинамічну структуру пульсуючого потоку в резонаторі с ІДТ – появу та розвиток вторинних циркуляційних течій. Про складність гідродинамічної картини в резонаторі з ІДТ, при наявності коливального руху середовища, свідчидчать данні розрахунків, які показані показані на рис. 4.

CFD моделювання показало, що безпосередньо попереду спрямляючих апаратів ІДТ, коливний рух робочого середовища та радіальні течії за зовнішніми кромками соплових лопаток формують складну квазістаціонарну гідродинамічну картину.

Аналізуючи результати розрахунків, можна побачити зону інтенсивних зворотних та радіальних потоків, яка розташована за обтікачами ІДТ. Наявність такої системи віхрів призводить до циклічної зміни умов на вході до турбінної ступені, що призводять до зменшення її ефективності.

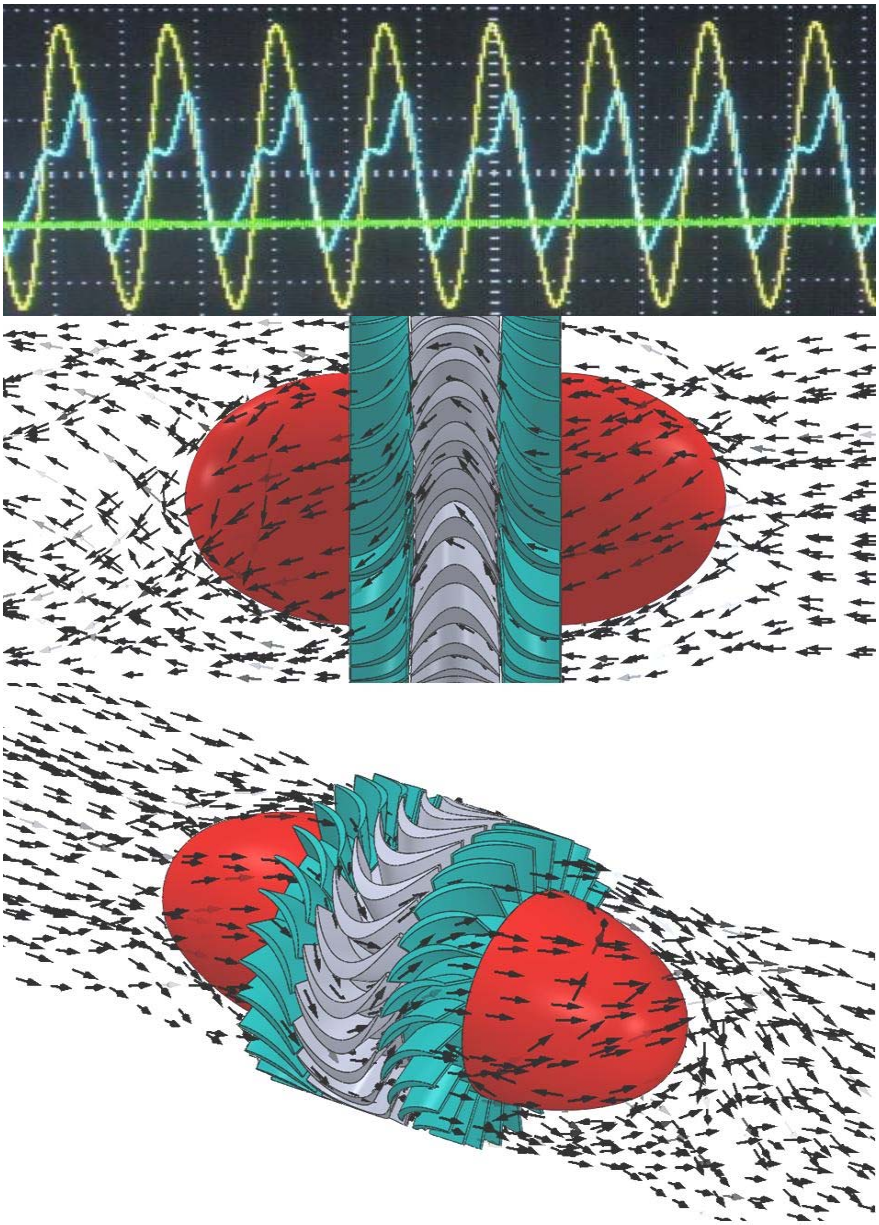


Рисунок 4. Результати CFD моделювання – візуалізація ліній току в резонаторі ТАД з ІДТ

Інтересним є спідставлення результатів числового моделювання, з осцилограми акустичного тиску, які були отримані експериментально. Можна бачити, що в зоні безпосередньо за обтікачем ІДТ маємо складну картину інтерференці декількох хвиль, які здвинуті за фазою. В цей же час, вже на відстані 0.15 м від цієї зони, форма фронту акустичної хвилі не деформована.

Безумовно, такі вторинні течії є небажаними, оскільки призводять до підвищення нераціональних втрат енергії і погіршення характеристик ІДТ. Крім того, наявність циркуляційних потоків може привести до деформації фронту коливної швидкості по довжині резонатора.

В свою чергу, така неоднорідність поля швидкості має негативно сказатися на інтенсивності теплообміну між структурними елементами ТАТМ та робочим тілом, що погіршить умови для здійснення процесів термоакустичного енергоперетворення

Інтенсивність та стабільність радіальних течій залежить від багатьох факторів, таких як - конструкції спрямляючих апаратів ІДТ, ступеню навантаження ІДТ, частоти акустичних коливань та акустичної потужності ТАТМ.

Висновки:

1. Термоакустичний турбогенератор може стати перспективним рішенням для систем використання скидних та відновлювальних енергетичних ресурсів;
2. Показано, що ІДТ може ефективно працювати в широкому діапазоні частот, що дозволяє створювати компактні та потужні системи на базі термоакустичних турбогенераторів;
3. Наявність ІДТ в складі ТАТМ може привести к появі потужних вторинних течій в резонаторі, що безумовно позначиться на загальній ефективності комплексу ТАТМ – ІДТ;
4. За наявністю вторинних циркуляційних течій в резонаторі ТАТМ з ІДТ класична модель акустичної хвилі з плоским фронтом не відображає всі особливості гідродинамічної картини в резонаторі;
5. Конструкція соплового апарата ІДТ має забезпечити зниження інтенсивності вторинних радіальних та зворотних течій в резонаторі, можливим рішенням може бути застосування додаткових спрямляючих елементів;
6. При проектування ІДТ для ТАТМ слід передбачити заходи для зменшення впливу кутів входу потоку до елементів ІДТ.
7. Враховуючи гармонійний характер коливного руху робочого середовища в резонаторі ТАТМ, можна вважати за доцільним оптимізувати конструкцію елементів ІДТ для роботи саме з максимальними значеннями коливної скорості.

ЛІТЕРАТУРА

1. Swift G.W. Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators / G.W. Swift // American Institute of Physics. – 2002. – 300 p.

2. Robert, M. Keolian Truck Thermoacoustic Generator and Chiller. Final Report. DOE Project DE-FC26-04NT42113 CPR/IW Project 17057 [Text] / M. Robert Keolian // Applied Research Laboratory. The Pennsylvania State University. 2011. – 190 p. doi: 10.2172/1026487

3. Thakker A., Hourigan F. Modeling and scaling of the impulse turbine for wave power applications // Renewable Energy. 2004. V. 29, no. 3. P. 305–317

4. Thakker A., Design charts for impulse turbine wave energy extraction using experimental data. [Text] Thakker A., Jarvis J., Sahed A. // Renewable Energy. 2009. vol. 34, no. 10. pp. 2264–2270. doi: 10.1016/j.renene.2009.04.002

5. De Blok, K. Bi-directional turbines for converting acoustic wave power into electricity [Електроний ресурс]/ Kees de BLOK/ Режим доступу: http://www.aster-thermoacoustics.com/

6. Коробко, В.В. Дослідження особливостей використання імпульсних двонаправлених турбін в термоакустичних машинах [Text] / В.В. Коробко, О.О. Московко, І.В. Воронов // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: Видавництво ХДМА, 2016. – № 1 (14). – С. 201 - 208. ISSN 2313-4763

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ В СРЕДЕ AVL BOOST

Маулевич В.О.
Одесский национальный морской университет (Украина)

В современных условиях для расчета рабочих процессов уже традиционно используется метод численного моделирования, в соответствии с которым дизель представляется как совокупность узлов – цилиндров, выхлопного коллектора, продувочного ресивера и газотурбонагнетателя с охладителем воздуха. В соответствии с этим методом параметры рабочих процессов описываются 3-мя дифференциальными уравнениями: первого закона термодинамики, массового баланса и состояния, численно интегрируемых на каждом шаге расчета.

На данный момент численное моделирование уже реализовано и неоднократно апробировано ведущими организациями, которые занимаются исследованием ДВС. Так, например, австрийской компанией AVL LIST GmbH создана среда AVL BOOST для широкого исследования процессов происходящих в ДВС. AVL – крупнейшая в мире независимая компания для разработки силовых установок с двигателями внутреннего сгорания, а также приборов и испытательных систем. В среде AVL BOOST можно изменять многие настроечные параметры – например, горение задавать по Вибе, кратному Вибе или табличным способом, теплоотдачу по Вошни или Хоенбергу. Также есть возможность модельного исследования процессов, происходящих в топливной аппаратуре и газотурбонагнетателе.

Кроме того, программная среда AVL BOOST:

- позволяет моделировать рабочий процесс с учетом динамики впрыска и сгорания топлива;
- оптимизировать конструкции камер сгорания, клапанов, продувочных окон и т.д.;
- позволяет учитывать изменения параметров по пространственным координатам (давление по длине продувочного ресивера и выхлопного коллектора);
- принимать в расчет неравномерность вращения коленчатого вала при расчетах.

Необходимость сокращения выбросов CO_2 в атмосферу, уменьшения расхода топлива являются одними из ключевых задач, которые стоят перед двигателестроением на данный момент и в обозримом будущем. Программная среда AVL позволяет решать эти задачи модельно, обеспечивая при этом минимальные затраты времени и экономических ресурсов. Поэтому программный комплекс AVL BOOST применяется в научной и исследовательской деятельности на кафедре СЭУ и ТЭ ОНМУ при моделировании рабочего процесса и решении диагностических задач.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ РОЗПУШУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ ПРИ СТАТИЧНОМУ РОЗПУШУВАННІ ГРУНТУ

Пелевін Л.Є., Горбатюк Є.В., Міщук Д. О.
Київський національний університет будівництва і архітектури (Україна)

Вступ. Інтенсивне освоєння родовищ корисних копалин і будівництво нафто- і газопроводів неможливо без сучасної землерийної техніки, здатної розробляти міцні та мерзлі ґрунти.

Одним з основних видів машин, що здійснюють розробку таких ґрунтів являються навісні розпушувачі на базі гусеничних тракторів, робочий процес яких характеризується найменшою енергоємністю процесу руйнування ґрунту.

Аналіз публікацій. У зв'язку з тим, що мерзлі і міцні ґрунти мають підвищену міцність їх розробка землерийними машинами неможлива без попередньої обробки спрямованої на зниження опору ґрунту при подальшій його розробці.

Нині використовуються різні способи розробки мерзлих і міцних ґрунтів [1–4], основні з яких буропідривні роботи та розпушування ґрунту навісними розпушувачами.

Найбільш ефективним способом руйнування мерзлих та міцних ґрунтів з точки зору продуктивності машин і собівартості розробки ґрунту є горизонтальне пошарове розпушування навісними розпушувачами на базі потужних тракторів [1–4]. В цьому випадку відрив стружки ґрунту від масиву відбувається у напрямі відкритої поверхні, що є найменш енергоємним способом, оскільки тут переважають зусилля розтягування (розриву) ґрунту, які у декілька разів менші ніж зусилля стиску або зсуву.

Розпушування ґрунту, в порівнянні з виконанням земляних робіт буропідривним методом, забезпечує зниження, сприяє підвищенню якості робіт і є менш небезпечним для довкілля.

Мета і постановка задачі. Ефективність розпушувального обладнання значною мірою залежить від раціональних режимів роботи силової установки. Системи керування, що серійно випускаються на цей час, прилади індикації, а також уповільнена реакція людини-оператора на умови робочого процесу, що швидко змінюються, не дозволяють повною мірою використати тягово-зчіпні якості машини.

У зв'язку з цим необхідно розробити математичну модель робочого процесу розпушувального агрегату.

Актуальною є проблема подальшого вдосконалення систем керування розпушувальних агрегатів, що частково або повністю виключає людину-оператора з контурів управління двигунами внутрішнього згоряння і положенням робочого органу.

Основним завданням, що вимагає рішення, при проведенні експерименту є підтвердження адекватності математичної моделі.

Метою роботи є підвищення ефективності розпушувального агрегату шляхом удосконалення його системи керування.

Експериментальні дослідження робочих процесів розпушувальних агрегатів при статичному розпушуванні грунту.

Мікрорельєф грунту генерується за кореляційною функцією [5]:

$$R_y(l) = \sigma^2 \cdot e^{-\alpha_1 |l|} \cos \beta l \,, \qquad (1)$$

де σ – середньоквадратичне відхилення; α_i – параметри, що характеризують загасання кореляції; β_i – параметри, що характеризують періодичність кореляції; l – довжина ділянки.

Для урахування згладжуючої здатності гусениць застосовується вираз дискретного виду [3]:

$$y(n) = \frac{1}{M} \int_{m=n-k}^{n+k} y(m), \tag{2}$$

де $k = 0{,}5(M-1)$; M – інтервал усереднення; $y(m)$ – ординати незгладженого мікрорельєфу.

Представимо зміни положення робочого органу залежно від переміщень остову у вигляді динамічної ланки, входом якої є зміна вертикальної координати центру тяжіння остову Δy, а виходом – зміна положення робочого органу $\Delta y_{\text{ро}}$. Передатна функція такої ланки визначається як відношення [6]:

$$W_{Y\text{ро}}(p) = \frac{L\left[Y_{\text{ро}}(X)\right]}{L\left[Y(X)\right]}, \tag{3}$$

де L – символ перетворення Лапласа.

Після виконання перетворення Лапласа (3), отримуємо наступну передатну функцію:

$$W_{Y\text{ро}}(p) = \frac{\Delta y_{\text{ро}}(p)}{\Delta y(p)} = k_{1\text{ро}} + \frac{k_{2\text{ро}}}{\text{p}}(1 - e^{-\tau_{\text{ро}} p}) - k_{3\text{ро}} e^{-\tau_{\text{ро}} p}, \tag{4}$$

де $\Delta y_{\text{ро}}$ – зміна вертикальної координати робочого органу від некерованих переміщень остову; Δy – зміна вертикальної координати центру тяжіння розпушувача від дії мікрорельєфу на ходове обладнання; k_1, k_2 і k_3 – коефіцієнти посилення; $\tau_{\text{ро}}$ – час запізнювання.

Структурна схема (рис. 1) є математичною моделлю процесу дії мікрорельєфу на некеровані переміщення робочого органу розпушувального агрегату, які викликають зміну глибини розпушування, а отже і зміну моменту опору прикладеного до валу двигуна. Мікрорельєф генерується по кореляційній функції (1), згладжуюча здатність гусениць враховується у вираженні (2).

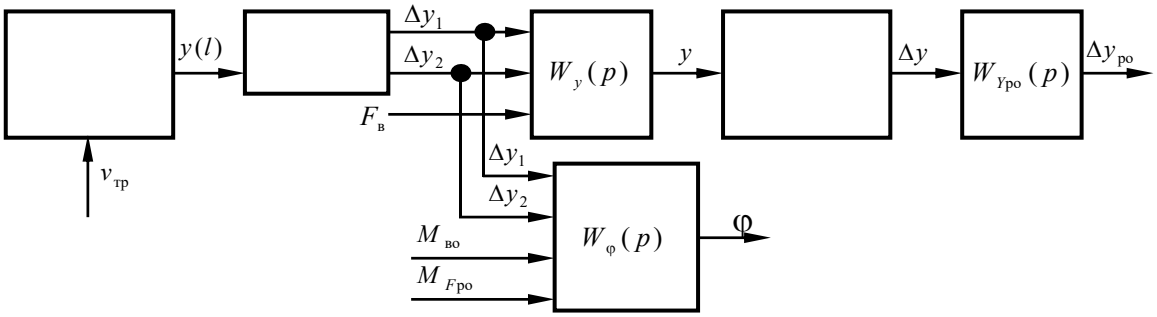


Рисунок 1. Структурна схема математичної моделі дії мікрорельєфу грунту

Передатна функція (4) враховує зміну положення робочого органу розпушувача при зміні положення центру тяжіння остову.

Рівномірний прямолінійний рух базового трактора, виражений в моментах, приведених до умовного валу трактора:

$$M_{\text{в}} = M_f + M_{\text{ро}}, \tag{5}$$

де $M_{\text{в}}$ – момент на умовному валу трактора; M_f – момент опору коченню трактора; $M_{\text{ро}}$ – момент опору, що створюється робочим органом.

З урахуванням нерівномірного прямолінійного руху, викликаного діями на ходове обладнання нерівностей мікрорельєфу, це рівняння набере вигляду:

$$M_{\text{в}} = (J_3 + J'_3)\frac{d\omega_2}{dt} + M_f + M_{\text{ро}} - M_\alpha, \tag{6}$$

де ω_2 – кутова швидкість умовного валу трактора; M_α – приведений до валу трактора момент, що виникає від руху трактора під ухил (за позитивний кут прийнятий нахил

трактора вперед по ходу руху); J_3 і J'_3 – моменти інерції трактора і навісного устаткування.

Таким чином, з урахуванням [7] після підстановки в рівняння (6) значень моментів опорів та дійсної швидкості отримуємо систему рівнянь, що описують нерівномірний поступовий рух базового трактора:

$$\begin{cases} \omega_2 = \left(1 - \dfrac{aP_{\text{кр}}}{P_{\text{кр max}}}\right)\omega_{\text{д}}; \\ v_{\text{тр}} = \dfrac{r_{\text{к}}}{i_{\text{тр}}}\omega_2; \\ M_{\text{в}} = (J_3 + J'_3)\dfrac{d\omega_2}{dt} + \left(\dfrac{r_{\text{к}}}{i_{\text{тр}}}\right)\times\left[\left(-0{,}05v_{\text{тр}}^2 + 1{,}15v_{\text{тр}} + 0{,}2\right) + P_{\text{кр}} - G_{\text{ра}}\sin\alpha\right], \end{cases} \quad (7)$$

де P_f – дотична сила опору коченню базового трактора (для даного трактора $P_f = -0{,}05v_{\text{тр}}^2 + 1{,}15v_{\text{тр}} + 0{,}2$); $i_{\text{тр}}$ – передаточне число трансмісії; $r_{\text{к}}$ – радіус ведучого колеса базового трактора; $v_{\text{тр}}$ – дійсна швидкість руху машини; $P_{\text{кр}}$ – сила тягового опору; $G_{\text{ра}}$ – вага розпушувального агрегату; α – кут нахилу базового трактора відносно горизонтальної площини; δ – коефіцієнт буксування; $\omega_{\text{д}}$ – кутова швидкість умовного вала двигуна; a – коефіцієнт, залежний від типу рушія і поверхні руху (для трактора Т-170, при роботі на мерзлому суглинку, приймаємо a=0,06); $P_{\text{кр max}}$ – максимальна сила тягового опору.

Прийнятий комплексний метод досліджень поєднує в собі проведення як теоретичних, так і експериментальних досліджень. Основним завданням, що вимагає рішення, при проведенні експерименту є підтвердження адекватності математичної моделі. Об'єктом дослідження є розпушувальний агрегат на базі трактора Т- 170 із розпушувальним устаткуванням ДЗ–116В.10.000 (тип ДП–26С).

Чисельні значення динамічних характеристик, що вводяться в математичну модель робочого процесу розпушувального агрегату, були отримані з технічної документації до бульдозерно-розпушувального агрегату ДЗ–171.3 на базі трактора Т–170. Як параметри, що реєструються були вибрані: кутова швидкість колінчастого валу двигуна і швидкість руху базової машини.

Для виміру кутової швидкості валу двигуна використовувався цифровий тахометр ЦД 9902 в комплекті з електромагнітним тахометричним датчиком типу ПД 2546.

Найважливішою умовою правомірності висновків, отриманих при дослідженні на математичній моделі, є її здатність відображати з необхідною точністю характеристики досліджуваного процесу або об'єкту при зміні його параметрів і зовнішніх дій, тобто адекватність математичної моделі досліджуваному об'єкту або явищу.

Адекватність підтверджується порівнянням результатів, отриманих розрахунковим шляхом за допомогою математичної моделі, з експериментальними даними, розбіжність між якими для вирішення поставлених в роботі завдань не повинна перевищувати 10–18%.

При оцінці адекватності математичної моделі мікрорельєфу доцільно зробити вибір кореляційної функції, що описує мікрорельєф, а потім провести порівняння параметрів σ (середньоквадратичне відхилення), α (параметр, що характеризує затухання кореляції) і β (параметр, що характеризує періодичність кореляції) кореляційної функції отриманої математичної реалізації з відповідними параметрами реального мікрорельєфу [8].

При проведенні експерименту потрібно робити нівелювання ділянки завдовжки 100 метрів, виміри робити через кожні 0,5 метра.

Перед оцінкою адекватності був проведений статистичний аналіз вибірки $y(l)$ –

випадкова залежність вертикальних координат мікрорельєфу від горизонтальної координати (шляху), який дозволив зробити наступні висновки:

1) Математичне очікування вертикальної координати мікрорельєфу змінюється не значно, в межах від +0,003 до –0,003 метра, що дозволяє прийняти допущення про те, що даний випадковий процес центрований [2, 9];

2) Перевірка гіпотези про нормальність закону розподілу і оцінка міри узгодженості статистичного $F^*(y_i)$ і теоретичного $F(y_i)$ робилася за допомогою критерію Колмогорова $D = \max[F^*(y_i) - F(y_i)]$. Встановлено, що статистичний закон розподілу (реальний мікрорельєф) добре узгоджується з теоретичним нормальним, значення вірогідності $P(\lambda) = 0{,}461...0{,}999 > 0{,}05$ (де 0,05 – рівень значущості критерію [2, 9]);

3) Однорідність ряду взаємно незалежних дисперсій $D^*_y(t_i)$, де $i = 1...200$ оцінювали за допомогою критерію Бартлета, основаного на статистиці M, відношення якої M/C розподілено як критерій χ^2 Пірсону, де C – коефіцієнт, залежний від об'єму вибірки. Вичислені величини χ^2 порівнювали з критичним $\chi^2_a = 222$ для числа перерізів 199. Значення вичисленої величини $\chi^2_a = 198$ показує, що гіпотеза $H_0 \mid D_y(t_1) = D_y(t_2) = ... = D_y(t_{200}) \mid$ однорідності ряду дисперсії підтверджується;

4) Висновок про ергодичність випадкової залежності $y(l)$ судили по нормованій кореляційній функції, при цьому був зроблений висновок про ергодичність досліджуваної залежності, оскільки виконується умова $r_{ку}(\tau) \to 0$ при збільшенні τ – зміщення часу;

5) Оскільки випадкова залежність $y(l)$ має нормальний закон розподілу, то для статистичної оцінки цього випадкового процесу досить отримати дві статистики: математичне очікування m_y і дисперсію;

6) Випадковий процес $y(l)$ є центрованим, стаціонарним, ергодичним і має нормальний закон розподілу.

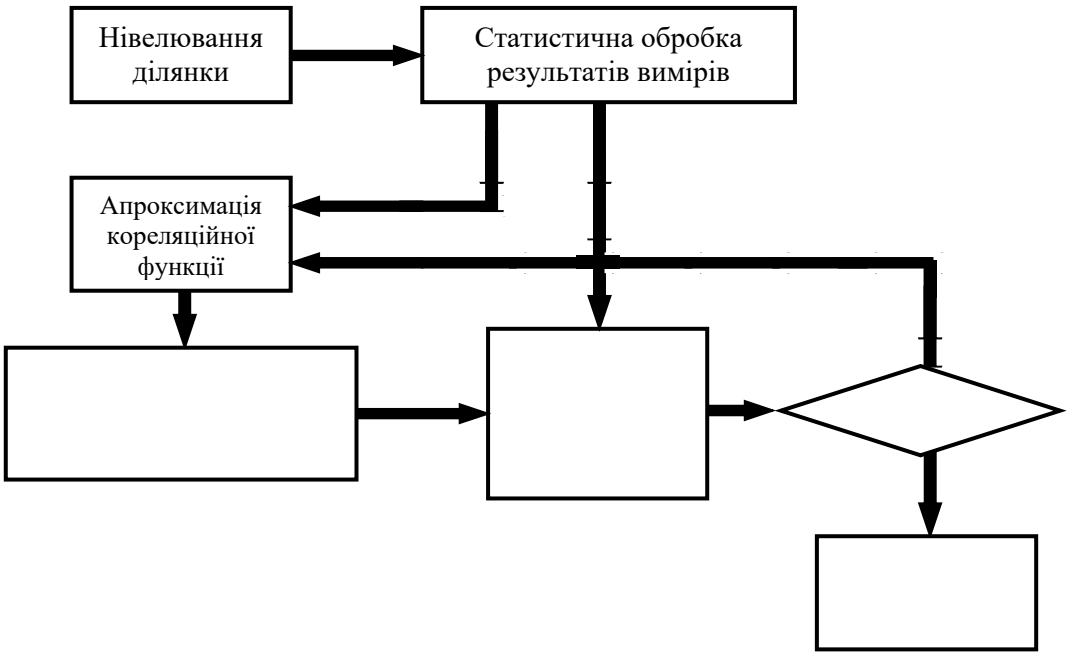


Рисунок 2. Алгоритм підтвердження адекватності математичної моделі мікрорельєфу грунту

На рисунку 2 представлений алгоритм підтвердження адекватності математичної моделі мікрорельєфу грунту, а в таблиці 1 – результати порівняння статистичних параметрів реального і змодельованого мікрорельєфу.

З таблиці 1 видно, що розбіжності по середньоквадратичному відхиленню σ,

коефіцієнту загасання α і коефіцієнту періодичності β не перевищує 10%. Хороша збіжність нормованих кореляційних функцій експериментального і змодельованого мікрорельєфів, також дозволяє судити про адекватність математичної моделі мікрорельєфу реальному мікрорельєфу.

Таблиця 1. Статистичні параметри мікрорельєфу

Параметр	Реальний мікрорельєф	Змодельований мікрорельєф	% розходження
σ, м	0,08	0,084	5,2
α, $с^{-1}$	0,118	0,110	6,8
β, $с^{-1}$	0,125	0,131	4,9

Для оцінки адекватності математичної моделі робочого процесу розпушувального агрегату, був проведений статистичний аналіз отриманих в результаті випробувань розпушувального агрегату, на базі трактора Т- 170 з розпушувальним устаткуванням ДЗ-116В.10.000 (тип ДП-26С), вибіркових функції кутової швидкості валу двигуна $\omega_д(t)$ і швидкості руху базової машини $v_{тр}(t)$ з $N = 30$ незалежних реалізацій на кінцевому інтервалі рівному 150 с. Дослідження проводилися при початковій глибині розпушування $h_0 = 0{,}4$ м.

В результаті статистичного аналізу вибірки $\omega_д(t)$ були отримані наступні висновки:

1) Статистичний закон розподілу випадкової залежності $\omega_д(t)$ добре узгоджується з теоретичним нормальним, значення вірогідності $P(\lambda) = 0{,}537...0{,}999 > 0{,}05$ (де 0,05 – рівень значущості критерію [2, 9]);

2) Зміни математичного очікування кутової швидкості валу двигуна незначні (від +0,1 до –0,1 с-1), однорідність ряду взаємно незалежних дисперсій $D^*_{\omega}(t_i)$ підтверджується дотриманням критерію Бартлета $\chi^2_а = 731 < \chi^2_{ак} = 794$ для 749 перерізів, дискретність вибірки 0,2 с);

3) Виконання умови $r_{к\omega}(\tau) \to 0$ при збільшенні τ, говорить про ергодичність аналізованого випадкового процесу;

4) Випадковий процес $\omega_д(t)$ є ергодичним і має нормальний закон розподілу;

5) Достатніми характеристиками випадкового процесу $\omega_д(t)$ є: математичне очікування і дисперсія.

В результаті статистичного аналізу вибірки $v_{тр}(t)$ були отримані наступні висновки:

1) Статистичний закон розподілу випадкової залежності $v_{тр}(t)$ добре узгоджується з теоретичним нормальним, значення вірогідності $P(\lambda) = 0{,}486...0{,}999 > 0{,}05$ (де 0,05 – рівень значущості критерію [2, 9]);

2) Зміни математичного очікування швидкості руху базової машини незначні (від +0,002 до –0,002 м/с), однорідність ряду взаємно незалежних дисперсій $D^*_{v}(t_i)$ підтверджується дотриманням критерію Бартлета $\chi^2_а = 708 < \chi^2_{ак} = 794$ для 749 перерізів, дискретність вибірки 0,2 с);

3) Виконання умови $r_{кv}(\tau) \to 0$ при збільшенні τ, говорить про ергодичність аналізованого випадкового процесу;

4) Випадковий процес $v_{тр}(t)$ є ергодичним і має нормальний закон розподілу;

5) Достатніми характеристиками випадкового процесу $v_{тр}(t)$ є: математичне очікування і дисперсія.

У таблиці 2 приведені результати порівняння характеристик аналізованих випадкових процесів, отриманих експериментальним шляхом і шляхом моделювання

робочого процесу розпушувального агрегату на ЕОМ.

Таблиця 2. Статистичні параметри аналізованих випадкових процесів

Параметр		m_x	% розходження	σ_x	% розходження
$\omega_д$, $с^{-1}$	експеримент	130,2	10,1	5,41	6,7
	моделювання	143,3		5,77	
$v_{тр}$, м/с	експеримент	2,59	11,3	0,185	4,2
	моделювання	2,88		0,177	

З таблиці 2 видно, що розбіжність результатів експериментальних і теоретичних досліджень не перевищує 10%. Хороша збіжність нормованих кореляційних функцій експериментальних і змодельованих випадкових процесів, також дозволяє судити про адекватність математичної моделі робочого процесу розпушувального агрегату реальному робочому процесу досліджуваної машини.

Висновки. Таким чином, хороша збіжність нормованих кореляційних функцій експериментальних і змодельованих мікрорельєфів та випадкових процесів, також дозволяє судити про адекватність математичних моделей мікрорельєфу та робочого процесу розпушувального агрегату реальним робочим процесам.

ЛІТЕРАТУРА

1. Горбатюк Є.В. Аналіз тенденцій розвитку розпушуючих агрегатів / Є.В. Горбатюк, Т.В. Шевченко // Техніка будівництва: науково-технічний журнал, – К.: КНУБА, 2008. – Вип. 21 – С. 5-10.

2. Горбатюк Є.В. Створення робочого органу землерийної машини з орієнтованими потоками виносу ґрунту: Дис. … канд. техн. наук: спец. 05.05.04. – Машини для земляних та дорожніх робіт / Є.В. Горбатюк – К.: КНУБА, 2006. – 180 с.

3. Щербаков Е.С. Исследование неуправляемых перемещений рыхлительного агрегата с целью повышения эффективности разработки мерзлых грунтов: Дис. … канд. техн. наук: спец. 05.05.04. – Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины / Е.С. Щербаков. – М.: МАДИ, 1980. – 207 с.

4. Pirmatov S.T. Necessary conditions of summability of spectral expansion on eigenfuction of the operator laplace. European science review, «East West» Association for Advanced Studies and Higher Education GmbH. Vienna. 5-6 (3) 2015, – pp. 29-32.

5. Беляев В.В. Повышение точности планировочных работ автогрейдерами с дополнительными опорными элементами рабочего органа: Дис.... канд. техн. наук / В.В. Беляев. – Омск, 1987 . – 230 с.

6. Кузин Э.Н. Повышение эффективности землеройных машин непрерывного действия на основе увеличения точности позиционирования рабочего органа: Дис. ... докт. техн. наук / Э.Н. Кузин. – М.: ВНИИСДМ, 1984. – 443 с.

7. Кутьков Г.М. Тяговая динамика тракторов. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.

8. Пиоттух В.И. Расчет рабочих нагрузок на зубья рыхлителя при разрушении плотных и мерзлых грунтов / Известия ВУЗов. – Строительство и архитектура, №8, 1966. – С. 149-156.

9. Щербаков В.С., Глушец В.А. Определение оптимальных параметров рабочего процесса рыхлительного агрегата / Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии (СибАДИ). – Омск, издательский дом «ЛЕО», 2004. – Вып. 1. – С. 154-158.

ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ АСПЕКТ ДИНАМИКИ МАГНИТОЛЕВИТИРУЮЩЕГО ПОЕЗДА

Поляков В. А., Хачапуридзе Н. М.
Институт транспортных систем и технологий Национальной академии наук Украины

Введение. Основное предназначение магнитолевитирующего поезда (МЛП) – грузопассажирская транспортировка, которая требует затрат механической энергии. Терминальная задача рассматриваемого артефакта – дозированное преобразование потребляемой электрической энергии в кинетическую. Поэтому среди подсистем МЛП ключевой является электромеханическая (ЭМП).

Актуальность исследования. ЭМП МЛП является большой и сложной – во многих смыслах – одновременно. В общем случае, она не линейна, не стационарна и не голономна, а её возмущения – не предсказуемы. Естественные движения такой подсистемы весьма не тривиальны и далеки от желаемых оптимальных и даже рациональных. Для приведения результирующих движений ЭМП к желательным кондициям, к ней прикладываются управления. Один из наиболее рациональных путей нахождения требуемых законов изменения последних [1] – решение для подсистемы обратной задачи динамики. Однако, решение такой задачи возможно лишь при наличии модели естественного движения подсистемы. Поэтому получение упомянутой модели является (в рамках использования методов математического моделирования) фундаментальным и необходимым условием как исследования естественной динамики ЭМП МЛП, так и построения её управляемых движений.

Постановка задачи. Арсенал методов, теоретически позволяющих получить модель естественной динамики подсистемы, как известно [2], достаточно широк. При условии одинаковости исходных предпосылок построения, уравнения движения, полученные различными путями, адекватны по содержанию, но могут сильно разниться как обобщёнными затратами на это построение (и вероятностью возникновения ошибки в его процессе), так и формой отражения структуры системы и процессов в ней. Однако, именно эти затраты и форма являются основными факторами, определяющими не только удобство (а часто и вовсе – реальную возможность) построения модели и её использования при решении задач анализа и синтеза движения, но и диапазон функциональных возможностей такого использования. В результате, даже общепризнанный метод моделирования естественной динамики с использованием уравнения Лагранжа второго рода "…столь эффективный в теоретических изысканиях, нередко оказывается не обоснованно усложнённым при рассмотрении конкретных задач…" [3]. Решение проблемы выбора рационального метода моделирования естественной динамики ЭМП МЛП осложняется ещё и тем обстоятельством, что [4], в ряде случаев, правильность такого моделирования может потребовать рассмотрения движений относительно неинерциальных систем отсчёта. При этом, например, метод уравнений Лагранжа второго рода может оказаться не применимым [2].

Результаты анализа альтернативных методов моделирования динамики ЭМП свидетельствуют о преимуществах тензорных методов по сравнению с классическими. Основными из этих преимуществ являются:

– возможность построения уравнений модели в виде, инвариантном по отношению к виду описываемого физического процесса (в том числе, – благодаря использованию метода динамических аналогий [5]);

– инвариантность формы таких уравнений относительно преобразований координат;

– геометризация процессов анализа и синтеза движения;

– радикальное повышение компактности и обозримости выражений;

– рекуррентно-блочный характер процедуры моделирования с любой требуемой глубиной вложенности;

– возможность использования диакоптических методов исследования;

– возможность высокой формализации и автоматизации процесса исследования на базе системного использования современных информационных технологий.

Изложенное выявляет целесообразность комплексного использования тензорных методов в динамике и, в частности, – при исследовании движений ЭМП МЛП.

В качестве расчётной схемы подсистемы принимается агрегат инерционных элементов, взаимодействующих через податливые. Степень глобальности этих элементов, в зависимости от конкретных целей и условий исследования, может быть весьма разнообразной и ограничена лишь тем, что агрегирование возможно вплоть по имитации всей ЭМП одним элементом, а декомпозиция – до уровня физического фрейма. Под последним понимается [6] простейший, но наиболее общий функциональный элемент, необходимый и достаточный для представления класса качественно однотипных объектов. Фреймами механической природы естественно считать идеальные твёрдые тела, упругости и демпферы, а электрической – идеальные индуктивности, ёмкости и активные сопротивления.

До объединения в агрегат, элементы расчётной схемы ЭМП ничем не соединены, их движения ничем не стеснены и конфигурация совокупности определяется опорными координатами

$$\xi^p \ \forall\ p \in [\overline{1, N}]\,, \tag{1}$$

где N – число таких координат.

После сопряжения, на движения элементов накладываются ограничения, формализуемые уравнениями связей, которые будем считать склерономными голономными

$$\xi^p = \xi^p(\eta^\lambda) \forall\ p \in [\overline{1, N}],\ \lambda \in [\overline{1, L}]\,, \tag{2}$$

где $\eta^\lambda \forall \lambda \in [\overline{1, L}]$ – обобщённые координаты подсистемы; L – число её степеней свободы.

Таким образом, элементы соединены согласно структуре агрегата, определяемой его структурной матрицей [7]:

$$S = \frac{\partial \xi^p}{\partial \eta^\lambda} \forall\ p \in [\overline{1, N}], \lambda \in [\overline{1, L}]\,. \tag{3}$$

Наличие в расчётной схеме ЭМП МЛП идеальных (безынерционных) податливых элементов учитывается введением в рассмотрение обобщённых сил, возникающих в них при изменении состояния. Выражения для таких сил получаются после принятия дополнительных идеализаций относительно их природы. Будем считать, то указанные силы пропорциональны значениям и скоростям изменения величин, характеризующих состояние податливых элементов:

$$E_\nu = \kappa_\nu \cdot \Delta_\nu + n_\nu \cdot \dot{\Delta}_\nu \ \forall \nu \in [\overline{1, D}]\,, \tag{4}$$

где $E_\alpha, \Delta_\alpha, \dot{\Delta}_\alpha$ – обобщённая сила в α-ом элементе, значение и скорость изменения величины, характеризующей его состояние; $\kappa_\alpha, n_\alpha, D$ – коэффициенты пропорциональности, а также число податливых элементов в расчётной схеме ЭМП.

С использованием одной из систем динамических аналогий [5], каждой из величин, входящих в (4), может быть дана физическая интерпретация. Например, в первой из таких систем:

– для механического податливого элемента: E_α – механическая сила; $\Delta_\alpha, \dot{\Delta}_\alpha$ – значение и скорость изменения деформации; κ_α, n_α – жёсткость и коэффициент вязкого сопротивлении;

– для электрического элемента: E_α – приложенное напряжение; $\Delta_\alpha, \dot{\Delta}_\alpha$ – заряд и ток; κ_α, n_α – инверсная ёмкость и омическое сопротивление.

Итак, расчётная схема ЭМП МЛП приводится к агрегату идеальных инерционных элементов, соединённых способом, определяемым структурной матрицей S. На каждый такой элемент через связи со стороны податливых элементов действуют обобщённые силы реакций:

$$R_\gamma = R_\gamma(E_\mu) \forall \gamma \in [\overline{1,J}], \mu \in [\overline{1,H}], \tag{5}$$

где J, H – число связей, наложенных на инерционный элемент, и число податливых элементов, которые с ним взаимодействуют.

Кроме того, со стороны внешней среды на тот же инерционный элемент действует иная группа обобщённых сил:

$$W_\varepsilon = W_\varepsilon(\chi_\tau) \forall \varepsilon \in [\overline{1,V}], \tau \in [\overline{1,A}], \tag{6}$$

где $V, \chi_\tau \forall \tau \in [\overline{1,A}], A$ – число “каналов”, по которым осуществляется взаимодействие элемента со средой, её параметры, от которых это взаимодействие зависит, а также количество таких параметров.

С использованием принципа освобождаемости от связей, а также обобщённой теоремы Пуансо [2], система сил, действующих на i-ый инерционный элемент, приводится к их главному вектору

$$F_i = F_i(R_\gamma, W_\varepsilon) \forall \gamma \in [\overline{1,J}], \varepsilon \in [\overline{1,V}] \tag{7}$$

и главному моменту

$$M_i = M_i(R_\gamma, W_\varepsilon) \forall \gamma \in [\overline{1,J}], \varepsilon \in [\overline{1,V}]. \tag{8}$$

После описанной редукции, движение i-го инерционного элемента расчётной схемы ЭМП МЛП может быть описано уравнениями [3]

$$g_{iuv} \cdot \ddot{\rho}_i^v + \Gamma_{iu,vw} \cdot \dot{\rho}_i^v \cdot \dot{\rho}_i^w = \mathrm{T}_{iu} \forall u, v, w \in [\overline{1,G}], \tag{9}$$

где $g_{iuv}, \Gamma_{iu,vw} \forall u, v, w \in [\overline{1,G}]$ – его расширенный тензор инерции и трёхиндексный символ Кристоффеля первого рода; $\rho_i^v \forall v \in [\overline{1,G}], G, \mathrm{T}_{iu} \forall u \in [\overline{1,G}]$ – его же опорные координаты, их число и соответствующие обобщённые силы.

Может быть показано, что

$$\Gamma_{iu,vw} = 0{,}5 \cdot \left(\frac{\partial g_{iuv}}{\partial \rho_i^w} + \frac{\partial g_{iuw}}{\partial \rho_i^v} - \frac{\partial g_{ivw}}{\partial \rho_i^u} \right) \forall u, v, w \in [\overline{1,G}]. \tag{10}$$

Кроме того, естественно,

$$\mathrm{T}_{iu} = \mathrm{T}_{iu}(F_i, M_i) \forall u \in [\overline{1,G}]. \tag{11}$$

Физическая интерпретация, а поэтому и вид зависимостей уравнений (9) от параметров элемента определяется его физической природой.

Исходя из (9), движение агрегата, являющегося расчётной схемой ЭМП, может быть описано тензорным уравнением вида:

$$b_{pq} \cdot \ddot{\xi}^q + B_{p,qr} \cdot \dot{\xi}^q \cdot \dot{\xi}^r = Q_p \; \forall \, p, q, r \in [\overline{1,N}]; \tag{12}$$

$$b_{pq} = diag\{\|g_{1uv}\|, \|g_{2uv}\|, ..., \|g_{\mathrm{K}uv}\|\} \forall \, p, q \in [\overline{1,N}]; u, v \in [\overline{1,G}]; \tag{13}$$

$$B_{p,qr} = diag\{[\Gamma_{1u,vw}],[\Gamma_{2u,vw}],...,[\Gamma_{Ku,vw}]\} \forall\, p,q,r \in [\overline{1,N}]; u,v,w \in [\overline{1,G}]; \quad (14)$$

$$Q_p = \left\| \mathrm{T}_{1u}\ \mathrm{T}_{2u} ... \mathrm{T}_{Ku} \right\|^T \forall\ p \in [\overline{1,N}]; u \in [\overline{1,G}], \quad (15)$$

где $b_{pq}, B_{p,qr} \forall p,q,r \in [\overline{1,N}]$ – тензор инерции агрегата и его трёхиндексный символ Кристоффеля первого рода в координатах $\xi^p \forall\ p \in [\overline{1,N}]$; $Q_p \ \forall\ p \in [\overline{1,N}]$ – обобщённые силы, сопряжённые с этими координатами; K – число инерционных элементов в расчётной схеме ЭМП МЛП.

Уравнения (12), в силу своей тензорной природы, инвариантны по отношению к преобразованиям координат. Поэтому в координатах $\eta^\lambda \forall \lambda \in [\overline{1,L}]$ модель движения рассматриваемой подсистемы будет иметь вид, идентичный упомянутым уравнениям, однако выражения для коэффициентов должны быть трансформированы с помощью матрицы преобразования S. Из уравнений связей, наложенных на подсистему, следует, что

$$\dot{\xi}^p = \frac{\partial \xi^p}{\partial \eta^\lambda} \cdot \dot{\eta}^\lambda \ \forall p \in [\overline{1,N}], \lambda \in [\overline{1,L}];$$

$$\ddot{\xi}^p = \frac{\partial \xi^p}{\partial \eta^\lambda} \cdot \ddot{\eta}^\lambda + \frac{\partial^2 \xi^p}{\partial \eta^\lambda \partial \eta^\mu} \cdot \dot{\eta}^\lambda \cdot \dot{\eta}^\mu \ \forall p \in [\overline{1,N}]; \lambda, \mu \in [\overline{1,L}]. \quad (16)$$

Умножение уравнений (12) на структурную матрицу (3), со сверткой по p, позволяет показать, что

$$b_{pq} \cdot \frac{\partial \xi^p}{\partial \eta^\lambda} \cdot \ddot{\xi}^q + \frac{\partial \xi^p}{\partial \eta^\lambda} \cdot B_{p,qr} \cdot \dot{\xi}^q \cdot \dot{\xi}^r = \frac{\partial \xi^p}{\partial \eta^\lambda} \cdot Q_p \ \forall\ p,q,r \in [\overline{1,N}]; \lambda \in [\overline{1,L}]. \quad (17)$$

Учёт же (7), (8), (11) и (15) приводит к заключению, что

$$Q_p = Q_p(R_\gamma, W_\varepsilon) \forall\ p \in [\overline{1,N}]; \gamma \in [\overline{1,\tilde{J}}]; \varepsilon \in [\overline{1,\tilde{V}}], \quad (18)$$

где $\tilde{J}, \tilde{V}$ – число связей, наложенных на элементы подсистемы, а также “каналов” их взаимодействия с внешней средой.

Теорема об идеальности связей [2]:

$$\frac{\partial \xi^p}{\partial \eta^\lambda} \cdot Q_p(R_\gamma) \equiv 0 \ \forall p \in [\overline{1,N}], \gamma \in [\overline{1,\tilde{J}}] \quad (19)$$

позволяет записать соотношения (17) в виде

$$b_{pq} \cdot \frac{\partial \xi^p}{\partial \eta^\lambda} \cdot \ddot{\xi}^q + \frac{\partial \xi^p}{\partial \eta^\lambda} \cdot B_{p,qr} \cdot \dot{\xi}^q \cdot \dot{\xi}^r = \frac{\partial \xi^p}{\partial \eta^\lambda} \cdot Q_p(W_\varepsilon) \forall\ p,q,r \in [\overline{1,N}]; \lambda \in [\overline{1,L}]; \varepsilon \in [\overline{1,\tilde{V}}]. \quad (20)$$

Подстановка в последние уравнения соотношений (16), а также введение обозначений:

$$c_{\lambda\mu} = b_{pq} \cdot \frac{\partial \xi^p}{\partial \eta^\lambda} \cdot \frac{\partial \xi^q}{\partial \eta^\mu} \forall\ p,q \in [\overline{1,N}]; \lambda, \mu \in [\overline{1,L}]; \quad (21)$$

$$C_{\lambda,\mu\nu} = b_{pq} \cdot \frac{\partial \xi^p}{\partial \eta^\lambda} \cdot \frac{\partial^2 \xi^q}{\partial \eta^\mu \partial \eta^\nu} + \frac{\partial \xi^p}{\partial \eta^\lambda} \cdot \frac{\partial \xi^q}{\partial \eta^\mu} \cdot \frac{\partial \xi^r}{\partial \eta^\nu} \cdot B_{p,qr} \ \forall p,q,r \in [\overline{1,N}]; \lambda, \mu, \nu \in [\overline{1,L}]; \quad (22)$$

$$Y_\lambda = \frac{\partial \xi^p}{\partial \eta^\lambda} \cdot Q_p(W_\varepsilon) \forall\ p \in [\overline{1,N}]; \lambda \in [\overline{1,L}]; \varepsilon \in [\overline{1,\tilde{V}}], \quad (23)$$

позволяет записать модель движения ЭМП МЛП, в обобщённых координатах $\eta^{\lambda} \quad \forall \lambda \in [\overline{1,L}]$, в виде

$$c_{\lambda\mu} \cdot \ddot{\eta}^{\mu} + C_{\lambda,\mu\nu} \cdot \dot{\eta}^{\mu} \cdot \dot{\eta}^{\nu} = Y_{\lambda} \forall \lambda, \mu, \nu \in [\overline{1,L}], \tag{24}$$

где $c_{\lambda\mu}, C_{\lambda,\mu\nu}, Y_{\lambda} \forall \lambda, \mu, \nu \in [\overline{1,L}]$ – ковариантный метрический тензор агрегата, принятого в качестве расчётной схемой ЭМП МЛП, его трёхиндексный символ Кристоффеля первого рода в координатах $\eta^{\lambda} \forall \lambda \in [\overline{1,L}]$, а также обобщённые силы, сопряжённые с этими координатами.

Может быть показано, что, аналогично (10), справедливыми являются соотношения

$$C_{\lambda,\mu\nu} = 0{,}5 \cdot \left(\frac{\partial c_{\lambda\mu}}{\partial \eta^{\nu}} + \frac{\partial c_{\lambda\nu}}{\partial \eta^{\mu}} - \frac{\partial c_{\mu\nu}}{\partial \eta^{\lambda}} \right) \forall \lambda, \mu, \nu \in [\overline{1,L}]. \tag{25}$$

Модель (24) построена на основе уравнений (12), описывающих фундаментальные процессы в ЭМП, с использованием матрицы преобразования (3), формализующей структуру той же подсистемы. Таким образом, полученные уравнения полностью отвечают требованию синтетичности учёта функционально-структурной организации объекта исследования.

Исходя из изложенного, предлагаемой процедуре тензорного моделирования динамики ЭМП МЛП может быть дана следующая геометрическая интерпретация. В дискретном пространстве-структуре возможных расчётных схем объекта исследования любая из таких схем считается проекцией схемы обобщённой ЭМП в координатной системе, определяемой способом соединения и числом инерционных элементов (в общем случае – каждого физического типа в отдельности) в этой конкретной схеме. Под обобщённой будем понимать ЭМП, расчётная схема которой достаточно полна для представления ЭМП любого реально возможного МЛП. Число инерционных элементов в расчётной схеме, определяясь спецификой моделируемого поезда, а также конкретной исследовательской задачи, по крайней мере, на каждом этапе её решения может считаться постоянным. В таком случае, структурная матрица подсистемы S, характеризующая способ соединения её элементов, осуществляет редукцию обобщённой расчётной схемы в конкретную. В то же время, тензорный характер модели (25) позволяет, без нарушения её справедливости, переходить к любой системе координат $\eta^{\lambda} \forall \lambda \in [\overline{1,L}]$, то есть, с учётом сказанного, – к любой структуре расчётной схемы ЭМП МЛП. Из этого следует, что модель динамики, первоначально построенная для случая простейшей структуры подсистемы, которой, очевидно, является совокупность несопряжённых инерционных элементов, затем может быть трансформирована к окончательному виду с помощью структурной матрицы агрегата. При этом степень глобальности таких элементов может быть любой необходимой в пределах от фрейма до имитации всей ЭМП одним элементом. Таким образом, при использовании предлагаемого метода, построение модели динамики ЭМП, в любой удобной для дальнейшего её применения системе обобщённых координат, сводится к следующему:

– выбору расчётной схемы подсистемы, то есть определению числа, способа сопряжения и параметров её инерционных элементов, а также действующих на них возмущений;

– фиксации удобных обобщённых координат агрегата;

– получению аналитических связей обобщённых и опорных координат;

– построению структурной матрицы подсистемы;

– составлению для каждого инерционного элемента расчётной схемы, исходя из действующих на неё возмущений, выражений обобщённых сил;

– монтажу, согласно соотношениям типа (13) - (15), элементов уравнений типа (12);

– определению, согласно выражениям (21), (23) и (25) элементов модели (24).

При первоначальном построении модели динамики ЭМП, в качестве инерциальных элементов её расчётной схемы используются физические фреймы. Однако, вдальнейшем, без фундаментальной перестройки такой модели, возможно их произвольное комбинирование. Корректировка модели (24) при таких трансформациях осуществляется взаимной заменой, в выражениях типа (21) и (23), объектов, относящихся к отдельным фреймам и их группам. После получения уравнений, описывающих движения типовых блоков конструктивной схемы ЭМП, модель её динамики может строиться из таких уравнений с их сборкой при помощи структурной матрицы артефакта.

Все перечисленные этапы построения модели динамики ЭМП МЛП, начиная с третьего, благодаря их высокой формализованности и хорошей алгоритмизируемости, полностью компьютеризируемы. Поэтому, на базе соответствующего системного и прикладного программного обеспечения, применение тензорных методов позволяет полностью автоматизировать процесс построения модели динамики ЭМП МЛП. В качестве входной информации при этом требуются лишь: расчётная схема подсистемы, представленная числом в ней инерционных элементов (механического и электрического типов – в отдельности), их способом сопряжения, параметрами и возмущениями; желательные обобщённые координаты подсистемы. Указанное значительно повысит оперативность и качество решения задач динамики, как ЭМП, так и МЛП вцелом, выдвигаемых практическими условиями их эксплуатации.

Результаты исследования. Исходя из описанных особенностей МЛП и, в частности, – его ключевой подсистемы – ЭМП, выявлена настоятельная потребность в построении математической модели естественного движения последней. Проведён селективный подбор наиболее приемлемого типа методики упомянутого построения. В отношении многих критериев сравнения, таким типом оказался тензорный. Изложен алгоритм предлагаемой методики построения тензорной модели естественного движения ЭМП МЛП.

Выводы. Необходимость нормализации результирующих движений МЛП приводит, в частности, к потребности в построении модели естественной динамики ЭМП исследуемого артефакта. Наиболее приемлемым типом методики такого построения, в отношении многих критериев сравнения, видится тензорный. В работе абрисно изложен алгоритм предлагаемый тензорной методики построения упомянутой модели.

ЛІТЕРАТУРА

1. Галлиулин А. С. Аналитическая динамика / А. С. Галлиулин – М.: Высш. шк., 1989. 264 с.

2. Лурье А. И. Аналитическая механика / А. И. Лурье – М.: Гостехиздат, 1961. 824 с.

3. Ишлинский А. Ю. Классическая механика и силы инерции / А. Ю. Ишлинский – М.: Наука, 1987. 320 с.

4. Ленк А. Электромеханические системы / А. Ленк – М.: Мир, 1978. 283 с.

5. Ольсон Г. Динамические аналогии / Г. Ольсон – М.: Гос. из-во иностр. лит., 1947. 224 с.

6. Петров Л. Е. Тензоры и фреймы. В кн.: Интеллектуальные банки данных / Под ред. Л. Т. Кузьмина – Тбилиси, 1982. С. 21 – 23.

7. Коренев Г. В. Целенаправленная механика управляемых манипуляторов – М.: Наука, 1979. 448 с.

ПРОЦЕСС ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА В СУДОВОМ СРЕДНЕОБОРОТНОМ ДИЗЕЛЕ НА ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ

Половинка Э.М., Слободянюк Н.В.
Национальный университет «Одесская морская академия» (Украина)

Двигатель внутреннего сгорания значительную часть эксплуатационного времени работает под воздействием меняющихся нагрузок - работа на переменных режимах. Меняющиеся нагрузки бывают природного происхождения или эксплуатационного создаваемые персоналом.

В качестве примера можно привести запись параметров главного двигателя в процессе маневрирования при входе в порт, представленные на рис.1 [1].

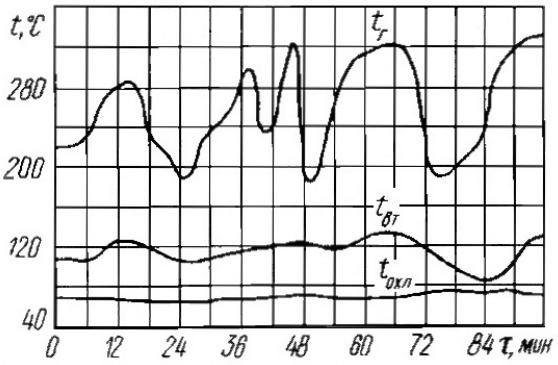


Рисунок 1. Изменения режимов работы двигателя при маневрировании судна $t_г$ – температура выпускных газов; $t_{вт}$ – втулки цилиндров; $t_{охл}$ – охлаждающей цилиндр воды

Одним из основных факторов, определяющих ухудшение рабочего процесса двигателей на переменных режимах, является изменение процесса впрыскивания топлива. Это наиболее характерно для пусковых режимов. Примером может служить запись подъёма иглы форсунки и график изменения давления топлива при пуске высокооборотных двигателей рис.2.

Из осциллограммы видно, что подача топлива вялая, растянутая по времени при малом давлении топлива, неполном подъёме иглы и дробном характере её движения.

Следовательно, совершенствование рабочих процессов дизелей на переменных

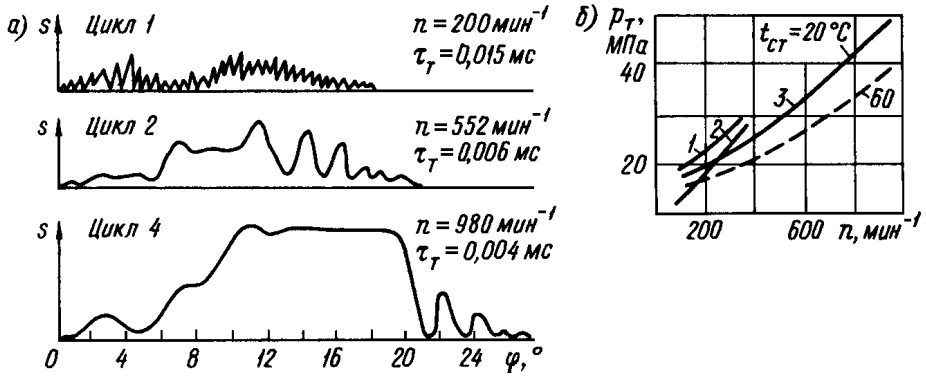


Рисунок 2. Подъём иглы форсунки и давление топлива при пуске двигателей: а) дизель 8ЧН13/14; б) 1 – ДН23/30, 2 – Ч15/18, 3 – Ч 13/14

режимах является актуальной задачей, как в научном, так и практическом плане.

В качестве начального этапа исследований особенностей процессов впрыскивания на малых и переменных режимах целесообразно выполнить испытания с изменением частоты вращения при неизменных регулировочных параметрах системы впрыскивания. Для проведения такого эксперимента предпочтительно использовать безмоторный стенд. В этом случае возникает возможность свободного задания регулировочных параметров, что трудно обеспечить при моторных испытаниях.

С учётом сказанного проведена подготовка опытов с применением топливной аппаратуры среднеоборотного судового дизеля ЧН 25/34. Основные параметры топливного насоса высокого давления (ТНВД) следующие: диаметр плунжера 16 мм, ход 16 мм; форсунка закрытого типа с распылителем 9х0,35 мм. Привод распределительного вала стенда осуществлялся электродвигателем постоянного тока, что обеспечивало бесступенчатое регулирование частоты вращения.

Общий вид системы топливоподачи с датчиками на безмоторном стенде представлен на рис.3.

В эксперименте записывались следующие параметры:

- давление топлива в штуцере топливного насоса $p_н$;
- давление топлива в штуцере форсунки $p_{ф.вх}$;
- давление в топливном канале форсунки $p_{ф.к}$;
- ход иглы распылителя z;
- определялась частота вращения распределительного вала $n_р$;
- фиксировался угол поворота распределительного вала φ;
- измерялось и время τ.

выход рейки ТНВД в эксперименте составлял 15 мм.

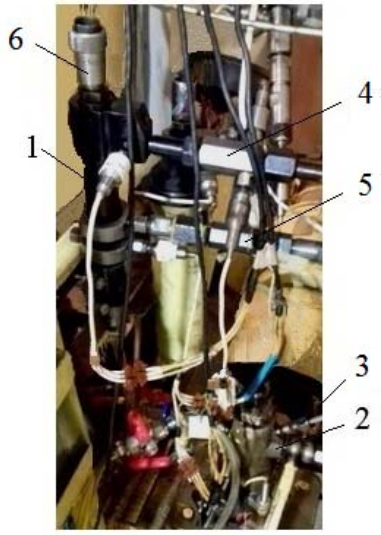


Рисунок 3. Общий вид стенда системы топливоподачи с датчиками:

1 – форсунка; 2 – ТНВД; 3 – датчик давления в насосе $p_н$; 4 – датчик давление на входе в форсункуу $p_{ф.вх}$; 5 – датчик давления в канале форсунки $p_{ф.к}$; 6 – датчик хода иглы форсунки z.

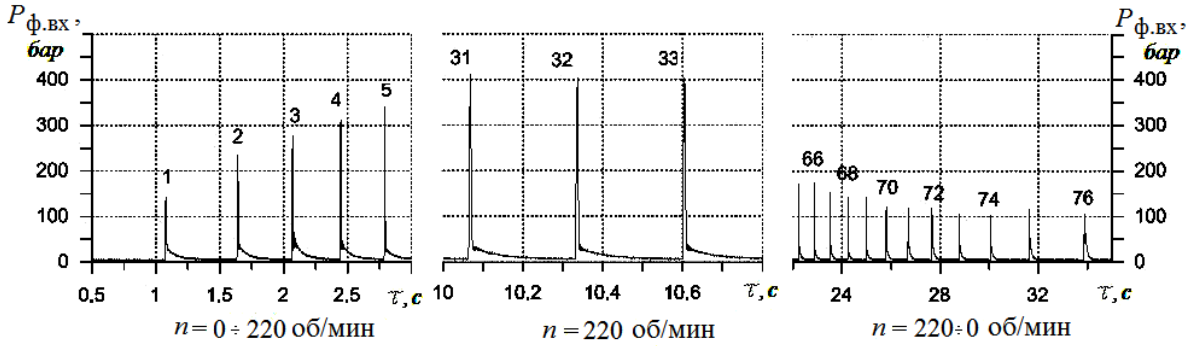
Осциллографирование, обработка данных и оформление результатов выполнено с помощью программно-аппаратного комплекса на базе тензометрического усилителя, разработанного в НУ"ОМА" на кафедре СЭУ. С записью на персональный компьютер. С дальнейшей обработкой специализированным программным обеспечением.

Программой эксперимента предусмотрено повышение и снижение частоты вращения от остановки и до пускового значения. Кроме того, после набора установленной скорости вращения выдерживался промежуток времени, достаточный для стабилизации процесса впрыскивания.

Эксперимент проведен в следующей последовательности. Предварительно задан режим пусковой частоты вращения установкой напряжения электродвигателя. Затем стенд был остановлен и после начала записи осциллограммы запущен с установленным ранее напряжением. После выхода на пусковую частоту и стабилизации режима двигатель отключался и происходил выбег системы до остановки. Запись осциллограммы велась непрерывно вплоть до остановки стенда.

При обработке полученных осциллограмм определены величины давлений и фазы топливоподачи. Распределение данных отнесено к текущему времени опыта (τ с начала записи) и номеру цикла (с момента первого впрыскивания). Испытания проведены при давлении затяжки пружины форсунки близком к нулевому. По этой причине запись линии подъёма иглы превышает конструктивную величину z_{max} = 0,45 мм поскольку возможен неконтролируемый отрыв штанги пружины от хвостовика иглы и соответствующее перемещение штока датчика подъёма иглы.

Общая картина эксперимента представлена на рис.4 в форме зависимости максимального давления $p_{ф.вх}$ от времени и номера цикла.



а) б) в)

Рисунок 4. Изменение давления $p_{ф.вх}$ в течение эксперимента:
а – разгон; б – зона стабильных оборотов; в – выбег

Как следует из графика, продолжительность опыта составила 36 сек, количество циклов в течение записи равно 76.

Для анализа полученных данных необходимо учесть текущее значение частоты вращения (средней скорости вращения в течение цикла впрыскивания). Такие данные приведены на тахограмме рис.5, полученной обработкой исходной записи на участках подачи топлива.

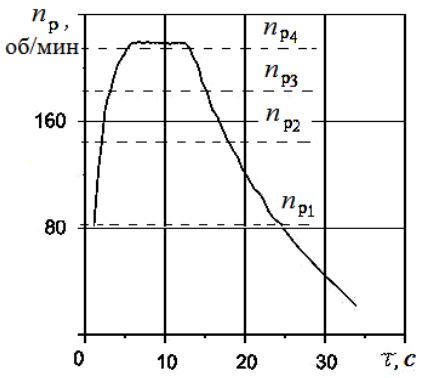


Рисунок 5. Тахограмма эксперимента

Из сопоставления рис.4,5 следует, что на участке разгона (циклы 1-16) скорость вращения увеличилась с 82 до 220 об/мин. За этот период $p_{ф.вх}$ возросло от 143 до 394 бар. При стабильной частоте вращения, составившей $n_р$ = 220 об/мин, давление поддерживалось на уровне 405 бар.

Участок выбега представляет интерес с точки зрения изменения параметров впрыскивания топлива при падении оборотов. Такой режим, естественно, не характерен для работы двигателя, но позволяет детальнее исследовать переходные процессы в топливной аппаратуре.

Тахограмма выбега на рис.5 характерна плавным снижением $n_р$ и приходится на время τ = 13-34 с. Запись давления на рис.4в относится к последним 10 с, когда скорость вращения уменьшилась с 93 до 22 об/мин, а $p_{ф.вх}$ – в диапазоне 170 – 105 бар.

Для анализа процесса топливоподачи на участке разгона (рис.5) выбраны осциллограммы с тремя значениями $n_р$ = 145, 182 , 219 об/мин (рис.6).

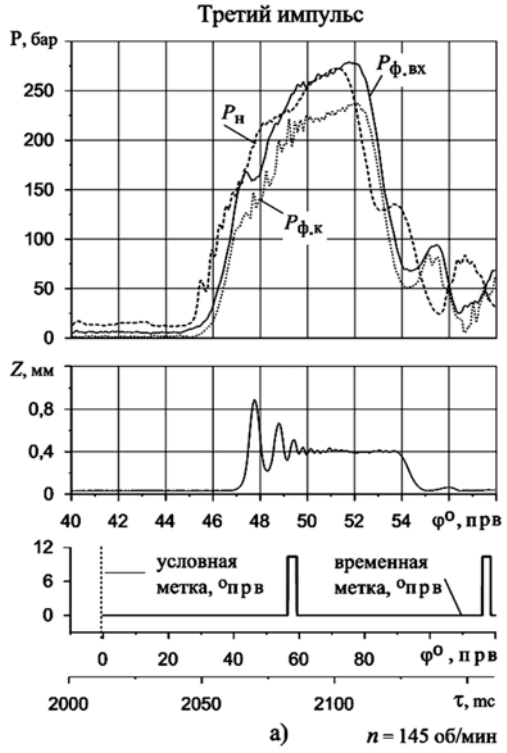
На рис.6а показана разметка осциллограмм для определения условного угла начала впрыскивания $\varphi_н$ и угла впрыскивания $\varphi_{вп.}$

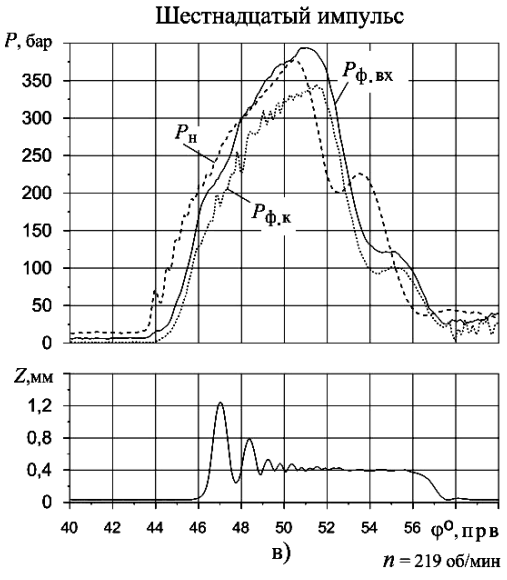
На рис.6б и 6в совмещенные осциллограммы шестого и шестнадцатого циклов на участке разгона.

Для оценки информативности осциллограмм, записанных в различных точках системы впрыскивания, проведём сравнение кривых $p_н$, $p_{ф.вх}$, $p_{ф.к}$. Рассмотрим режим с $n_р$ = 182 об/мин (рис.6б). В первую очередь, сопоставим максимальные величины. Минимальное значение имеет $p_{ф.к}$, которое на 43 бар ниже $p_{ф.вх}$ и на 36 бар меньше $p_н$.

Что касается характера кривых, то можно отметить, что максимумы расположены по ходу волны давления в системе в последовательности $p_н$, $p_{ф.вх}$, $p_{ф.к}$. Сдвиг в указанном порядке составляет $\Delta\varphi$ = 0,5 и 0,4° ПРВ.

Форма осциллограмм существенных отличий не имеет. Колебания на заднем фронте более интенсивны у ТНВД.





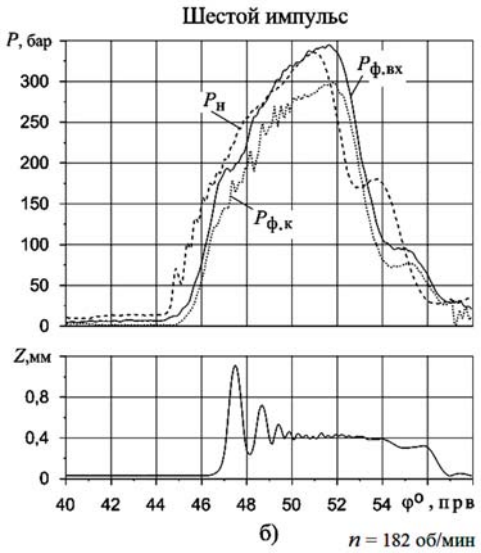


Рисунок 6. Совмещённые осциллограммы впрыскивания на участке разгона.

Осциллограммы двух других циклов при разгоне представлены на рис. 6а и 6в. Характер кривых давления такой же, как и рассмотренный выше, отличие, естественно, в максимальных величинах.

Проведенный анализ позволяет для сопоставления процесса впрыскивания при различной частоте вращения использовать выборочные участки системы впрыскивания. Для этого выбраны $p_н$, $p_{ф.к}$, графики которых приведены на рис.7. Там же показаны кривые $\varphi_{вп}$. Опытные точки нанесены только для разгона.

Полученные зависимости достаточно хорошо аппроксимируются кривыми рис.7, что свидетельствует стабильности измерений.

Диапазон изменения давлений при изменении частоты вращения как при разгоне, так выбеге практически одинаков. Для $p_н$ это 135 – 370 бар и 361 – 134 бар. Для $p_{фк}$: 114 – 328 бар и 328 – 113 бар.

Практически совпадают и значения углов впрыскивания.

Для оценки влияния характера изменения частоты вращении (повышения или снижения) даны совмещённые осциллограммы при $n_р$ = 215 об/мин (рис.8). Кривые давления топлива $p_{ф.вх}$ и подъёма иглы практически совпадают. Т.о. направление переходного режима не влияет на развитие процесса топливоподачи.

Соответствующие совмещённые осциллограммы с близкими значениями оборотов распределительного вала $n_р$ приведены на рис.8.

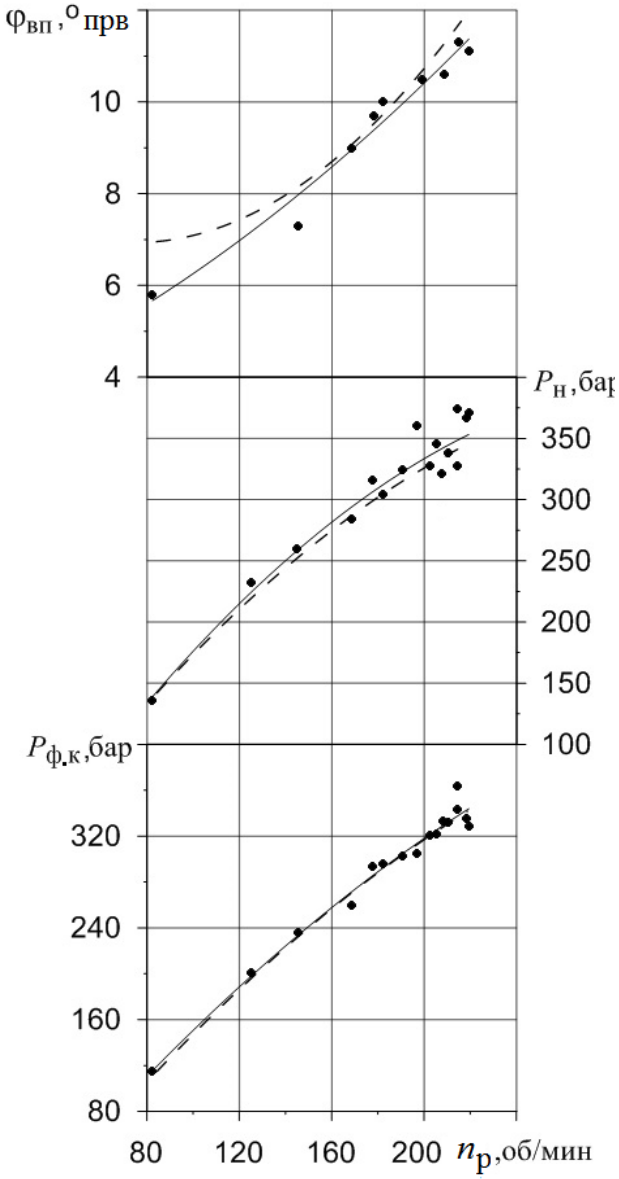


Рисунок 7. Зависимость параметров топливоподачи от частоты вращения на переменных режимах: (——) разгон, (– – –) выбег (обозначения в тексте)

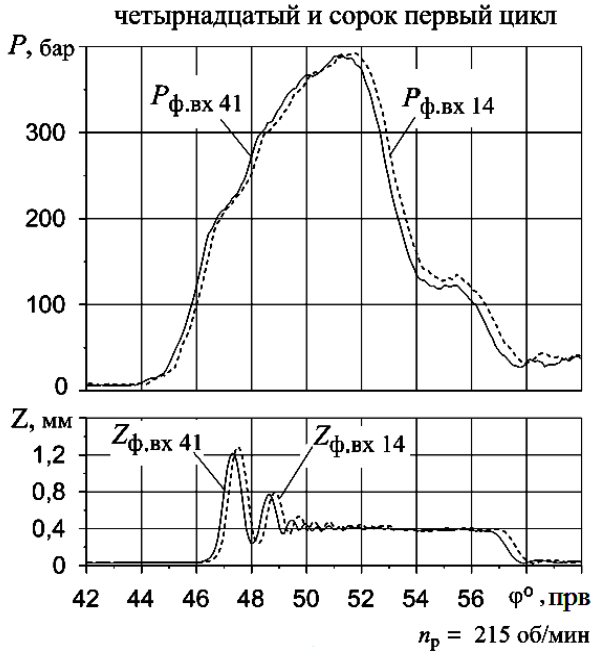


Рисунок 8. Совмещённые осциллограммы циклов разгона и выбега с близкими значениями оборотов распределительного вала $n_р$

Выводы.

Предложенная и реализованная методика исследования процесса впрыскивания при компактном изменении частоты вращения в условиях одного опыта обеспечивает выполнение эксперимента на переменных режимах в любом необходимом диапазоне частоты вращения.

Основным фактором, определяющим характеристики топливоподачи на переменных режимах, является частота вращения. В частности, в условиях эксперимента для диапазона 0 – 220 – 0 об/мин угол впрыскивания составил 5,8 – 11,5 – 2,8°ПРВ, а давление топлива в канале форсунки изменялось от 114 бар до 328 бар.

ЛИТЕРАТУРА

1. Костин А.К. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник / А. К. Костин, Б. П. Пугачев, Ю.Ю. Кочинев; Под общ. ред. А. К. Костин. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989.- 284 с.: ил.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ АЭРОСМЕСИ НА НАЧАЛЬНОМ УЧАСТКЕ ТРАНСПОРТНОГО ТРУБОПРОВОДА

[1]Рыбалко Р.И., [2]Гущин О.В.
[1] Донбасская национальная академия строительства и архитектуры (Украина)
[2] Донбасская государственная машиностроительная академия (Украина)

В данной работе излагается методика определения скорости движения аэросмеси на начальном участке транспортного трубопровода при ее выходе из загрузочного устройства. В процессе работы была получена зависимость, позволяющая определить приращение скорости движения на участке загрузки-разгона сыпучего материала, вызванного аэрирующим воздействием воздушных потоков, подаваемых через сопла в смесительную камеру аэрационного питателя.

Одним из способов решения проблемы замены установок, работающих в режиме полета отдельных частиц во взвешенном состоянии, является разработка установок, работающих при структурированных режимах движения аэросмесей в магистральном трубопроводе [1,2].

В настоящее время предложен ряд загрузочных устройств аэрационного типа для высокоэффективных энергосберегающих способов пневматического транспортирования сыпучих материалов [3,4]. Их отличительной особенностью является использование явления сверхтекучести сухих сыпучих материалов при воздействии на них вдуваемых воздушных струй.

Процесс движения сыпучих материалов на рассматриваемом участке характерен быстрым возрастанием скорости движения до номинальных значений транспортной скорости. Рассматривается участок трубопровода непосредственно за камерой смешения, когда аэросмесь еще движется сплошным плотным аэрированным потоком. В качестве контрольного объема принимается некоторая часть трубопровода, ограниченная входным S_I и выходным S_{II} сечениями (Рис. 1). Силы давления на торцевые сечения в пределах поперечного сечения трубопровода при $S_I = S_{II} = S$ приводятся к виду $(P_I – P_{II})S$, где P_I и P_{II} – соответственно, давления в сечениях I-I и II-II.

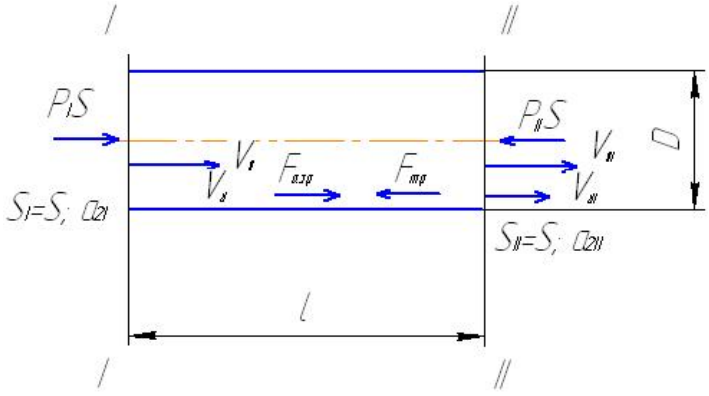


Рисунок 1. Расчетная схема входного участка в пневмотранспортный трубопровод

Используем $\rho_1 = \alpha_1\rho^0_1$; $\rho_2 = \alpha_2\rho^0_2$ и уравнение состояния $\rho_1 = P/P_T$, где α_1 и α_2 – объемная концентрация воздушной фазы (1) и фазы твердых частиц (2) в двухфазном потоке; ρ^0_1 и ρ^0_2 – истинная плотность воздуха (1) и материала (2).

Сила трения частиц текучего материала о внутреннюю поверхность трубопровода

$$F_{\text{òð}} = \rho_2^0 \frac{\alpha_{2'} + \alpha_{2''}}{2} \text{lSgf}\,, \qquad (1)$$

где l – длина рассматриваемого участка;
f – коэффициент трения.

Сила аэрационного воздействия на сыпучий материал в потоке воздуха задается в виде

$$F_{\text{àýð}} = Q_2 \cdot \Delta V_{2l}, \tag{2}$$

где Q_2 – расход на массе сыпучего материала;
V_{2l} – приращение скорости сыпучего материала, движущегося в потоке воздуха, вызванное аэрационным воздействием.

Первое слагаемое уравнение с учетом (1) и (2) записывается

$$\int_S P_n dS = (P_I - P_{II})S - \rho_2^0 \frac{\alpha_{2I} + \alpha_{2II}}{2} lS\rho f + Q_2 \Delta V_{2l} \tag{3}$$

На торцевых поверхностях контрольного объема второе слагаемое выражение в проекциях на ось трубопровода, при допущении о постоянстве скоростей компонентов смеси в пределах поперечного сечения трубопровода, принимает вид:

$$\int_S \rho V V_n dS = Q_1(V_{1II} - V_{1I}) + Q_2(V_{2II} - V_{2I}) \tag{4}$$

Уравнение сохранения импульса смеси, с учетом (3) и (4), записывается в виде

$$Q_1(V_{1II} - V_{1I}) + Q_2(V_{2II} - V_{2I}) = (P_1 - P_2)S - \frac{1}{2}(\alpha_{2I} - \alpha_{2II}) \cdot \cdot \rho_2^0 lSf + Q_2 \Delta_{2l} \tag{5}$$

где Q_1 и Q_2 – соответственно, массовые расходы воздуха и сыпучего материала:

$$Q_1 = \alpha_{1II} \rho_{1II}^0 V_{1II} S; \tag{6}$$

$$Q_2 = \alpha_{2II} \rho_{2II}^0 V_{2II} S. \tag{7}$$

Уравнения замыкаются условием

$$V_{2II} = n V_{1II}, \tag{8}$$

где n = 0,5-0,6 – числовые концентрации смеси.

С учетом последнего выражения уравнение записывается в виде

$$(Q_1 + nQ_2)V_{1II} - Q_1 V_{1II} - Q_2 V_{2I} = (P_I - P_{II})S + Q_2 \Delta V_{2l} - \frac{1}{2}(\alpha_{2I} + \alpha_{2II}) lSgf \tag{9}$$

Из выражения (6) с помощью уравнения состояния находится

$$V_{1II} = \frac{Q_1 RT}{P_2 \alpha_{1II} S}. \tag{10}$$

После подстановок и преобразований объемная концентрация во втором (II) сечении записывается:

- воздуха

$$\alpha_{1II} = \frac{n\alpha_{1I} P_1 V_{1II}}{\alpha_{2I} V_{2I} P_2 + n\alpha_{1I} P_I V_{II}}; \tag{11}$$

- частиц сыпучего материала с учетом полного заполнения объема трубопровода обеими фазами $\alpha_1 + \alpha_2 = 1$

$$\alpha_{1II} = \frac{n\alpha_{1I} P_1 V_{1II}}{\alpha_{2I} V_{2I} P_2 + n\alpha_{1I} P_1 V_{1I}} \tag{12}$$

Исключив из уравнения величины α_{1II} и α_{2II}, с помощью (11) и (12), получим приращение давления, равное

$$\Delta P = P_I - P_{II} = P_I \cdot \tag{13}$$

$$\left[\frac{\mathrm{glf}}{2\mathrm{V}_{2\mathrm{I}}}\left(1+\frac{V_{2I}}{\alpha_{2I}V_{2I}+n\alpha_{1I}V_{1I}}\right)+\left(\alpha_{1I}n-\alpha_{2I}\frac{Q_1}{Q_2}\right)\left(V_{1I}-\frac{V_{2I}}{n}\right)-\Delta V_{2I}\right]$$

Откуда приращение скорости сыпучего материала в потоке воздуха, вызванное аэрационным воздействием при $\Delta P = (P_I - P_{II})$, определяется

$$\Delta \mathrm{V}_{2\mathrm{I}}=\frac{glf}{2V_{2I}}\left(1+\frac{V_{2I}}{\alpha_{2I}V_{2I}+n\alpha_{1I}V_{1II}}\right)+\left(\alpha_{1I}n-\alpha_{2I}\frac{Q_1}{Q_2}\right)\cdot \cdot\left(V_{1I}-\frac{V_{2I}}{n}\right)-\frac{\Delta P}{P}. \qquad (14)$$

Скорость сыпучего материала в начале движения равна

$$\mathrm{V}_{2\mathrm{I}}=\frac{Q_2}{\alpha_{2I}S},$$

где Q_2 – производительность по твердой компоненте;
α_{2I} – объемная концентрация твердой фазы в первом контрольном сечении;
S – площадь поперечного сечения трубопровода.

С учетом начального значения скорость движения на втором контрольном участке составит

$$\mathrm{V}_2 = \mathrm{V}_{2\mathrm{I}} + \Delta \mathrm{V}_{2I}.$$

Анализ полученного уравнения (14) позволяет сделать вывод о том, что скорость разгона частиц зависит от физико-механических свойств транспортируемых материалов (плотность, коэффициент трения), массовой концентрации смеси, расхода по воздуху и сыпучему материалу, величины избыточного давления и длины разгонного участка. Величина ΔV_{2I} находится в пределах 1.5-2,2 м/с, что хорошо согласуется с ранее полученными экспериментальными данными [3].

ЛИТЕРАТУРА

1. Гущин В.М. Интенсификация процессов пневматического транспортирования сыпучих материалов / В.М. Гущин // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004, - №2 (4). – С. 29-32.

2. Гущин В.М. Управление и интенсификация процессов пневматического транспортирования сыпучих материалов струйным воздействием воздушного потока / В.М. Гущин, О.В. Гущин // Теорія і практика будівництва. – 2009. – № 5. – С. 6-15.

3. Гущин В.М. Разработка новых типов загрузочных устройств для пневмотранспорта сыпучих материалов / В.М. Гущин // Удосконалення процесів та обладнання тиском у машинобудуванні та металургії: міжвуз. зб. наук. пр.. – Краматорськ: ДДМА, 1999. – С. 325-330.

4. Патент № 105961, Україна МПК (2016.01) B65G 53/00. Живильний пристрій для пневмотранспорту сипких матеріалів / О.В. Гущин, Р.І. Рибалко (Україна); заявники та патентовласники О.В. Гущин та Р.І. Рибалко. – № u 2015 10143; заявл. 16.10.15; опубл. 11.04.16, Бюл. №7.

5. Патент № 85975, Україна МПК B65G 53/04 (2006.01), B65G 53/52 (2006.01). Живильний пристрій для пневмотранспорту сипких матеріалів / В.М. Гущин, О.В. Гущин, Р.І. Рибалко, Передереєв А.О. (Україна); заявники та патентовласники В.М. Гущин, О.В. Гущин, Р.І. Рибалко, Передереєв А.О. – № u 2013 06816; заявл. 31.05.2013; опубл. 10.12.2013, Бюл. № 23.

РОБОТА ГАЗОВОГО ДВИГУНА НА ПРИВІД ЕЛЕКТРОГЕНЕРАТОРА ЗА РІЗНОГО СКЛАДУ ГАЗО-ПОВІТРЯНОЇ СУМІШІ

Свистун Ю.А.
Національний транспортний університет (Україна)

Вступ. Для України актуальним є використання газових палив в ЖКГ, АПК, на транспорті та у енергетичному секторі, частка газових палив власного видобутку повинна зростати. Асортимент газових палив збільшується за рахунок альтернативних газових палив. Збільшується і кількість моторних силових установок, які працюють на такому паливі. Альтернативними газами можуть бути: біогаз, шахтний, сланцевий та інші гази.

Альтернативні гази на відміну від природного газу (метану CH_4) мають в своєму складі не лише горючу частину, а й не горючу, Наприклад, в біогазі – метан CH_4 складає від 60 до 80 %, а 40 … 20 % – це негорючі гази [1].

На відміну від біогазу, шахтні попутні гази мають біднішу частку метану і тому стабільна робота моторної установки не гарантується. В таких газах CH_4 становить від 5 до 60 %, а іншу частку займає повітря [2].

Постановка задачі. Адаптація моторної установки для роботи в широкому діапазоні газових палив, є актуальною задачею. Швидкий перехід від природного газу до альтернативного доцільний та потребує досліджень. Для ефективної роботи поршневого ДВЗ, який працює на природному або іншому газі, потрібні налаштування систем: живлення, запалювання, автоматичного управління, рециркуляції та нейтралізації відпрацьованих газів (ВГ), тощо.

Мета досліджень – визначення даних з експериментальних досліджень щодо переходу від одного виду газового палива до іншого для налаштувань параметрів мікропроцесорної автоматичної системи управління газовим двигуном, який працює на привід електрогенератора.

Для фізичного моделювання, було введено дві складові – горюча CH_4 та негорючу CO_2-вуглекислий газ. Природний газ, де вміст CH_4 становить 100 % назвали CH100. Альтернативний газ, де CH_4 по масі 80 %, а негорюча складова замінена CO_2 в кількості 20 %, назвали паливом CH80. Такий підхід з фізичним моделюванням різних газових палив, як складових CH_4 і CO_2, дав можливість швидко вирішити задачу моторних досліджень на ефективність згоряння з урахуванням зовнішнього навантаження, отримати вихідні дані для подальших досліджень системи регулювання дозуванням газового палива і запалювання [3].

До експериментального дослідження було поставлено такі задачі: раціональне налаштування системи автоматичного регулювання, перевірка її швидкодії, підтримка стабільної роботи і номінальної частоти обертання залежно від зміни складу суміші, зняття всіх показників при роботі двигуна на газовому та газо-сумішевому паливі, зняття індикаторних та екологічних показників

Моторна установка. Дослідження проведені на газовому двигуні, який був конвертований з бензинового ДВЗ типу 8Ч10/8,8 і працював на привід електричного генератора [4]. Енергетична установка при 1500 $хв^{-1}$ виробляла номінальну електричну потужність 30 кВт. Зовнішня навантаження створювалася реостатами. Ступінь стиснення (8,5) і систему запалювання не змінювали. Система автоматичного дозування газового палива розроблена спільно з Інститутом газу НАН України на основі вузлів мікропроцесорного регулятора фірми HEINZMANN

Принципова схема установки зображена на рис. 1.

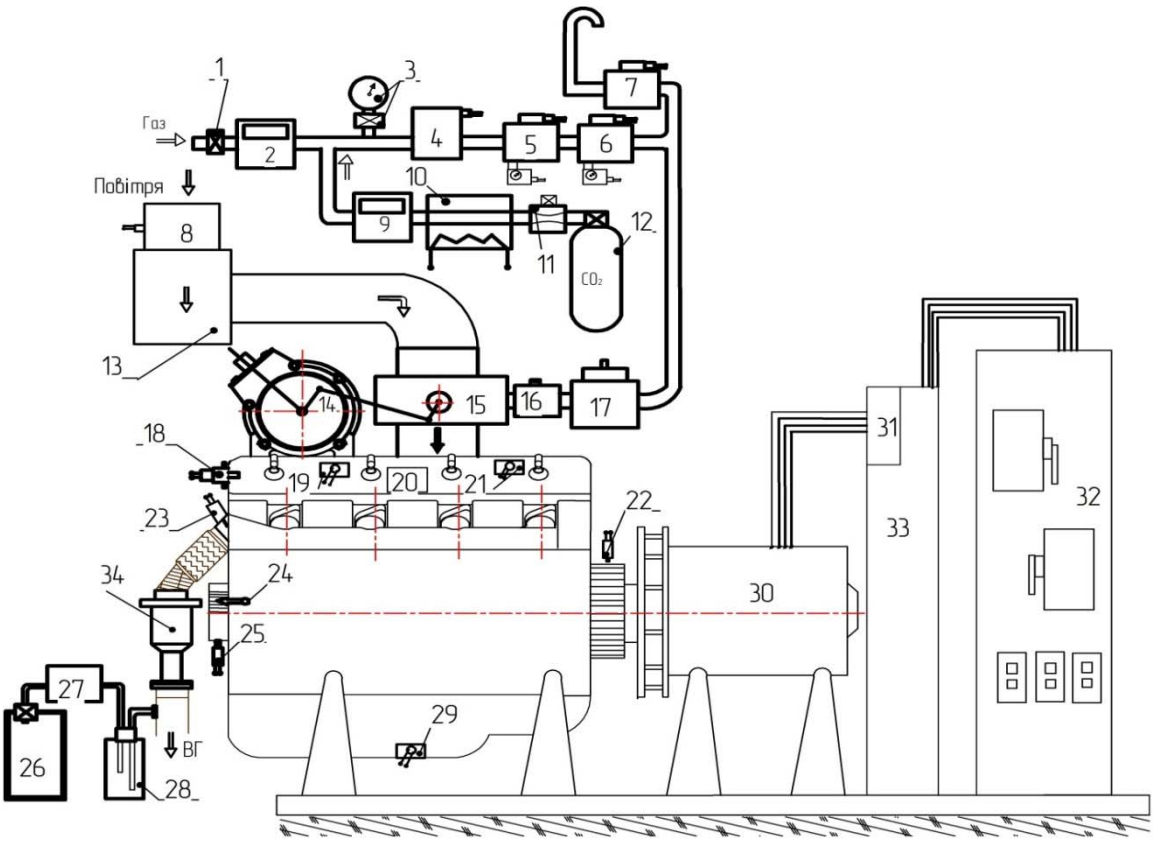


Рисунок 1. Принципова схема газової електростанції з приводом від двигуна 8 Ч10/8,8: 1 – двопозиційний газовий кран; 2, 9 – лічильник газу; 3 – манометр з фільтруючим елементом; 4 – фільтр; 5,6 – електромагнітні клапани з датчиками контролю тиску в газовій системі; 7 – електромагнітний клапан; 8 – термоанемометричний датчик витрати повітря; 10 – нагрівач; 11 – газовий редуктор; 12 – балон з CO_2; 13 – повітряний ресивер; 14 – ПІД-регулятор; 15 – змішувач з дросельною заслінкою; 16 – газовий регулятор; 17 – клапан нульового тиску; 18 – тензометричний датчик тиску; 19,21 – основний та аварійний датчики температури охолоджувальної рідини двигуна; 20 – індуктивний датчик моменту іскри в 5-му циліндрі, 22 – індуктивний датчик частоти обертання колінчастого вала; 23 – датчик температури ВГ; 24 – шкала зі стрілкою; 25 – індуктивний датчик ВМТ 5-го циліндра; 26 – термопакет-відбірник з герметичним клапаном; 27 – компресор; 28 – осушувач газу; 29 – датчики температури і тиску в системі мащення; 30 – генератор; 31 – електронний регулятор; 32 – імітатором зовнішнього навантаження; 33 – шафа управління; 34 – трикомпонентний каталітичний нейтралізатор.

Автоматична система дозування газового палива забезпечує практично сталий склад горючої суміші вздовж навантажувальної характеристики, що показано на рис. 2.

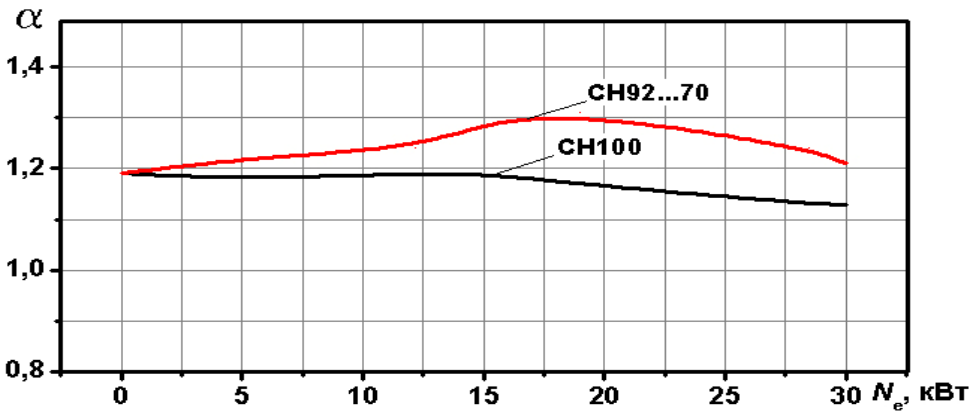
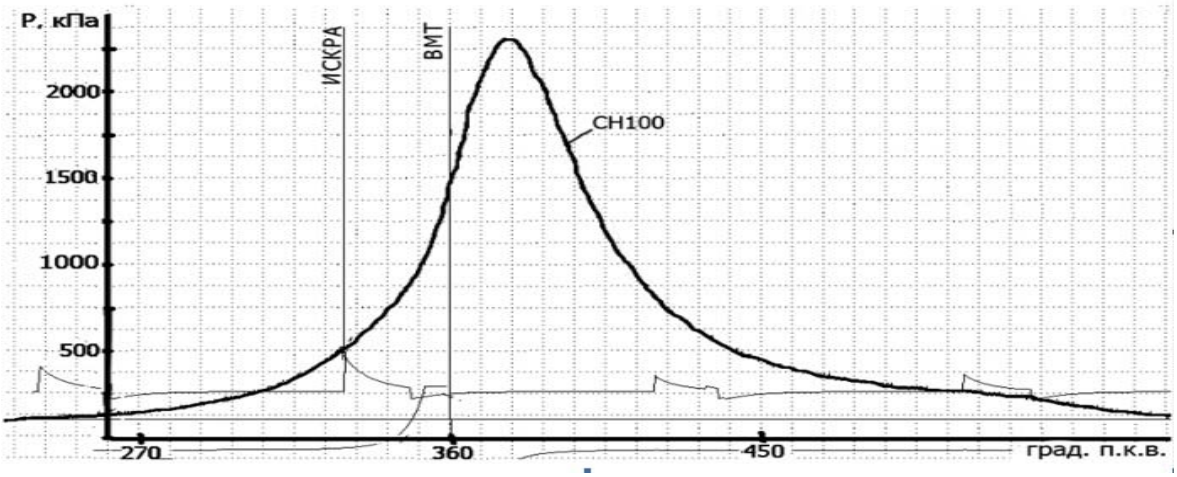
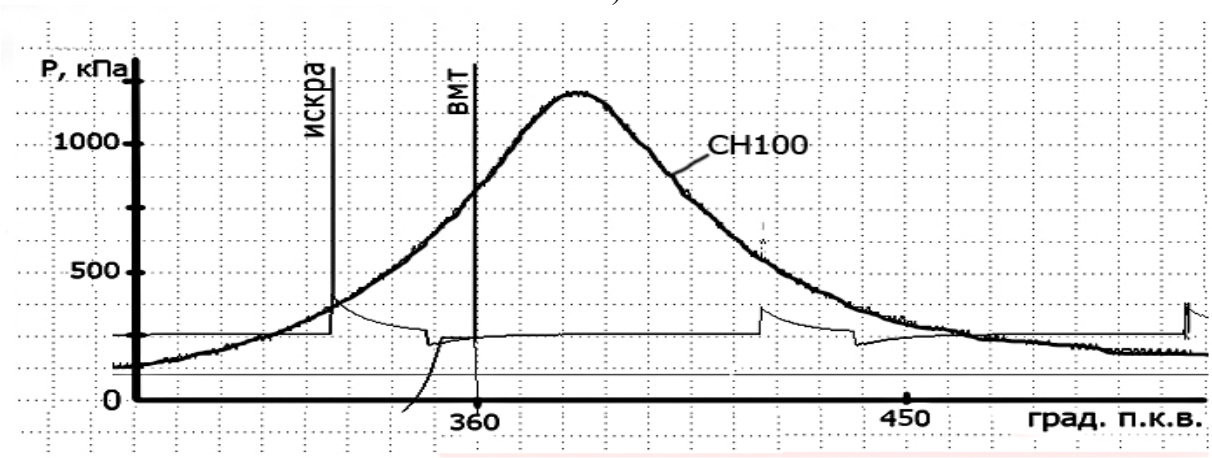


Рисунок 2. Склад суміші газового двигуна 8Ч10/8,8 за навантажувальною характеристикою

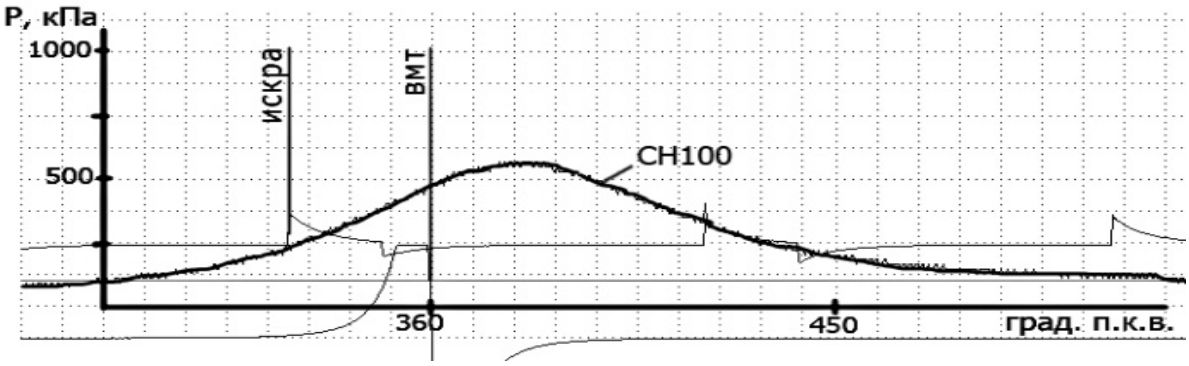
Результати експериментальних досліджень. Були обґрунтовані і вибрані раціональні параметри налаштувань ПІД-регулятора. Проведено індицирування циліндра газового двигуна. Індикаторні діаграми при роботі на природному газі (паливо СН100) показані на рис. 3.



а)



б)



в)

Рисунок 3. Індикаторні діаграми при роботі на природному газі (паливо СН100): а) 100% нагрузки; б) 50% нагрузки; в) режим холостого хода

Схожі індикаторні діаграми отримали і на сумішевих паливах: рис. 3,а – на паливі СН92; рис. 3,б – на паливі СН80; рис. 3,в – на паливі СН70. Зазначимо, що газоелектрична установка працювала не лише в усталених режимах, а і забезпечувала перехідні процеси відповідно першому класу автоматичного регулятора швидкості.

Виконано дослідження системи випуску ВГ і каталітичного нейтралізатора (КН), результати наведено в табл.1.

Таблиця 1. Концентрації шкідливих речовин ВГ при $\alpha = 1$

	холостий хід		номінальний режим	
Компоненти ВГ	після ДВЗ	після КН	після ДВЗ	після КН
CO, млн$^{-1}$	2800	1600	22100	20800
C_mH_n, млн$^{-1}$	3518,8	2455,9	2537,4	1406,1
NO_x, млн$^{-1}$	87	35	800	38

Виконано порівняння концентрацій токсичних компонентів CO, CmHn і NOx до і після КН за навантажувальною характеристикою при 1500 хв$^{-1}$ і стехіометричному складі суміші. Ефективність експериментального КН на газовому двигуні складає: для CO – до 43 %, CmHn – до 45 %, NOx – до 95 % в залежності від навантаження. Показники ефективності КН показують, що каталізатор краще виконує відновну реакцію з нейтралізації NOx.

Найкраща паливна економічність на газовому двигуні отримана при збіднених сумішах. При коефіцієнті надлишку повітря 1,3 при повному навантаженні (100% навантаження) питома витрата палива була 277 г/кВт•год, а при стехіометричному складі суміші – 313 г/кВт•год. Що стосується експериментального КН для газового двигуна, що працює на збіднених сумішах, він повинен бути налаштований переважно на відновлення NOx, концентрації продуктів неповного згоряння в ВГ незначні.

Висновки. Дослідження змодельованого за допомогою горючої (CH_4) та негорючої (CO_2) складової сумішевого палива, яке було використане на двигуні 8Ч10/8,8 з мікроконтролерним дозуванням кількості суміші довели можливість збільшення заміщення основного палива негорючим з 8% при номінальній потужності (30 кВт) електрогенераторної установки до 30% по масі при відсутності зовнішнього навантаження і збереженню стійкої роботи двигуна при 1500 хв$^{-1}$.

Аналіз експериментальних досліджень засвідчив, що за стехіометричного складу суміші експериментальний КН найбільше відновлює NO_x в межах 60…95 %, значення ефективності КН для продуктів неповного згорання в межах 6…43 % для CO і 21…45 % для C_mH_n.

При коефіцієнті надлишку повітря 1,3 при номінальному режимі питома витрата палива становила 277 г/кВт•год, що набагато краще в цілях економії палива чим при стехіометричному складі суміші, при питомій витраті палива 313 г/кВт•год. Але при роботі на збіднених сумішах, КН має бути налаштований на відновлення оксидів азоту (NOx).

ЛІТЕРАТУРА

1. Биогаз – альтернативное топливо для дизелей / С.Н. Девянин, В.Л. Чумаков, В.А. Марков // Транспорт на альтернативном топливе. – 2012. – № 2(26). – С. 68 –73.

2. Пылев В.А., Кравченко С.А., Заславский Е.Г., Прохоренко А.А., Шпаковский В.В. Шахтный газ – моторное топливо для двигателей внутреннего сгорания // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С.10-15

3. Лисовал А. А. Исследование работы газового двигателя на топливах с разным содержанием углекислого газа / А.А. Лисовал, М.Е. Нижник, Ю.А. Свистун // Двигатели внутреннего сгорания. - 2014. - № 2. - С. 8-12.

4. Лісовал А.А. Ефективність заміщення основного газового палива вуглекислим газом / А.А. Лісовал, Ю.А. Свистун, М.Є. Нижник // Вісник національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К. :НТУ – 2015 - Вип.1(31)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЛНОВОГО ЭФФЕКТА ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ С МАЛЫМИ ДОБАВКАМИ ВОДОРОДА

Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р., Шалапко Д.О., Гапонов Е.В.
Национальный университет кораблестроения им.адм. Макарова (Украина)

Одним из методов исследования параметров топливной аппаратуры является физическое моделирование, которое позволяет получить достаточно точные результаты. Процессы волновых колебаний и возможности применения добавок на линии разряжения требуют дальнейшего теоретического и экспериментального исследования для определения рациональных параметров подачи добавки и регулирования процесса впрыска топлива, для уточнения математической модели. С целью детального изучения этих процессов была разработана и создана экспериментальная установка ДВС-1-МДВ на базе топливной системы дизеля Д65 (4Ч11/13).

Для проведения экспериментальных исследований процесса впрыска турбопоршневого дизельного ДВС, работающего с добавлением водорода на волне падения давления в топливной магистрали высокого давления, был разработан стенд на базе топливной системы дизеля 4Ч11/13, работающий от трехфазного электродвигателя (рис. 1).

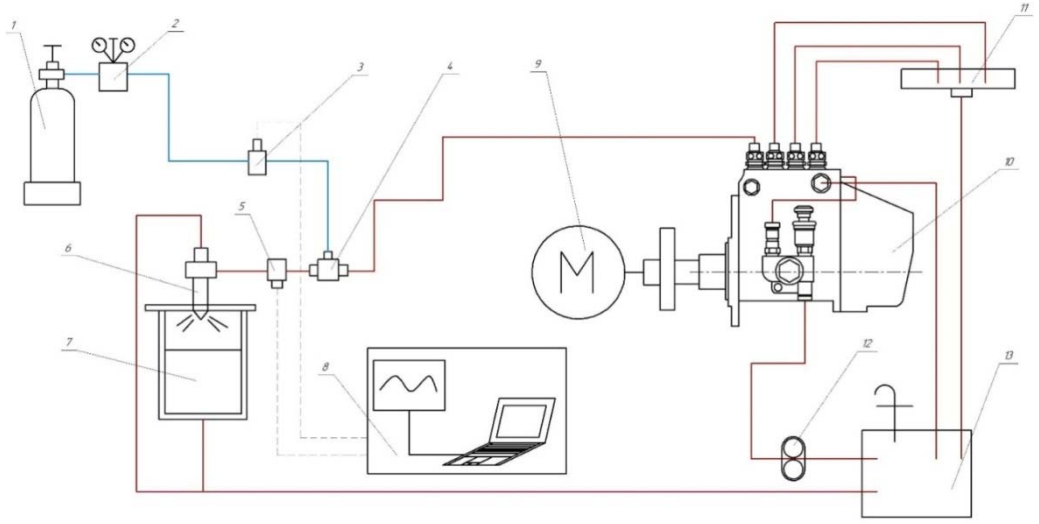


Рисунок 1. Схема установки:
1 - баллон с водородом, 2 - редуктор водородный промышленный, 3 - датчик давления, 4 - клапан добавления водорода, 5 - датчик давления, 6 - форсунка,7 - емкость для впрыска, 8 - компьютеризированная система измерения, 9 - электродвигатель, 10 - ТНВД, 11 - емкость сброса топлива, 12 - насос топливный,13 - расходная цистерна

Главная идея заключается в том, чтобы добавлять водород в дизельное топливо в магистраль высокого давления на волне низкого давления с помощью специального устройства. При этом на волне давления (рис. 2) дизельное топливо насыщается водородом и поступает в форсунку и дальше впрыскивается в цилиндр двигателя. После впрыска и снижения давления в цилиндре водород освобождается из дизельного топлива, способствует дальнейшему измельчению капель и быстро диффундирует в объем над поршневого пространства. Количество водорода, который прилагается к цикловой подачи дизельного топлива, регулируется давлением водорода на входе в устройство (рис. 3).

Однако, в научной литературе не найдено достаточно информации о результатах экспериментального исследования добавления водорода к основному жидкого топлива ДВС. Поэтому задачей исследования было именно экспериментальное подтверждение данной теории и получения качественных результатов.

Величина давления в топливной магистрали превращается в токовый сигнал динамичным волоконно-оптическим датчиком давления для высокотемпературных измерений

«Optrand AutoPSI-S2000» с верхним пределом измерений 200 МПа и выходным сигналом 0.5...5 В. Это позволяет определить момент начала впрыска топлива, качественно оценить величину давления топлива и исследовать процессы в трубопроводе высокого давления.

Сигналы первичных датчиков от стенда ДВС-1-МДВ поступают в электронном виде к USB-осциллографа и в компьютеризированную систему измерения и регистрации данных «IRIS».

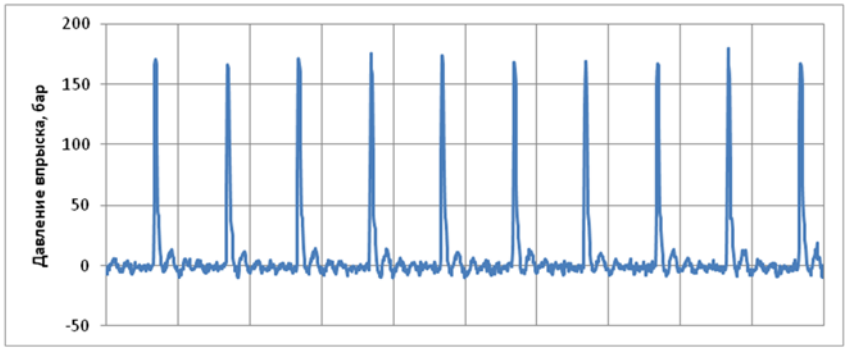


Рисунок 2. Экспериментальная диаграмма впрыска топлива

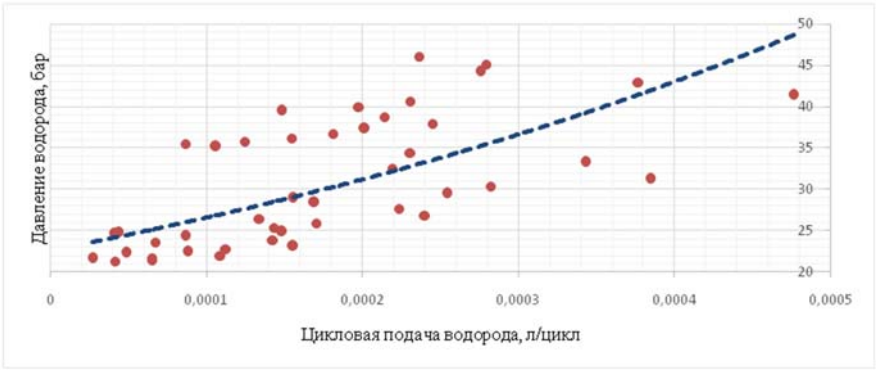


Рисунок 3. Зависимость цикловой подачи добавки водорода от давления подачи

Выводы:

1. Созданный экспериментальный стенд совместно с компьютеризированной системой сбора и регистрации экспериментальных данных позволяет проводить первоначальные исследования процессов в топливной магистрали высокого давления с добавлением водорода.

2. Современные первичные преобразователи измеряемых физических величин в электрические сигналы в совокупности с компьютеризированным аппаратурным обеспечением проведения экспериментальных исследований и программным обеспечением обработки экспериментальных на базе CAD-систем данных обеспечивают достаточную достоверность получаемой экспериментальной информации.

3. Разработанный стенд может быть использован для дальнейшего развития и совершенствования системы подачи водорода к основному топливу, и изучение «волнового эффекта» в системе подачи топлива дизельного двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Gomes Antunes J.M, Mikalsen R., Roskilly A.P. An experimental study of a direct injection compression ignition hydrogen engine // International Journal of Hydrogen Energy, Volume 34, Issue 15, August 2009, Pages 6516-6522.

2. Szwaja S, Grab-Rogalinski K. Hydrogen combustion in a compression ignition diesel engine. Int. J. HydrogenEnergy (2009), doi: 10.1016/2009.03.020.

3. Шкаликова В.П., Патрахальцев Н.Н. Применение нетрадиционных топлив в дизелях: Монография. Изд. 2-е, доп. – М.: Изд-во РУДН, 1993. – 64 с.

4. Керимов З.Х. Математическое моделирование гидродинамических процессов с учетом двухфазной среды в граничных полостях дизельной системы впрыска топлива// Авиационно-космическаятехника и технология. – 2004. – № 8(16). – С. 63-69.

ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ СИНТЕЗ-ГАЗУ В ДВЗ З ПРИМУСОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ

Ткач М.Р., Тимошевський Б.Г., Познанський А.С., Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю.
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (Україна)

Останнім часом найбільш перспективним напрямком в розвитку і виробництві малотоксичних і високоефективних робочих процесів енергетичних установок з ДВЗ є формування робочих процесів з використанням альтернативних видів палива, при згорянні яких мінімізуються викиди токсичних продуктів. Застосування альтернативних палив дозволяє економити ресурси традиційного палива і підвищувати ефективність двигунів в цілому [1, 2].

Одним з перспективних видів альтернативних палив для ДВЗ, отриманих з відновлюваних джерел сировини, є синтез-газ [3]. Переважно основними компонентами синтез-газу є водень (H_2) і монооксид вуглецю (CO), проте в залежності від вихідної сировини і способів отримання, до складу також можуть входити - метан (CH_4), етилен (C_2H_4), етан (C_2H_6) і ін. компоненти. Завдяки наявності в складі синтез-газу водню значно поліпшуються екологічні показники роботи двигуна [4]. При застосуванні термохімічної утилізації теплоти відхідних газів двигуна для отримання синтез-газу можливо істотно підвищити економічність і ефективність двигуна в цілому [5]. Одним з можливих варіантів застосування синтез-газу в ДВЗ є використання його в якості добавки до основного палива.

В лабораторії перспективних енергетичних технологій НУК імені адмірала Макарова дослідним колективом були проведені випробування двигуна внутрішнього згоряння 2Ч 7,2/6 з іскровим запалюванням і зовнішнім сумішоутворенням, який працював з добавками синтез-газу.

Використовуваний для роботи двигуна синтез-газ був отриманий шляхом термохімічного перетворення етанолу. Основними компонентами синтез-газу є H_2 (43%), CO (34%) і CH_4 (23%) по масі. Розрахункова питома теплота згоряння синтез-газу – 28,79 МДж/кг, щільність – 0,63 кг/м^3.

Експериментальні дані отримані при добавках синтез-газу до бензину в діапазоні 25...65% по масі, при цьому коефіцієнт надлишку повітря α лежав в межах 1,1...1,22, а частота обертання колінчастого вала – 3000 хв$^{-1}$.

На основі аналізу і обробки експериментальних індикаторних діаграм отримані характеристики тепловиділення. Відносна швидкість тепловиділення при використанні добавок в діапазоні 25...65% по масі на 7...16% вище в порівнянні з роботою двигуна на бензині, причому зростання величини добавки синтез-газу призводить до зростання відносної швидкості тепловиділення (рис. 1)

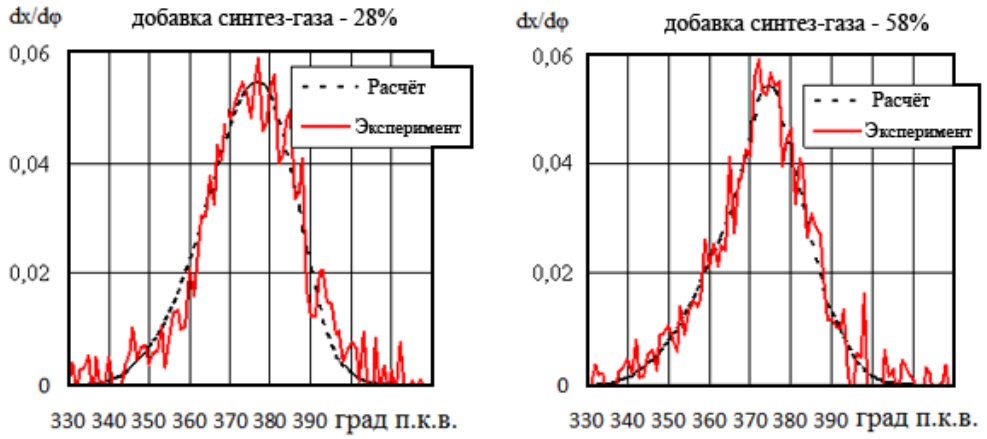


Рисунок 1. Розрахункові і експериментальні характеристики тепловиділення при роботі двигуна 2Ч 7,2/6 на бензині с добавками синтез-газу

На рис. 2 представлено зміну швидкості наростання тиску dp/dφ в залежності від добавок синтез-газу. При величині добавки синтез-газу до бензину в діапазоні 25...65% по масі, швидкість наростання тиску зростає на 15...31% у порівнянні з роботою двигуна на бензині, причому збільшення добавки синтез-газу призводить до зростання швидкості наростання тиску.

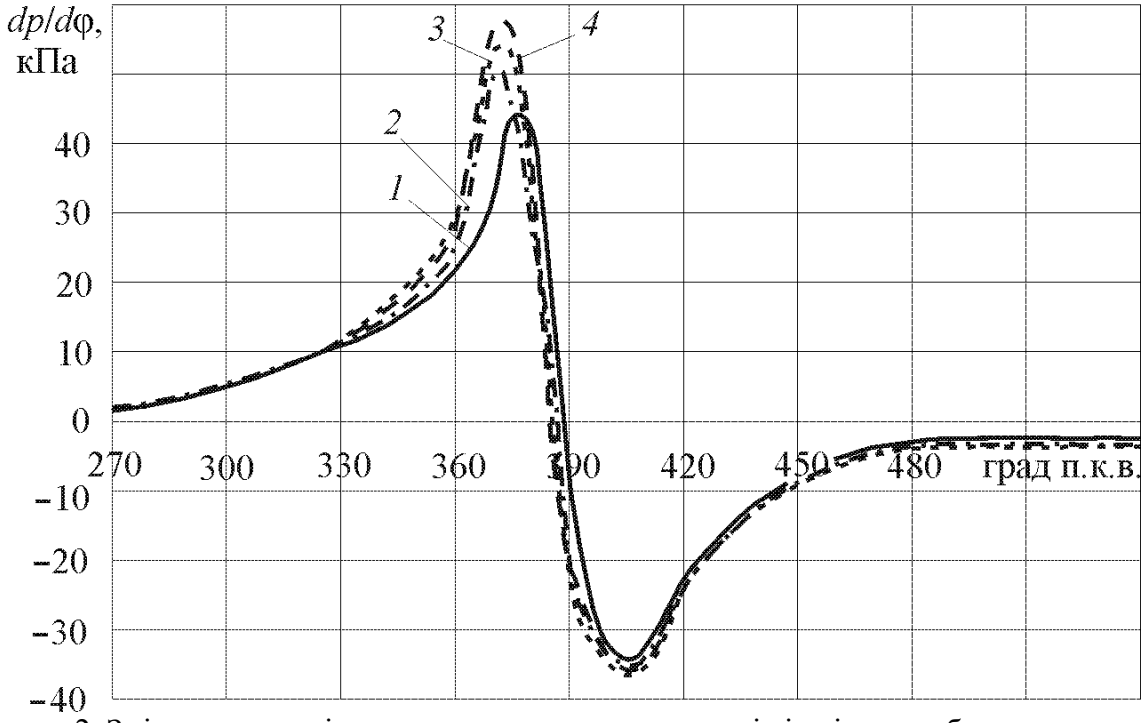


Рисунок 2. Зміна швидкості наростання тиску в залежності від різних добавок синтез-газу: 1 – бензин; 2, 3, 4 – добавка синтез-газу 25, 32, 65% відповідно

При визначенні економічного ефекту від використання в двигуні 2Ч 7,2/6 добавок синтез-газу порівнювалася собівартість бензинового і етанольного палива. Співвідношення ціни бензину і етанолу в світі наведено на рис. 3 [6]

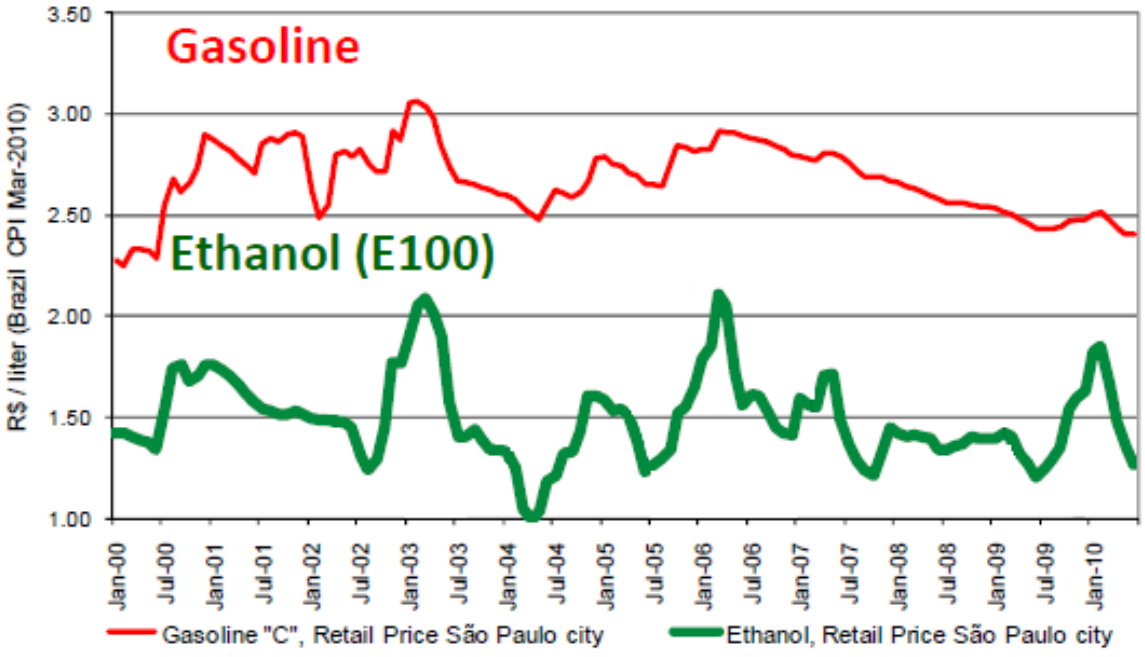


Рисунок 3. Співвідношення ціни бензину і етанолу в світі

Згідно з даними, вартість бензину становить – 2,5 бразильських реалів/л, етанолу – 1,5 бразильських реалів/л. Конвертував бразильської реал в українську гривню, отримаємо

вартість бензину – 21,24 грн./л, етанолу – 12,74 грн./л. При 100% конверсії етанолу, співвідношення етанол/синтез-газ – 1:1. Тобто собівартість 1 кг синтез-газу – 10,05 грн. Виконавши розрахунки по вартості і споживанню альтернативного палива, отримуємо економію при експлуатації двигуна 2Ч 7,2/6 на бензині з добавками синтез-газу (25...65%) 24...48% від вартості бензину.

ЛІТЕРАТУРА

1. Данилов, А. М. Альтернативные топлива: достоинства и недостатки. Проблемы применения / А. М. Данилов, Э. Ф. Каминский, В. А. Хавкин // Рос. хим. ж. (Ж. Рос. хим. об-ва им. Д.И.Менделеева). – 2003. – Т. 47, № 6. – С. 4-11.

2. Внукова В. Н. Альтернативне паливо як основа ресурсозбереження і екобезпеки автотранспорту / В. Н. Внукова, М. В. Барун // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2011. – № 9 (91). – С. 45–55.

3. Шкалова, В. П. Применение нетрадиционных топлив в дизелях [Текст] / В. П. Шкалова. – М. : НИАД, 1986. – 85 с.

4. Термодинамический анализ рабочего цикла двигателя с термохимическим генерированием водородного топлива / Н. А. Хрипач, В. Ф. Каменев, В. М. Фомин [и др.] // Альтернативная энергетика и экология. – 2006. – № 4 (36). – С. 46–50.

5. Носач В. Г. Повышение эффективности использования природного газа в теплоэнергетике с помощью термохимической регенерации / В. Г. Носач, А. А. Шрайбер // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31. – № 3. – С. 42–50.

6. Consumer Choice Between Gasoline and Sugarcane Ethanol [електронний ресурс] // Alberto Salvo, Northwestern University January 2011, Transportation Center. – Режим доступу: http://www.transportation.northwestern.edu/docs/2011/2011.01.20.Salvo_Presentation.pdf. – Дата доступу 15.03.2017. – Назва з екрану.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ

[1]Троханяк В.І., [1]Горобець В.Г., [2] Богдан Ю.О., [1]Антипов Є.О.
[1]Національний університет біоресурсів і природокористування України (Україна)
[2]Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. Для визначення теплового стану трубного пучка теплообмінного апарата необхідно значення температур і коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні пучка. Дані результати можна отримати в ході експериментальних досліджень. Однак підготовка експеримента та обробка результатів досить трудомісткий процес. Другий спосіб – отримання розподіл параметрів для реальної конструкції за допомогою комп'ютерного математичного моделювання. Дане моделювання допомагає в ході процесу вдосконалювати конструкцію з метою отримання бажаних результатів.

Слід зазначити, що поверхні із шаховим [1] та коридорним розташуванням, які використовуються в кожухотрубних теплообмінниках, призводять до зростання їх маси та габаритів. Одним із шляхів покращення цих характеристик є застосування оребрення та інтенсифікаторів теплообміну на конвективних поверхнях. Разом із тим, використання оребрених поверхонь та інтенсифікаторів суттєво підвищує гідравлічний опір у трактах теплообмінника та вимагає для прокачування теплоносіїв використання насосів і вентиляторів більшої потужності. Перспективним напрямом зниження гідравлічного опору та інтенсифікації теплообміну на конвенктивних поверхнях теплообмінників є застосування гладких трубних пучків із компактною конфігурацією [2, 3].

Тому розробка нових конструкцій кожухотрубних теплообмінників з компактними трубними пучками є актуальною і потребує свого вирішення.

Мета досліджень − проведення експериментальних досліджень теплообмінного апарата нової конструкції з компактним розміщенням пучків труб та порівняння їх з чисельним математичним моделюванням.

Результати досліджень. Для ототожнення математичного моделювання теплообмінного апарату [4] було проведено експериментальне дослідження. Їх порівняння показано на рис. 2–5.

На рис. 1 наведено розподіл температурного поля в каналах теплообмінника. Як видно з рисунка температура теплоносія падає при наближенні до виходу з теплообмінника. Якщо на вході в теплообмінник вона становила +40 ºС, то на виході її усереднене значення +22 ºС. Разом із тим поблизу стінок каналу локальні значення температури становлять близько +30 ºС.

При проведенні експериментального дослідження повітря, яке надходило в установку й підігрівалося за допомогою ТЕНів до температур +27, + 41 ºС, з вхідною швидкістю 9,25, 11,1 та 12,85 м/с. Одночасно в теплообмінний апарат для охолодження припливного повітря, надходила вода з температурою в межах від 12 до 13 ºС із витратою 40, 45 та 50 л/хв.

В результаті обробки результатів вимірювань отримано графічні залежності, які представлені на рис. 2-5. Крім того, на цих графіках представлені результати чисельного моделювання [4].

На рис. 2 показано залежність числа Нуссельта та усередненого по поверхні коефіцієнта тепловіддачі від числа Рейнольдса для повітряного теплоносія. Як видно з рис. 3 значення числа Нуссельта та коефіцієнта тепловіддачі зростає при збільшенні числа Рейнольдса, причому значення коефіцієнта тепловіддачі може досягати 310 Вт/м^{2}К.

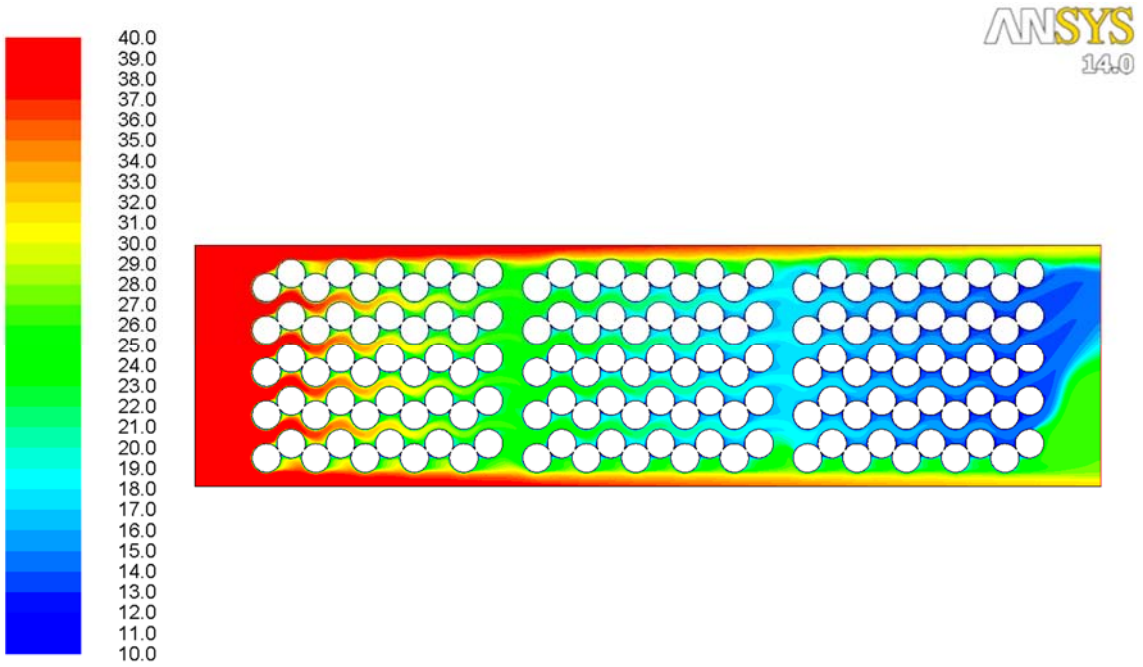


Рисунок 1 – Зміна температури в каналі, °С

На рис. 4 наведено графічна залежність кількості теплоти, яка передана від повітря до води, від масової витрати води. Таким чином, з отриманої залежності можна визначити сумарну теплоту, яка передається від гарячого теплоносія до холодного в залежності від масової витрати води.

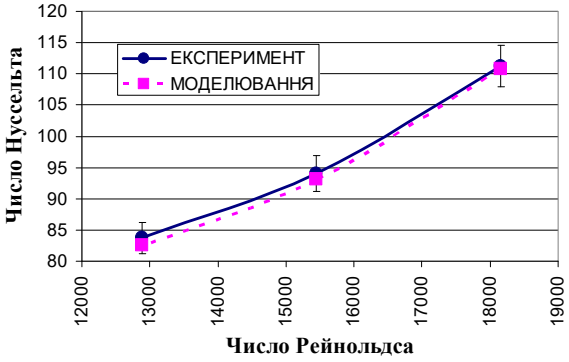


Рисунок 2 – Залежність числа Нуссельта від числа Рейнольдса для повітряного теплоносія

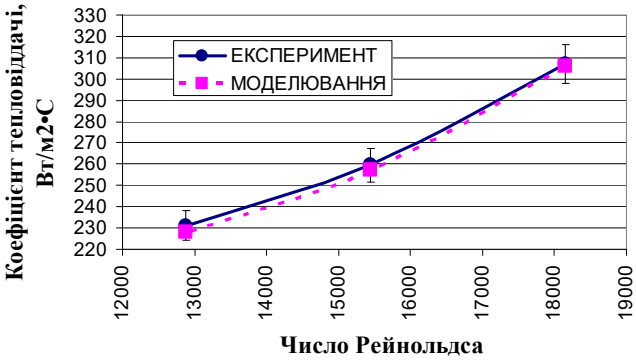


Рисунок 3 – Залежність коефіцієнта тепловіддачі від числа Рейнольдса для повітряного теплоносія

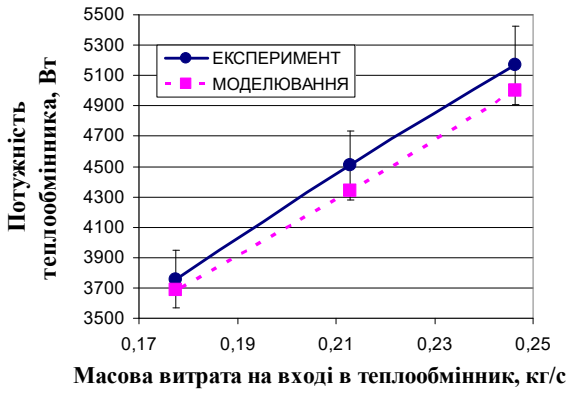


Рисунок 4 – Залежність кількості переданої теплоти від масової витрати води

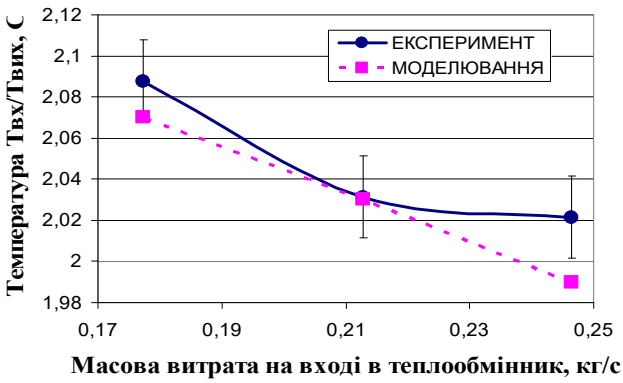


Рисунок 5 – Залежність безрозмірної температури повітря від масової витрати води

Графічна залежність значень температури виході з каналу, представленої у безрозмірному вигляді, від масової витрати повітря наведені на рис. 5. Крім експериментальних даних на рис. 2-5 наведені також результати, отримані при чисельному моделюванні. Як витікає з рис. 5, є деякі відхилення температур, отриманих експериментальним та чисельним шляхом, для великих значень витрати повітряного теплоносія, але при цьому максимальна похибка обчислень не перевищує 6 %.

Висновки

Проведено комп'ютерне математичне моделювання процесів тепло- і масопереносу в каналах теплообмінника при компактному розміщенні труб із використанням програмного комплексу ANSYS Fluent. Отримано поля швидкостей, температур, тисків у досліджуваних каналах.

Розроблено та виготовлено експериментальну установку для дослідження тепловіддачі гладко-трубних пучків теплообмінників-рекуператорів нової конструкції у яких в якості охолоджуючого теплоносія використовується вода з підземних свердловин. Отримано експериментальні дані по теплотехнічним характеристикам теплообмінника нової конструкції.

Проведено порівняння результатів чисельного розрахунку математичного моделювання та експериментальних даних по тепловіддачі трубного пучка за допомогою статистичного аналізу. Отримана похибка результатів чисельного моделювання не перевищує 6 %.

ЛІТЕРАТУРА

1. Троханяк В.І. Визначення коефіцієнта тепловіддачі при чисельному моделюванні трубного пучка / Троханяк В.І. – Мелітополь: ТДАТУ, 2015. – Вип. 15. – Т.2. – С. 332-337.
2. Влияние геомнетрии компактного поперечно обтекаемого гладко трубного пучка на его показатели / В. Г.Горобец, В. В. Панин, Ю. А. Богдан, В. И. Троханяк. // К.: КДАВТ. – 2015. – №1. – С. 6–13.
3. Горобець В.Г. / Моделювання процесів переносу та теплогідравлічна ефективність кожухотрубного теплообмінника з компактним розташуванням пучків труб / В.Г. Горобець, В.І. Троханяк. – Науковий вісник НУБіП України. – К.: ВЦ НУБіП України, 2014. – № 194, ч.2. – С. 147-155.
4. Горобець В. Г. Чисельне моделювання процесів переносу при поперечному обтіканні компактних пучків труб у кожухотрубних теплообмінниках / В. Г. Горобець, В. І. Троханяк. // К.: ВЦ НУБіП України. – 2015. – №209. ч.1. – С. 42–49.

Секція 4

ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ ТА ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ І ВИРОБНИЦТВА ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ, ЙОГО ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

СИНТЕЗ БАЗОВЫХ УЗЛОВ УСТРОЙСТВА ОПТИМАЛЬНОГО ПРИЁМА СИГНАЛА НА ФОНЕ ДВУХКОМПОНЕНТНОЙ МАРКОВСКОЙ ПОМЕХИ

Ананьева О.М., Давиденко М.Г., Бабаев М.М.
Украинский государственный университет инженеров железнодорожного транспорта (Украина)

Введение и актуальность исследования. Современные радиоэлектронные системы работают в сложной электромагнитной обстановке, составной частью которых зачастую являются аддитивные многокомпонентные помехи. Для подавления таких помех развит ряд методов, возможности технической реализации каждого из которых в значительной степени зависят от вида и объёма выражения, описывающего функцию правдоподобия смеси сигнала и помех.

Постановка задачи. Разработке теоретических и прикладных аспектов подавления многокомпонентных помех работе радиоэлектронных систем посвящен ряд недавних публикаций [1-5]. В работе [3] получено аналитическое описание функции правдоподобия, которое может быть принято в качестве исходного для синтеза устройства оптимального приёма сигнала на фоне двухкомпонентной марковской помехи. Чтобы синтезируемое устройство было инженерно реализуемым, указанное описание необходимо упростить, используя в достаточной степени реалистичные допущения.

Материалы исследования. Аналитическое описание функции правдоподобия, полученное в работе [4], имеет вид:

$$p\left(\vec{u}\middle|\vec{\lambda}\right)=\ln p\left(u_1\middle|\vec{\lambda}\right)+\sum_{k=1}^{K-1}\ln p\left(u_{k+1},\Delta t\middle|u_k;\vec{\lambda}\right)+\sum_{k=1}^{K-1}\frac{p'_{sk}}{p\left(u_{k+1};\Delta t\middle|u_k\right)}\cdot s_k+$$
$$+\frac{1}{2}\sum_{k=1}^{K-1}f_{sk}\left(u_k,u_{k+1},\Delta t\right)+\sum_{k=1}^{K-1}\frac{p'_{sk}}{p\left(u_{k+1};\Delta t\middle|u_k\right)}\cdot s_{k+1}+$$
$$+\frac{1}{2}\sum_{k=1}^{K-1`}f_{sk+1}\left(u_k,u_{k+1},\Delta t\right)+\sum_{k=1}^{K-1}\varphi\left(u_k,u_{k+1},\Delta t\right), \qquad (1)$$

где u_k представляют собой отсчеты наблюдаемой аддитивной смеси сигнала и помех; λ – вектор оцениваемых параметров; Δt – интервал дискретизации по времени. Функции вида $p(...)$ представляют собой функции правдоподобия и условные плотности вероятности отсчетов наблюдаемой смеси. Они, а также остальные входящие в (1) функции детально определены в работе [2,6].

Легко убедиться, что сумма первых двух слагаемых представляет собой постоянную величину (обозначим её как χ). Проанализировав математические ожидания и дисперсии четвертого и шестого слагаемых выражения (1), можно привести их к следующему виду:

$$\sum_{k=1}^{K-1}f_{sk}\left(u_k,u_{k+1},\Delta t\right)\approx-\gamma_{sk}^2\cdot\sum_{k=1}^{K-1}s_k^2,$$
$$\sum_{k=1}^{K-1}f_{sk+1}\left(u_k,u_{k+1},\Delta t\right)\approx-\gamma_{sk+1}^2\cdot\sum_{k=1}^{K-1}s_{k+1}^2.$$

где

$$\gamma_{sk}^2=\int_{-\infty}^{\infty}\int_{-\infty}^{\infty}\left[\frac{p'_{sk}\left(u_{k+1};\Delta t\middle|u_k\right)}{p\left(u_{k+1};\Delta t\middle|u_k\right)}\right]^2\cdot p_2\left(u_k,u_{k+1}\right)\cdot du_k\cdot du_{k+1}=$$

$$= E\left\{\left[\frac{\partial \ln p\left(u_{k+1};\Delta t\middle|u_k\right)}{\partial u_k}\right]^2\right\}.$$

Проанализировав математические описания и дисперсии последнего слагаемого выражения (1), можно привести его к виду

$$\sum_{k=1}^{K-1}\varphi\left(u_k,u_{k+1},\Delta t\right)\approx\chi^2\sum_{k=1}^{K-1}s_k\cdot s_{k+1} \tag{2}$$

где

$$\chi^2=-\int_{-\infty}^{\infty}\int_{-\infty}^{\infty}\frac{p'_{sk}\cdot p'_{sk+1}}{p^2\left(u_{k+1};\Delta t\middle|u_k\right)}\cdot p_2\left(u_k,u_{k+1}\right)\cdot du_k\cdot du_{k+1}=$$

$$= E\left\{\frac{\partial \ln p\left(u_{k+1}-s_{k+1};\Delta t\middle|u_k-s_k\right)}{\partial s_k}\times\right.$$

$$\left.\times\frac{\partial p\left(u_{k+1}-s_{k+1};\Delta t\middle|u_k-s_k\right)}{\partial s_{k+1}}\bigg|_{\substack{s_k=0\\ s_{k+1}=0}}\right\}.$$

С введением сокращенных обозначений

$$y_{sk}=\frac{p'_{sk}}{p\left(u_{k+1};\Delta t\middle|u_k\right)}. \tag{3}$$

$$y_{sk+1}=\frac{p'_{sk+1}}{p\left(u_{k+1};\Delta t\middle|u_k\right)}. \tag{4}$$

выражение (1) приобретает следующий вид:

$$p\left(\vec{u}\middle|\vec{\lambda}\right)=H+\sum_{k=1}^{K-1}y_{sk}\cdot s_k\left(\vec{\lambda}\right)+\sum_{k=1}^{K-1}y_{sk+1}\cdot s_k\left(\vec{\lambda}\right)-$$

$$-\frac{1}{2}\left(\gamma_{sk}^2\sum_{k=1}^{K-1}s_k^2\left(\vec{\lambda}\right)+\gamma_{sk+1}^2\sum_{k=1}^{K-1}s_{k+1}^2\left(\vec{\lambda}\right)\right)+\chi^2\sum_{k=1}^{K-1}s_k\left(\vec{\lambda}\right)\cdot s_{k+1}\left(\vec{\lambda}\right). \tag{5}$$

По аналогии с тем, как это было сделано в работе [4,5], введем взвешенную корреляционную сумму

$$q\left(\vec{\lambda},\Delta t\right)=\sum_{k=1}^{K-1}\left[y_{sk}\cdot s_k\left(\vec{\lambda}\right)+y_{sk+1}\cdot s_{k+1}\left(\vec{\lambda}\right)\right] \tag{6}$$

и взвешенную энергетическую сумму

$$\mu\left(\vec{\lambda},\Delta t\right)=0{,}5\sum_{k=1}^{K-1}\left\{\gamma_{sk}^2\left(\Delta t\right)s_k^2\left(\vec{\lambda}\right)+\gamma_{sk+1}^2\left(\Delta t\right)s_{k+1}^2\left(\vec{\lambda}\right)-\right.$$

$$\left.-2\chi^2\left(\Delta t\right)s_k\left(\vec{\lambda}\right)s_{k+1}\left(\vec{\lambda}\right)\right\}. \tag{7}$$

Тогда

$$p\left(\vec{u}\middle|\vec{\lambda}\right)=H+q\left(\vec{\lambda},\Delta t\right)-\mu\left(\vec{\lambda},\Delta t\right). \tag{8}$$

В соответствии с выражениями (3), (4) и (6) структурная схема узла вычисления корреляционной суммы имеет вид, представленный на рис. 1 (вспомогательные устройства, обеспечивающие временную дискретизацию входного напряжения, опущены). Структурная схема узла вычисления взвешенной энергетической суммы при фиксированной $\vec{\lambda}$ приведена на рис. 2.

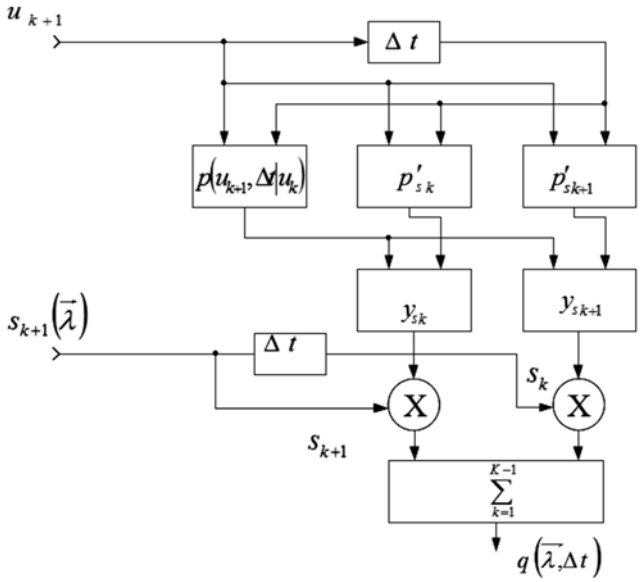


Рисунок 1. Структурная схема узла вычисления корреляционной суммы

Структурная схема узла вычисления взвешенной энергетической суммы при фиксированной $\vec{\lambda}$ приведена на рис. 2.

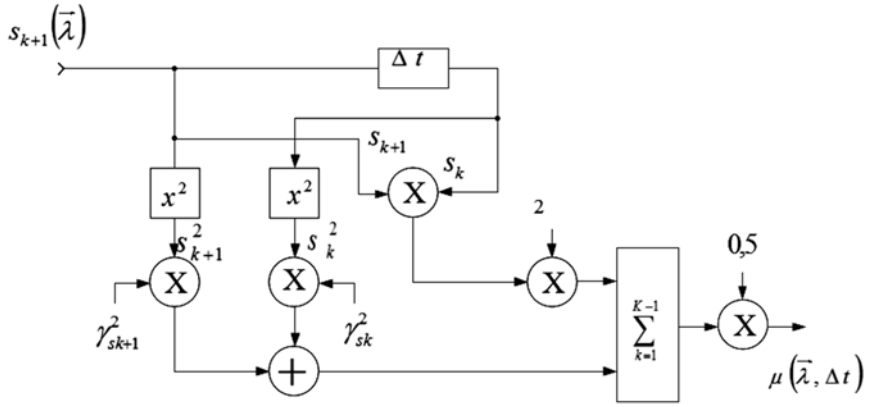


Рисунок 2. Структурная схема узла вычисления взвешенной энергетической суммы при фиксированной $\vec{\lambda}$

Эти узлы являются базовыми для построения инженерно реализуемого устройства оптимального приёма сигнала на фоне двухкомпонентной помехи. Полная процедура приёма включает в себя поиск точки максимума функции правдоподобия (8) на всём пространстве оцениваемых параметров. Технические сложности, которые могут встретиться на этом пути, могут оказаться существенными, однако они носят общий характер для любой процедуры оптимизации многомерных функций и не связаны со спецификой задачи, решение которой изложено в настоящей работе. Синтез устройства

оптимального приёма сигналов, включающего разработанные узлы, может составить предмет отдельного исследования.

Выводы. Базовые узлы оптимального приёмника сигналов на фоне двухкомпонентной марковской помехи могут быть построены на основе инерционных нелинейных преобразователей наблюдаемых отсчётов аддитивной смеси сигнала и помех и блоков вычисления взвешенной корреляционной и взвешенной энергетической сумм. Их структура остаётся неизменной для произвольной плотности распределения вероятности помех, поэтому представляет интерес их дальнейшая детализация, учитывающая состав и конкретные статистические свойства многокомпонентных помех. Также представляет интерес исследование возможностей построения подобных базовых узлов, в которых процедуры обработки сигнала свободны от ограничивающего допущения о малой величине максимального отношения «сигнал/помеха» в одном отсчёте входной смеси сигнала и помех. Проводимые в разработанных узлах вычисления состоят в выполнении технически легко реализуемых математических операций суммирования, вычитания, перемножения и возведения в квадрат. Поскольку такие операции могут быть выполнены типовыми аналоговыми функциональными преобразователями и устройствами задержки, либо специализированными или универсальными цифровыми устройствами, либо гибридными конструкциями, то при реализации разработанных структур они могут быть гибко адаптированы для конкретных условий эксплуатации и решения конкретных задач. В частности, полученные в настоящей работе результаты могут быть применены к решению задачи различения нескольких сигналов в помехоустойчивых системах связи, например, в системах автоматической локомотивной сигнализации на железнодорожном транспорте.

ЛИТЕРАТУРА

1. Djukanovic S., Popovic V. A Parametric Method for Multicomponent Interference Suppression in Noise Radars // IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems. – 2012. – V. 48. – No. 3. – P. 2730 – 2738.

2. Ананьева О. М., Давиденко М. Г. Синтез нелинейного приёмника сигналов АЛСН в условиях действия многокомпонентной аддитивной помехи // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. – 2015. – № 6. – С. 46 – 50.

3.Трубчанинова К.А. Синтез квазиоптимального приемника сложных аналоговых сигналов на фоне узкополосной помехи и гауссовского белого шума. [Текст] / К.А. Трубчанинова. // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. – 2008.– №1 – С. 40 – 47.

4. Ананьева О. М., Давиденко М. Г., Бабаев М. М. Аппроксимация функции правдоподобия аддитивной смеси сигнала и двухкомпонентной помехи // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. – 2016. – № 5. – С. 9–13.

5. Трубчанінова К.А. Адаптивне приймання АМ-сигналів у каналах зв’язку з «пам’яттю» при дії широкосмугової завади. [Текст] / К.А. Трубчанінова. // Телекомунікаційні системи та мережі на залізничному транспорті: зб. наук. праць – Х., 2009. – Вип. 94. – С. 111 – 117.

6. Трубчанинова К.А. Синтез структурных схем для обнаружения и оценивания сигналов на фоне стационарных помех с неизвестной интенсивностью. [Текст] / К.А. Трубчанінова, Батаєв О.П. // // Телекомунікаційні системи та мережі на залізничному транспорті: зб. наук. праць – Х., 2010. – Вип. 116. – С. 11 – 18.

ОПТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ПАРАМЕТРІВ СТРУКТУРНО-ФАЗОВИХ ПЕРЕТВОРЕНЬ ПАРАФІНІВ ТА ЇХ СУМІШЕЙ З НАНОЧАСТИНКАМИ ВУГЛЕЦЮ ТА МЕТАЛІВ

[1] Антипов Є.О., [1] Горобець В.Г., [1] Троханяк В.І., [2] Богдан Ю.О., [3] Насєка Ю.М.
[1] Національний університет біоресурсів і природокористування України (Україна)
[2] Херсонська державна морська академія (Україна)
[3] Інститут фізики напівпровідників ім. В.Є. Лашкарьова (Україна)

Вступ. Обмеженість традиційних паливно-енергетичних ресурсів (газоподібного, рідкого і твердого палива), постійне зростання цін на них, а також негативний вплив продуктів їх згоряння на навколишнє середовище, свідчать про необхідність більш раціонального їх використання, яке може бути досягнуто як за рахунок використання сучасного енергозберігаючого обладнання, так і створення і практичного застосування акумуляторів енергії різних типів, що дозволить не тільки підвищити ефективність використання теплової та електричної енергії, а й знизити її вартість. Відомо, що з усіх типів існуючих конструкцій теплоакумуляторів найбільш перспективними є акумулятори теплоти з фазовими або хімічними перетвореннями акумулюючого матеріалу, які дозволяють забезпечити високу щільність накопиченої енергії і стабільну температуру на виході з теплового акумулятора. Однак, аналіз робіт [1-4] показав, що такі апарати мають певні недоліки. Основними з них можна назвати досить низькі «розрядні» характеристики, що можна пояснити низьким коефіцієнтом теплопровідності шару затверділого акумулюючого матеріалу, що утворюється навколо теплообмінних конструкцій на початковому етапі роботи апарату в режимі «розряд». Відбувається «закриття» відтоку теплоти від внутрішніх шарів до теплообмінних конструкцій. Останнє вказує на необхідність проведення нових досліджень спрямованих на пошук шляхів підвищення робочих характеристик таких теплоакумуляторів.

Актуальність досліджень. На даний час при виробництві теплових акумуляторів використовується велика кількість різних фазоперехідних матеріалів, серед яких найбільшу розповсюдженість отримали парафіни. Ці матеріали є стабільними, добре перероблюваними, некорозійними, такими, що відштовхують воду та мають низьку вартість. Проте, властива парафіну низька теплопровідність є основним недоліком, що спричинює ріст теплового опору протягом процесу зміни фаз, коли інтерфейс рідина – тверде тіло відходить від поверхні віддачі тепла. Ріст теплового опору спричинює відчутне зменшення тривалості періоду заряду/розряду акумулятора.

Беручи до уваги розвиток сфери нанотехнологій, які передбачають також синтез та дисперсію високо теплопровідних частинок мікронного та нанометрового розміру та введення їх у фазоперехідний матеріал, згадані проблеми, у теплоакумуляторах на основі фазоперехідних матеріалів, можуть бути вирішені. Проте, ряд питань стосовно залежностей теплопровідності та теплового коефіцієнта дифузії від концентрації, виду та розмірів введених наночастинок залишаються на даний час дослідженими не в повній мірі.

Постановка задачі. Для розв’язання задач з оптимізації технології виготовлення вітчизняних високоефективних теплових акумуляторів на основі фазоперехідних матеріалів (парафінів) необхідно: дослідити структуру й термодинамічну поведінку парафінів та їх сумішей з різними за хімічним складом твердотільними нано- та мікрочастинками; оцінити їх вплив на ефективність зазначених процесів.

Результати досліджень. Для встановлення впливу температури та домішок на структурні перетворення теплоакумулюючих речовин експериментальним шляхом, застосовано метод спектроскопії комбінаційного розсіяння світла (КРС, або в закордонній літературі – раманівська спектроскопія), який є безконтактним та неруйнівним методом відображення процесів кристалізації для аналізу термодинамічних властивостей, а також

взаємодії в молекулярних ланцюгах досліджуваних зразків. У якості вихідного матеріалу, було використано парафін марки Т3.

Для підвищення теплопровідності у досліджуваному парафіні було вибрано 3 види вуглецевих порошків, які випускаються вітчизняною промисловістю. Для того, щоб методично правильно проаналізувати вплив даних порошків на динаміку фазових переходів у суміші парафіну з конкретним порошком, спочатку було проведено дослідження структурних та коливних властивостей вихідних порошків. На рис. 1 подано спектри КРС трьох видів порошків, які відрізняються фракцією – 0.5, 0.2 та 0.1 мм.

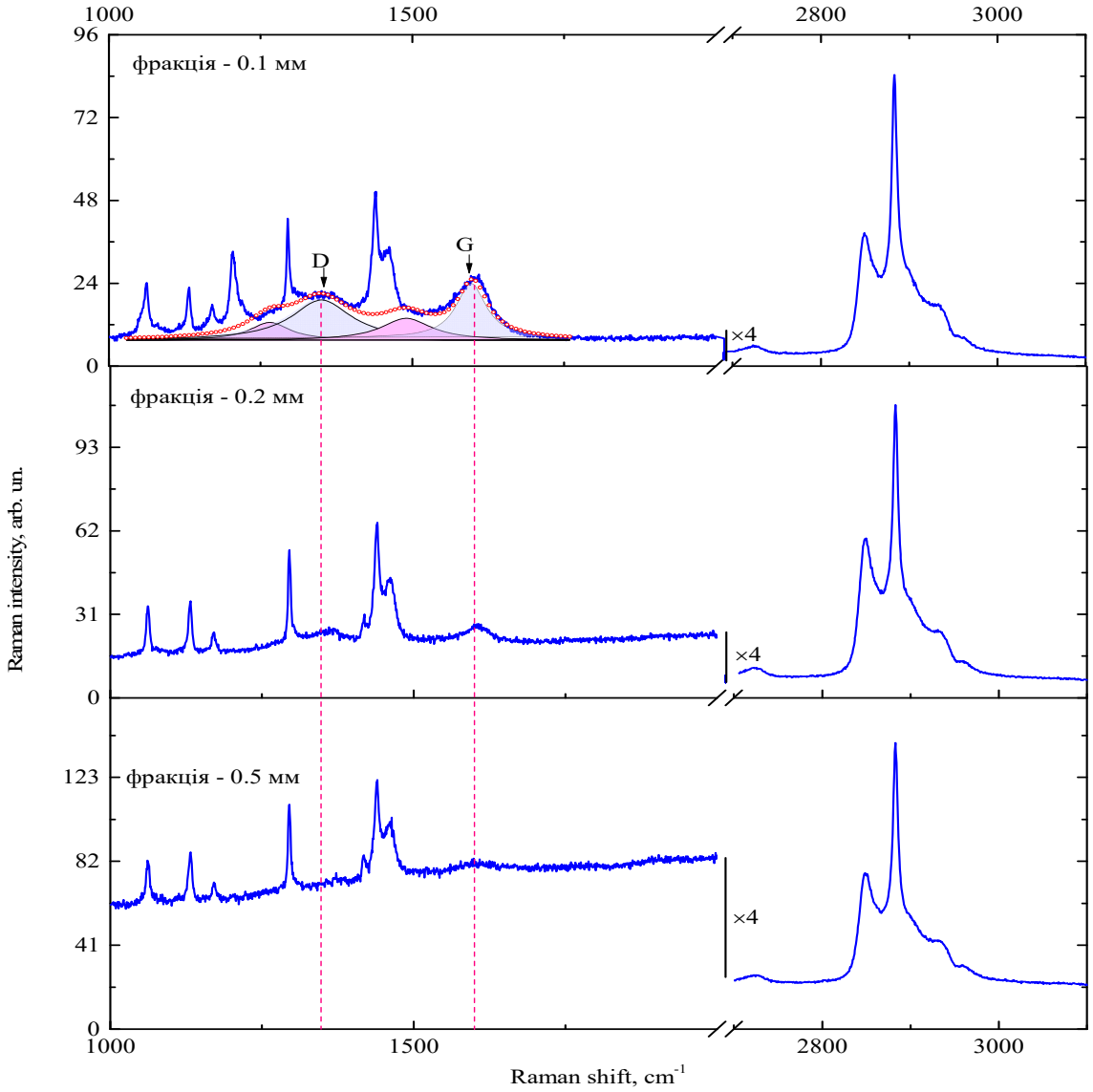


Рисунок 1. Спектри КРС сумішей парафіну Т3 з наповнювачами (вуглецевими порошками різної фракції)

Як видно з рис. 1, у спектрах КРС сумішей парафіну з порошками спостерігаються коливні смуги, пов'язані з коливаннями атомів вуглецю у графітовій матриці. Зокрема, можна чітко виокремити смуги близько 1200 та 1515 cm^{-1}. Як видно, вуглецеві наповнювачі по різному розподіляються у об'ємі парафіну. Слід зазначити, що найбільша кількість порошку входить у об'єм основної речовини, та найбільш рівномірно розподіляється тоді, коли даний порошок має найменшу фракцію. При ретельному порівнянні частотних положень відповідних коливних смуг у спектрах КРС вихідного парафіну Т3 та його сумішах з наповнювачами, було встановлено що додавання теплопровідних наповнювачів не впливає на частотне положення основних смуг, що характеризують коливання у

парафіні. Останнє свідчить про те, що порошки хімічно не реагують з матеріалом основної матриці. Хоча у коливних спектрах КРС смуги, пов'язані з наявністю вуглецю спостерігались. Це пояснюється тим, що частинки вуглецю мали достатній розмір та кількість речовини, щоб дати достатній сигнал.

У спектрах КРС сумішей з порошками, які мали фракції 0.2 мм і більше, сигнал, який вказує на наявність порошку зменшувався зі збільшенням температури. Тобто, частинки осідали на дно кювети після розплавлення парафіну. Тому в даній роботі відображено результати експериментів з порошками, які не мали ефекту осідання. Такі ефекти, на нашу думку, є шкідливими, адже після декількох робочих циклів теплового акумулятора буде відбуватись накоплення частинок наповнювача у місцях де температура робочої речовини була меншою, або взагалі на дні резервуару акумулятора.

Рисунок 2 відображає порівняння температурних залежностей параметрів $S_{lateral}$ (параметр, який характеризує ступінь латерального внутрішньоланцюгового порядку та локалізованого конформаційного порядку) для чистого парафіну та підсиленого теплопровідними наповнювачами.

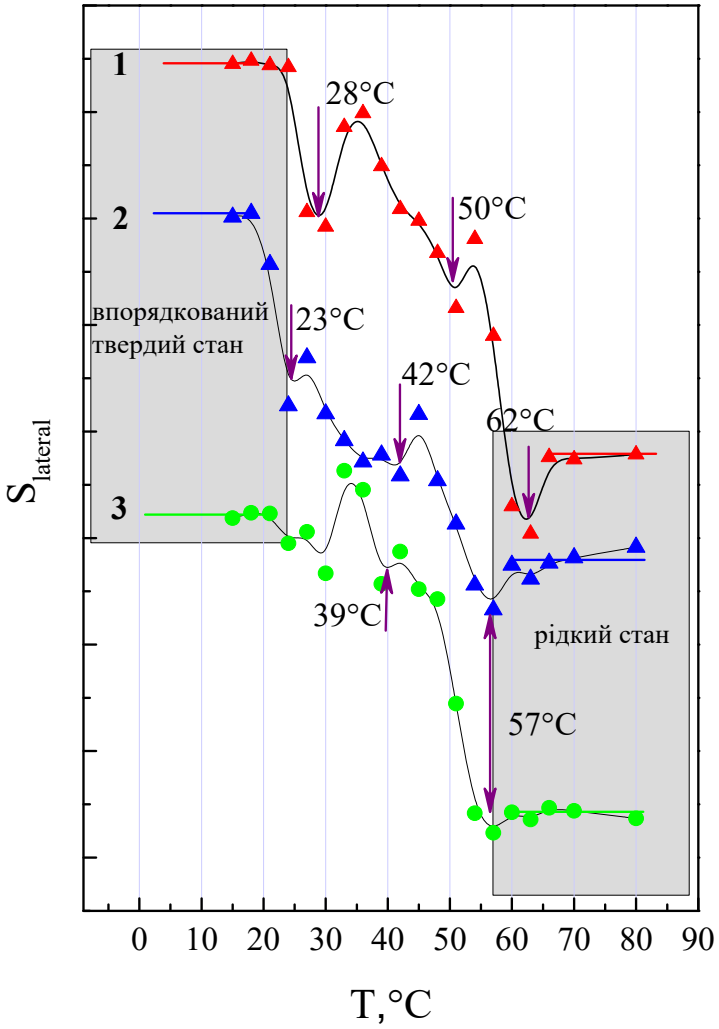


Рисунок 2. Співставлення температур структурно-фазових переходів парафіну Т3 (1), суміші парафіну Т3 з теплопровідним наповнювачем з фракцією 0.1 мм (2) та мідним наповнювачем (3)

З даного рисунка можна спостерігати зміщення температур основних структурно-фазових переходів для суміші парафіну Т3 з вуглецевим наповнювачем фракції 0.1 мм. Як видно, у випадку використання мідного наповнювача також спостерігається зміщення положень перегину отриманої залежності структурного при збільшенні температури

теплоакумулюючого матеріалу параметру $S_{lateral,}$ навіть у більшій мірі, ніж при використанні вуглецевих наповнювачів. Такі зміни свідчать про збільшення теплопровідності теплоакумулюючого матеріалу. Вказані зміни можна пояснити двояко. По-перше при внесенні теплопровідного наповнювача у парафін, у його структурі формується теплопровідна протяжна мережа. Тобто у робочому об'ємі, коли теплове поле (фронт розплаву) підходить до теплопровідної частинки, частинка нагрівається і плавить парафін у своєму околі. Таким чином фронт проходити до наступної частинки і т. д. По-друге, покращення теплопровідних властивостей парафіну з наповнювачами пояснюється теплостимульованими процесами утворення хімічних зв'язків між молекулами наповнювача і парафіновою матрицею тобто, має місце зменшення термоопору на інтерфейсі частинки наповнювача і основної парафінової матриці.

Висновки. В результаті проведених досліджень встановлено, що додавання теплопровідних наповнювачів не впливає на частотне положення основних смуг, що характеризують коливання у парафіні, та покращує теплопровідні властивості парафіну з наповнювачами. Зокрема встановлено наступне:

1. Отримано температурні залежності спектрів КРС та структурних параметрів для чистих парафінів та їх сумішей металічними теплопровідними наповнювачами. Аналіз вказаних залежностей дав змогу визначити температури основних фазових переходів, як у чистих технічних парафінах, так і підсилених теплопровідними частинками різного хімічного складу субміліметрових розмірів.

2. Встановлено та пояснено різницю у динаміці структурно-фазових перетворень чистих (вихідних) парафінів і підсилених теплопровідними наповнювачами.

3. Досліджено підвищення теплопровідності, більш рівномірний розподіл теплового поля та зниження температури основних фазових переходів у підсилених теплоакумулюючих речовинах.

ЛІТЕРАТУРА

1. Антипов Е.А. Экспериментальное исследование процессов фазового перехода в теплоаккумулирующих материалах органического происхождения / Е.А. Антипов // Вестник Всероссийского научно-исследовательского института электрификации сельского хозяйства. – 2015. – № 3 (20). – С. 44–49.
2. Антипов Е.А. Экспериментальное исследование эффективности новой конструкции аккумулятора теплоты фазового перехода / Е.А. Антипов // Вестник Национального университета биоресурсов и природопользования Украины. Серия «Техника и энергетика АПК». – 2015. – Вып. 209, ч. 2. – С. 253–257.
3. Антипов Е.А. Численное исследование процессов теплопереноса в низкотемпературного аккумуляторах теплоты при фазовых превращениях аккумулирующего материала / Е.А. Антипов // Вестник Национального университета биоресурсов и природопользования Украины. Серия «Техника и энергетика АПК». – 2015. – Вып. 224. – С. 208–213.
4. Антипов Е.А. Исследование процессов тепло- и массопереноса в низкотемпературных аккумуляторах теплоты при фазовых превращениях аккумулирующего материала / Е.А. Антипов // Труды Таврического государственного агротехнологического университета. – 2015. – Вып. 15, т. 2. – С. 131–135.

АНАЛІЗ ПРОГРЕСИВНИХ СПОСОБІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ СУДНОВИХ КОТЛІВ

Бабій М.В., Скрипка Г.Л.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Щорічно на суднах морського флоту на кожні 1000 котлів стається близько 3…4 аварій. Згідно статистичних даних [1] з розслідування аварій, близько 80 % з них трапляється внаслідок так званого людського фактору. Здебільшого причинами аварій суднових котлів є упуск води, вибухи в топках та газоходах, пожежі в газоходах, руйнування корпусів, втомні руйнування, корозійні пошкодження, порушення циркуляції води. Вказані причини є наслідком відсутності контролю за роботою котла, недостатнього контролю за роботою котла на ручному управлінні, недостатнього контролю за роботою котельної арматури, неправильного вводу котла в дію, недостатнього контролю за справністю систем захисту та сигналізації або інші грубі порушення правил технічної експлуатації.

Узагальнені статистичні дані по основним аварійним відмовам суднових котельних установок представлено на рис. 1 [2].

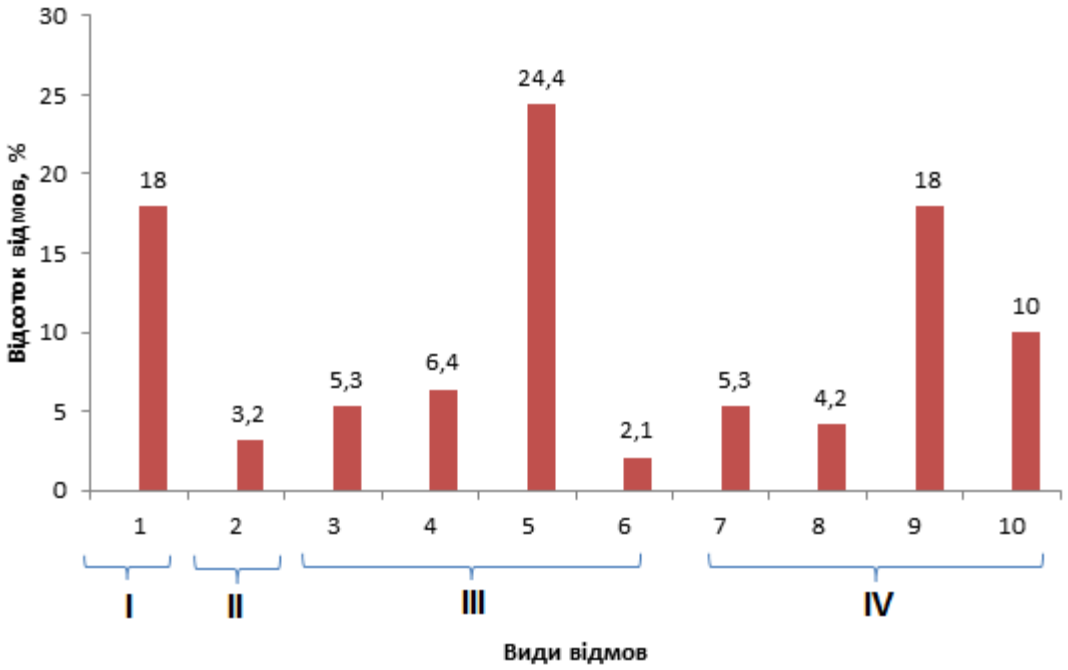


Рисунок 1. Основні види відмов суднових котельних установок:
I – топковий пристрій; II – поверхні нагрівання; III – арматура; IV – системи котельної установки; 1 – знос розпилюючих шайб форсунок; 2 – протікання трубок; 3 – відмова клапанів; 4 – відмова водовказівних пристроїв; 5 – знос набивки клапанів; 6 – відмова манометрів; 7 – відмова живильних насосів; 8 – відмова підігрівачів; 9 – відмова паливних насосів; 10 – відмова системи автоматики

Аналіз представлених статистичних даних показує, що досить велика частка відмов припадає на топковий пристрій котла. Тому модернізація топкової системи котла є актуальною задачею.

Всі втрати в системі спалювання збільшують експлуатаційні витрати і завдають шкоди навколишньому середовищу. Частка втрат часто недооцінюється. Часто їх обсяг значно перевищує 10% палива [3], що спалюється (рис. 2). У цьому випадку навіть невеликі

зміни топкового пристрою, котла або системи управління можуть значно підвищити ККД котла.

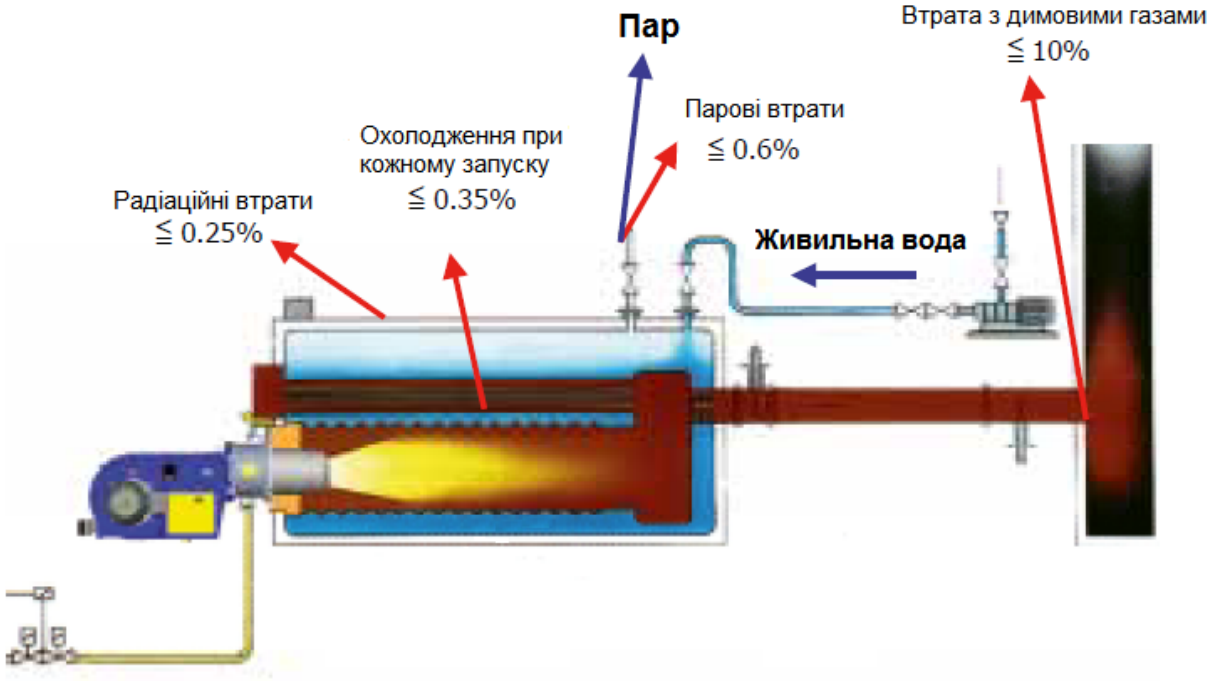


Рисунок 2. Теплові втрати котла

Одним із головних на сьогоднішній день вдосконаленням топкового пристрою є застосування електронної системи управління. На відміну від механічної системи регулювання співвідношення паливо-повітря вона забезпечує роздільне управління потоком повітря і палива. Це знижує витрату палива. До того ж, ця система управління є базою для подальших дій по оптимізації, наприклад для регулювання числа обертів вентилятора, вмісту O_2 і CO, кількості живильної води і регулювання продувки.

За допомогою частотного перетворювача, можливо зменшити частоту обертання вентилятора. На нижніх ступенях потужності, є можливість, значно знизити споживання електроенергії двигуном вентилятора, його шум і вібрацію.

Електронна система управління топковим пристроєм передбачає додаткові контури регулювання: так як підвищений надлишок повітря неминуче призводить до втрат в системі, має сенс застосування системи регулювання O_2/CO. Датчик цієї системи регулювання вимірює фактичний склад димових газів і оптимізує згоряння при мінімально можливому споживанні повітря (рис. 3).

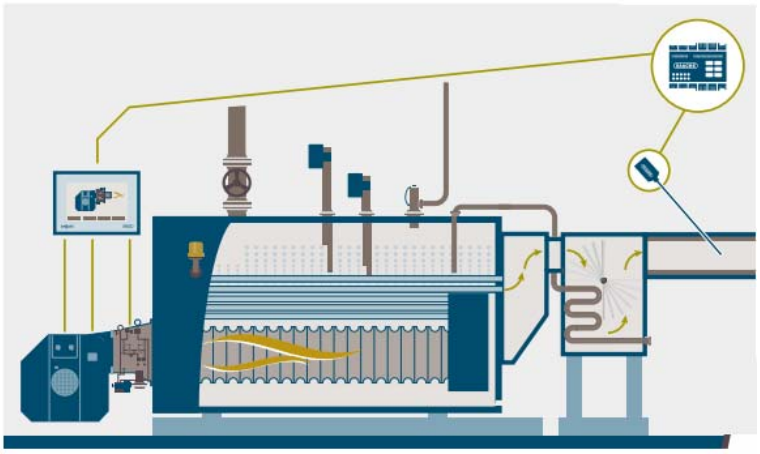


Рисунок 3. Система вимірювання вмісту кисню в димових газах

Системи регулювання кількості живильної води і продувки переслідують ту ж мету - вони визначають поточні параметри процесу і дозволяють системі управління значно знизити втрати.

Якщо температура відпрацьованих газів після котла дуже висока, то можуть застосовуватися утилізаційні теплообмінники. Вони утилізують з димових газів цінну теплову енергію і з її допомогою підігрівають технологічну воду, живильну воду або повітря для горіння. Технологія максимального використання теплоти згорання палива означає, що теплообмінник охолоджує димові гази до температури нижче точки роси. При цьому енергія відпрацьованих газів використовується до фізично можливої межі (рис. 4).

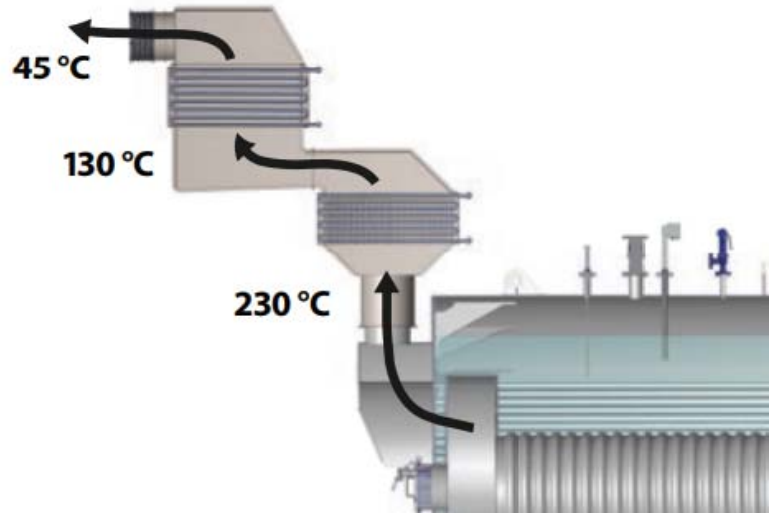


Рисунок 4. Схема технології максимального використання теплоти згорання палива

Застосування сучасних способів модернізації суднових котлів на діючих котлах дозволить знизити їх теплові втрати та підвищить екологічну ефективність суден, що є досить актуальним. Використання сучасних систем автоматичного керування роботою котла, що вже є реальністю, забезпечить тенденцію по зменшенню виникнення аварійних ситуацій.

ЛІТЕРАТУРА

1. Денисенко Н.И., Костылев И.И. Судовые котельные установки. / Учебник для ВУЗов. – СПб.: «Элмор», 2005 – 286 с.

2. В.В. Вычужанин, Н.Д. Рудниченко. Технические риски сложных комплексов функционально взаимосвязанных структурных компонентов судовых энергетических установок/ Вісник Одеського національного морського університету № 2 (41), 2014, С.68 – 77.

3. http://www.saacke.com/fileadmin/Media/Documents/pdfs/EN/Brochures/0-0175-0024-02-Web.pdf

ПРОГРАММА ДЛЯ ВИЗУАЛИЗАЦИИ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО КРУГОВОГО ПРОТЯГИВАНИЯ

Бобошко В. О., Бобылев И.А., Ключник В.С.
Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова (Украина)

Введение. В настоящее время при разработке программ ЧПУ применяется моделирование процесса обработки путем визуализации траектории движения инструмента и формы получаемого изделия. Визуализация процесса позволяет выявлять ошибки на ранних стадиях проектирования и устранять их.

Актуальность исследования. Графическая визуализация процесса производства с помощью 3D-моделирования позволяет лучше ориентироваться в технологии производства. Пользователи данных систем могут наблюдать за обработкой объектов их перемещением и процессом производства, а также принимать управленческие решения в процессе разработки, что в значительной степени снижает затраты и повышает производительность предприятия.

Постановка задачи. Как правило, программы визуализации, такие как: SolidEdge, NX, InventorCam не являются универсальными, а разрабатываются под конкретный тип обработки (токарная, фрезерная, сверлильная и т.д.). Однако, для высокоскоростного кругового протягивания программа визуализации не разработана. Поэтому нами было принято решение разработать такую программу.

Для решения данной задачи необходимо было выбрать графический редактор, позволяющий моделировать инструмент, деталь и показывать их взаимодействие. Были рассмотрены самые известные существующие программы по созданию трехмерной графики, среди которых стоит выделить: 3ds Max, CINEMA 4D, Maya. Данные программы позволяют решить поставленные задачи, однако для их использования требуется наличие платной лицензии.

Альтернативным вариантом данным программам является бесплатный графический редактор Blender, обладающий значительным количеством преимуществ, в частности: свободный доступ; наличие огромного количества функций, несмотря на сравнительно небольшой объем; простой и интуитивно понятный интерфейс. Поэтому Blender является наиболее приемлемым 3D-редактором для реализации поставленных целей.

Результаты исследования. Для создания визуализации процесса кругового протягивания является необходимым создание 3D модели заготовки и инструмента. 3D модели были спроектированы в программе Autocad и конвертированы в формат .obj для импорта в программу Blender.

Визуализация в Blender осуществляется посредством анимации - это серия последовательных изображений, формирующих видеоряд. Нами был использован наиболее распространенный метод анимации называется key-framing, который позволяет изменять размер, задавать вращение и перемещение. При визуализации для получения качественного фильма было задано определенное количество кадров в секунду (FPS), размер изображения, тип файла и способ сжатия видео.

Ключевые кадры создавались в различные моменты анимации. Все промежуточные переходные кадры между созданными ключами просчитывались автоматически. Определившись с этими параметрами, был проведен расчет длины анимации в секундах.

Данным способом анимировано вращение протяжки, возвратно-поступательное движение заготовки, а также процесс формирования впадины.

Формирование впадины зубчатого колеса производится с помощью булевой операции. Использование Булевых операций - это лучший способ изменить форму одного объекта с помощью другого. Любая булева операция в компьютерной графике применяется к двум объектам. Ее результатом является третий объект, который представляет собой результат взаимодействия тем или иным способом двух исходный объектов.

Формирование впадин в заготовке осуществлялось с помощью модификатора Булевых Операций путем добавления модели круговой протяжки с указанием координат оси вращения.

Кадр из анимации процесса обработки представлен на рис. 1.

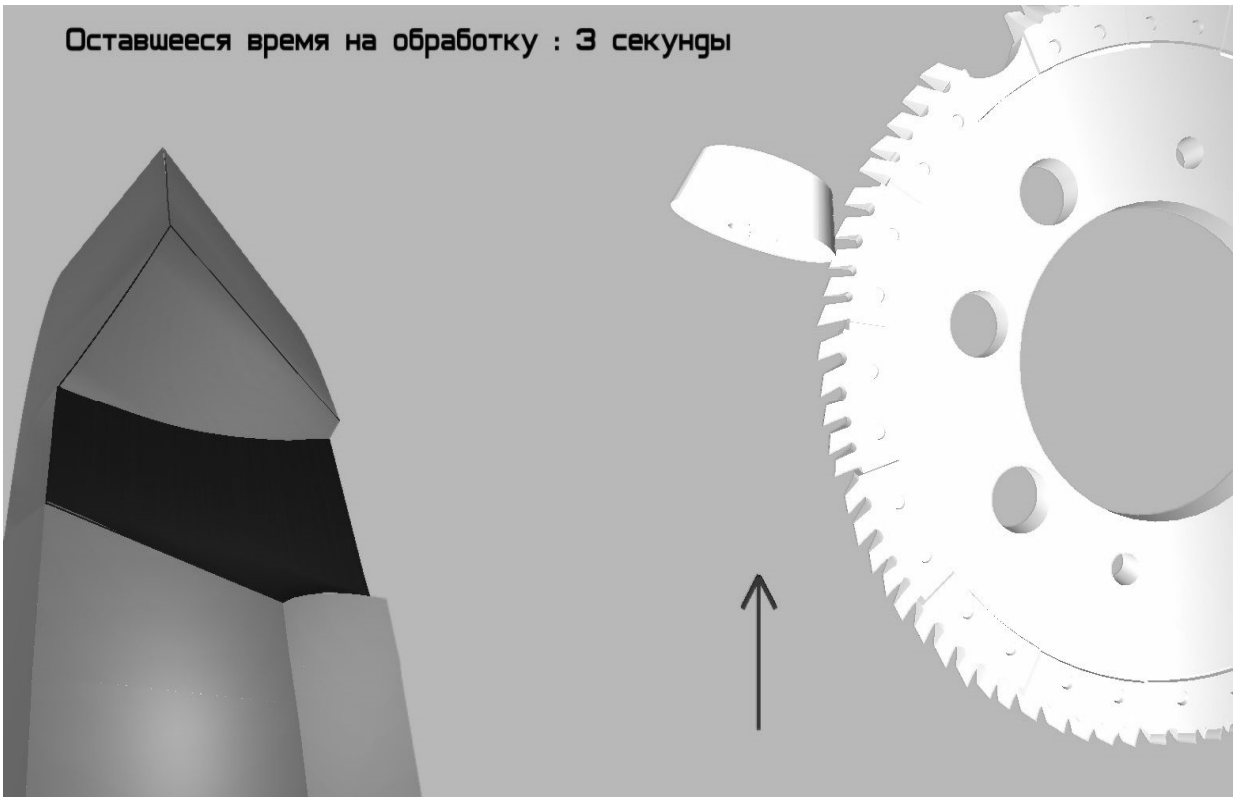


Рисунок 1. Кадр визуализации

В разработанной программе также была предусмотрена визуализация отклонения размеров и формы от заданных, путём выделения отклонений другим цветом.

Выводы. Таким образом, был разработан программный продукт, позволяющий визуализировать процесс высокоскоростного кругового протягивания, позволяющий упростить принятие многих ключевых решений по оптимизации данного процесса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Черепахин А.А. Особенности высокоскоростного протягивания зубчатых колес : монография / А.А. Черепахин, В.М. Виноградов, В.А. Кузнецов, В.В. Клепиков. – М. : Издательство «Русайнс», 2015. – 228с.

2. «Blender Basic» [Электронный ресурс]/ James Chronister/ Режим доступа: http://b3d.mezon.ru/index.php/Blender_Basics_3-rd_edition

ДО ПИТАННЯ ПРО ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ У СИСТЕМАХ ЖИВЛЕННЯ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Білай А.В.
ДВНЗ «Маріупольський будівельний коледж» Маріуполь (Україна)

Природний газ на сьогоднішній день є найперспективнішим альтернативним паливом для автомобілів. Область застосування природного газу досить широка: його використовують для опалення приміщень, приготування їжі, підігріву води, виробництва фарб, клею, оцтової кислоти і добрив. Крім цього природний газ в стислому або зрідженому вигляді може використовуватися в якості моторного палива на автотранспорті, спеціальної та сільськогосподарської техніки, залізничному і водному транспорті. У наш час більшість світових авто концернів випускають нові автомобілі на природному газі або на змішаному циклі.

Переведення транспорту на екологічно чисте моторне паливо - природний газ - дозволяє зменшити викиди в атмосферу сажі, високотоксичних ароматичних вуглеводнів, окису вуглецю, ненасичених вуглеводнів і окислів азоту, оскільки 90% забруднення атмосфери припадає на частку транспортних засобів.

При використанні природного газу замість нафтового палива викид токсичних речовин в навколишнє середовище знижується приблизно в 2-3 рази по оксиду вуглецю, по оксиду азоту - в 2 рази, по вуглеводнях - в 3 рази, по димності - в 9 разів, а утворення сажі, особливо дизельних двигунів, відсутня. Основною рушійною силою в пошуку альтернативного палива автомобільних двигунів для багатьох країн стало: зростання цін на нафту, а відповідно на саме паливо (бензин і дизельне паливо), посилення екологічних вимог, економія паливно-мастильних матеріалів і т.п. Переобладнання двигунів внутрішнього згоряння на транспорті під газовий двигун істотно заощаджує кошти їх власникам через більш низьку відпускну ціну на такий вид палива і збільшує термін експлуатації двигуна в цілому.

При згорянні природного газу не утворюється твердих частинок і золи, що викликають підвищений знос циліндрів і поршнів двигуна. Таким чином, використання природного газу в якості моторного палива дозволяє збільшити термін служби двигуна в 1,5-2 рази; підвищення терміну служби моторного масла в півтора-два рази через відсутність його розрідження і зменшення забруднення, в результаті чого витрата масла зменшується на 30-40 відсотків у порівнянні з бензиновими двигунами; збільшення в півтора рази міжремонтного пробігу автомобіля.

Автомобілі на зрідженому газі не знайшли широко поширеними, тому що перетворювати автомобільних двигунів для використання природного газу відносно дорого; кількість АЗС з газовим паливом мало; і такі автомобілі не можуть подорожувати на великі відстані без дозаправки.

Природний газ на автомобільному транспорті України використовується й може бути використаний для таких типів двигунів і транспортних силових агрегатів (рис.1):

1. Бензинових двигунів з іскровим запалюванням, дообладнаних додатковою системою живлення на газі (на автомобілі встановлюється додаткове газобалонне оснащення), при цьому можливо застосування систем зрідженого й стисненого газу, призначених для роботи на газі й на бензині окремо.

2. Бензинових двигунів з іскровим запалюванням, дообладнаних системою живлення на газі (при цьому можливо застосування систем зрідженого й стисненого газу), призначених для роботи спільно на газі й на бензині (бінарні системи живлення).

3. Дизелів, переустаткованих для роботи на газодизельному циклі (на автомобілі встановлюється додаткове газодизельне оснащення в комплекті з балонами для зберігання стислого природного газу).

4. «Чисто» газових (дизельно-газових) двигунів з іскровим запалюванням на базі дизелів (автомобіль може працювати поперемінно тільки на стислому природному газі (у переробленому варіанті) і дизельному паливі (у базовому варіанті)).

5. Перспективних, транспортних, силових агрегатів в об'єднанні з паливними елементами, у яких природний газ використовується як паливо, яке містить водень.

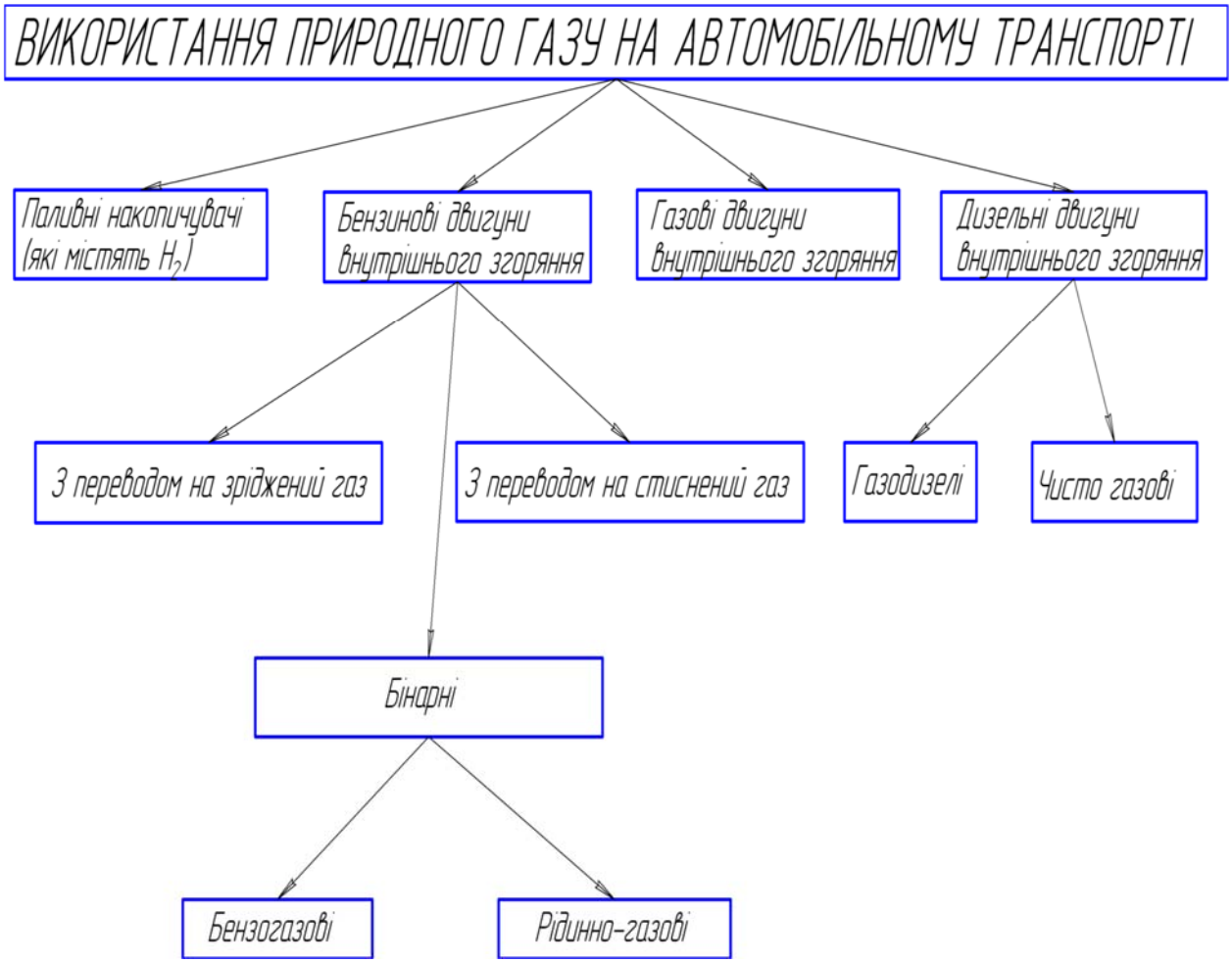


Рисунок 1. Можливість використання природного газу на автомобільному транспорті

Основні способи переоснащення бензинових двигунів для роботи на природному газі

Універсальна система живлення газобалонних автомобілів призначена для роботи окремо на газі й бензині.

Якщо перевести бензинові двигуни на газ, то їх максимальна потужність знизиться на 14-20 % у порівнянні з потужністю при роботі на бензині. Це приводить до погіршення тягово-динамічних і експлуатаційних характеристик автомобілів:

- час розгону до швидкості 60 км/год збільшується на 24%;
- максимальна швидкість зменшується на 5-6 %;
- зменшується на 30-40% граничний кут підйому;
- ускладнюється експлуатація автомобілів із причепами;
- пробіг автомобілів на одній заправці газом зменшується;
- погіршуються пускові якості двигуна.

Зменшити падіння потужності двигунів, поліпшити пускові й експлуатаційні якості автомобілів можна, якщо бензин і газ використовувати разом.

Особливістю роботи бензогазових двигунів з іскровим запалюванням є те, що під час такту впуску з карбюратора-змішувача в циліндри двигуна надходить суміш пар бензину й газу з повітрям. Під час стиску триває змішування пар бензину й газу з повітрям, а

наприкінці стиску бензогазоповітряна суміш запалюється електричною іскрою. Робочий процес двигуна, який працює на суміші бензину й газу, здійснюється так само, як бензинового або газового.

Високі антидетонаційні якості природного газу дають можливість використовувати в бензогазових сумішах бензини з низьким октановим числом (50-60 од.), вихід яких з нафти значно більший.

Основні способи переоснащення дизелів у газодизелі

Конструкція дизеля, розрахована на високі навантаження й тиску, може успішно використовуватися для створення високоефективного газового двигуна. Сьогодні найбільше поширення мають два способи переустаткування дизелів для роботи на газовому паливі:

1. Для роботи з газодизельного циклу;
2. В "чисто" газові двигуни з іскровим запалюванням.

Особливістю газодизельного циклу є те, що температура самозапалювання газу вище в порівнянні з температурою самозапалювання дизельного палива, а оскільки температура в циліндрі двигуна наприкінці такту стиску нижче, температури самозапалювання газо-повітряної суміші, то для її надійного запалювання необхідно впорскувати в циліндри газодизеля так звану «запальну дозу» дизельного палива.

Основною перевагою газодизелів є те, що вони без зниження потужності можуть працювати як, по дизельному циклу (тільки на дизельному паливі), так і по газодизельному циклу (на природному газі й дизельному паливі). При цьому величина " запальної дози" дизельного палива може коливатися в границях від 5…10% до 30% від номінальної витрати.

На відміну від газодизельних двигунів дизельно-газові двигуни («чисто» газові) допускають роботу як на дизельному, так і на газовому паливі, у той час як газодизель вимагає дизельного палива й не може працювати по чисто газовому циклу. Такий дизельно-газовий двигун дозволяє шляхом простої заміни системи паливоподачі й підключення системи запалювання (в умовах експлуатації приблизно за 36 год.) переводити двигун на роботу з газового або дизельному циклу. При цьому забезпечується перехід з одного виду палива на інший за допомогою уніфікованих комплектів дизельної й газової паливної апаратури із взаємозамінними основними вузлами, а також за допомогою системи запалювання, якою оснащений двигун. При переході, наприклад, з дизельного палива на газоподібне замість дизельної форсунки встановлюється взаємозамінна форкамера обсягом $V_ф$ = 20…35 % від обсягу камери згоряння, що приводить до зниження ступеня стиску до рівня, що забезпечує бездетонаційне згоряння газоподібного палива.

Форкамера (рис. 2) складається із циліндричної частини *2* з конусним кінцевиком *1* і камерою *3*, що має отвір *4* під свічу запалювання й отвір *5* під самодіючий газовий клапан. Форкамера виконана з охолоджувальним кожухом. Потужний факел, що викидається з форкамери, дозволяє одержати стійкий робочий процес навіть на режимах холостого ходу й малих навантаженнях.

Замість плунжерної пари дизельного палива в паливний насос установлюється дозатор плунжерного типу газового палива (рис. 2), що полягає із втулки *1* з газопідвідними отворами *2* і плунжера *3* з вікнами *4*, що забезпечують лінійну залежність між кількістю газового палива, що подається й переміщенням рейки регулятора (не наведена). Для запобігання витоків газового палива передбачені кільцеві проточки *5* і чепцеве ущільнення *6.*

Кулачки паливного насоса повертаються на 160–180^0, що дозволяє подати паливний газ на початку такту впуску. Свічки запалювання, вкручені у форкамеру, підключаються до системи запалювання.

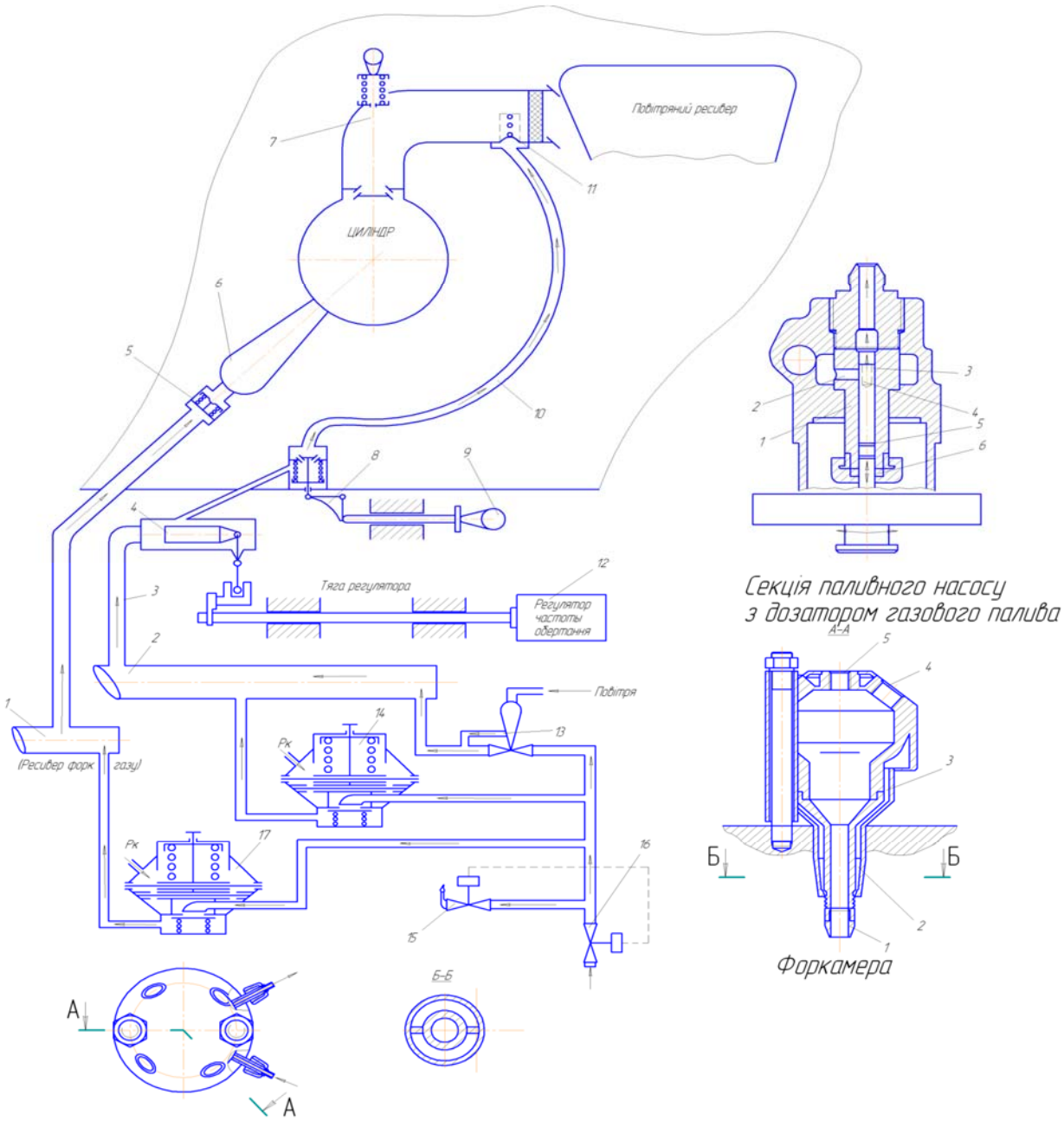


Рисунок 2. Принципова схема системи паливоподачі двигуна 8ДГУН 26х26:
1,2 – ресивер; 3 – патрубки; 4 – дозатор; 5 – автоматичний клапан; 6 – форкамера;
7 – клапан; 8 – газовий клапан; 9 – кулачок; 10 – патрубок; 11 – змішувальний пристрій;
12 – регулятор швидкості; 13 – регулятор тиску газу; 14 – редуктор пуску; 15 – кран скидання газу; 16 – паливний кран; 17 – редуктор форкамерного газу

ЛІТЕРАТУРА

1. Автомобильные газовые топливные системы, Золотницкий В.: - «АСТ», 2007 г.– 128 с.

2. Применение и эксплуатация газобаллонного оборудования, Лиханов В., Деветьяров Р.: - «Киров: Вятская ГСХА», 2006 г. – 183 с.

3. Газовое оборудование автомобилей. Легковые, грузовые. Устройство, установка, обслуживание. Практическое руководство, Афонин С.: - «ПОНЧиК», 2001 г.– 53 с.

4. Новые газотопливные системы автомобилей, Золотницкий В.: - «Издательский Дом Третий Рим», 2005 г.– 64 с.

ОПЫТ ИНСТИТУТА ГАЗА НАН УКРАИНЫ ПО ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ГАЗОВЫХ МОТОРНЫХ ТОПЛИВ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Вербовский В.С.
Институт Газа Национальной Академии Наук Украины (Украина)

Традиционным газовым топливом всегда являлся природный газ, который имел низкую цену, налаженную инфраструктуру транспортировки и хранения, а также прекрасные энергетические показатели.

Влияние политических, экономических и прочих факторов часто отодвигали природный газ на второй план, стимулируя использование альтернативных аналогов. В некоторых регионах местные виды топлив, такие как доменный, коксовый, попутный нефтяной и другие газы являются основным источником для получения тепловой энергии. При определенной подготовке, практически любые горючие газы могут служить в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания когенерационных установок (КГУ). Применение газовых топлив в КГУ позволяет повысить эффективность использования энергии топлива до 95%.

Более 30 лет Институт газа НАНУ занимается применением альтернативных газовых моторных топлив для двигателей внутреннего сгорания взамен жидких.

На многих нефтяных и газовых месторождениях при бурении и добыче основным источником электрической энергии является дизельные электростанции, использующие привозимое жидкое топливо. Замена дорогого завозимого дизельного топлива подготовленным попутным нефтяным газом, зачастую сжигаемым на факелах, позволяет существенно снизить эксплуатационные расходы, а при правильном подходе, и повысить добычу.

С 1992 по 2001 годы переведено на газовое моторное топливо около 150 дизельных электростанций на промыслах Вьетнама, Азербайджана, Казахстана и Украины. Высокая эффективность замены привозного дизельного топлива своим газовым, который зачастую сжигается на факеле, позволяет получить окупаемость затрат на переоборудование в течении 3…8 месяцев.

Биогазовые электростанции разработанные и изготовленные в Институте газа используются в Украине, как на полигонах твердых бытовых отходов, так и на сельскохозяйственных предприятиях. Таких электростанций изготовлено 7 шт. Некоторые эксплуатируются уже более 8 лет.

В последнее время стало популярным получение синтетического газа путём пиролиза или воздушной газификации из твёрдых отходов и использование его для генерации дешевой электрической и тепловой энергии. Генерация по «зелёному тарифу», позволяет окупить затраты в течении одного года. Специалисты института принимали участие в таких проектах как в Украине, так и за рубежом. Опыт специалистов Института газа позволяет считать институт отечественным производителем газовых электростанций и когенерационных установок на их базе.

Кроме этого, разработаны проекты применения сжиженного природного газа для двигателей локомотивов и морских судов. Такие проекты интересны в странах юго-восточной Азии и весьма перспективны.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ И НАКОПИТЕЛЯ ЭНЕРГИИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С ГИБРИДНЫМ ПРИВОДОМ

Володарец Н.В.
Украинский государственный университет железнодорожного транспорта (Украина)

В настоящее время производители транспортных средств (ТС) различных видов транспорта используют гибридный привод [1-3]. Особенно это касается ТС, режим работы которых является переменным, особенно когда большую часть времени ТС работает на низкой нагрузке, а большую мощность использует крайне редко. Для ТС, у которых мехачическая часть еще не исчерпала свой ресурс, актуальным является модернизация существующего привода, когда мощную силовую установку заменяют менее мощной с накопителем энергии.

Разработана модель и на базе нее программа для выбора рациональных параметров дизель-генераторной установки (ДГУ) и накопителя энергии для модернизируемого ТС гибридным приводом, которая учитывает параметры эксплуатации и ремонта ТС. Ниже представлена целевая функция модели:

$$Uzag(Neng,Ene)=f\left(U0,U1(Neng),U2(Ene),U3(Neng,Ene),\right.$$
$$\left.U4(Neng,Ene),kзм,kв,kz\right)\to\min, \tag{1}$$

где $U0$ – стоимость базовой ДГУ, грн;

$U1(Neng)$ – стоимость ДГУ в зависимости от ее мощности, грн;

$U2(Ene)$ – стоимость накопителя энергии, грн;

$U3(Neng, Ene)$ – уменьшение расхода дизельного топлива после модернизации, грн;

$U4(Neng, Ene)$ – уменьшение затрат на обслуживание и ремонт после модернизации, грн;

$kзм$; $kв$; kz – коэффициенты, учитывающие загрузку и время работы ТС.

$$U1=A\cdot Neng^2+B\cdot Neng+C, \tag{2}$$

где A, B, C – коэффициенты, которые характеризуют стоимость ДГУ.

$$U2=u2\cdot Ene, \tag{3}$$

где $u2$ – удельная стоимость накопителя энергии, грн/МДж.

$$U3_j=\left(Gekspl-G1(Neng_j)\right)\cdot \mathrm{ct}=\left[\sum_{i=1}^{n}\left(Nf_i\cdot ge0\cdot\frac{\Delta\tau}{3600}\right)-\sum_{i=1}^{n}G_{i,j}\right]\cdot \mathrm{ct}. \quad (9) \tag{4}$$

где ct – стоимость дизельного топлива, грн/кг.

$$G_{i+1,j}=\begin{cases} Nust_j\cdot gen\cdot\dfrac{\Delta\tau}{3600}, якщо \mathrm{Nf_{j+1}}>\mathrm{Nust_j} \\ \begin{cases} Nust_j\cdot gen\cdot\dfrac{\Delta\tau}{3600}, якщо E_{i,j}-\left(Nf_{i+1}-Nust_j\right)\Delta\tau\le Eo, \\ 0, якщо E_{i,j}-\left(Nf_{i+1}-Nust_j\right)\Delta\tau>Eo. \end{cases} , якщо \mathrm{Nf_{j+1}}=0 \\ \begin{cases} Nust_j\cdot gen\cdot\dfrac{\Delta\tau}{3600}, якщо E_{i,j}-\left(Nf_{i+1}-Nust_j\right)\Delta\tau\le Eo, \\ Nf_{i+1}\cdot gen\cdot\dfrac{\Delta\tau}{3600}, якщо E_{i,j}-\left(Nf_{i+1}-Nust_j\right)\Delta\tau>Eo. \end{cases} , якщо 0<\mathrm{Nf_{i+1}}<\mathrm{Nust_j} \end{cases} \tag{5}$$

где gen – удельный расход топлива новыми ДГУ, кг/кВт·ч.

$$U4(Neng)=Cб-Cг(Neng)=Cб\left(1-\frac{Cг(Neng)}{Cб}\right)=(1-k(Neng))Cб, \tag{6}$$

где $Cб$ – расходы на обслуживание и ремонт базового ТС, грн;

$Cг(Neng)$ – расходы на обслуживание и ремонт гибридного ТС в зависимости от мощности выбранной ДГУ, грн;

$k(Neng) = Cг/Cб$ – коэффициент отношения затрат на техническое обслуживание и ремонт гибридного ТС средства к базовому в зависимости от мощности выбранной ДГУ.

$$Uzag_j\left(Neng, Ene\right) = A \cdot \left(Neng_j\right)^2 + B \cdot Neng_j + C + u2 \cdot Ene_j - U0 - \left[\sum_{i=1}^{n}\left(Nf_i \cdot ge0 \cdot \frac{\Delta\tau}{3600}\right) - \sum_{i=1}^{n} G_{i,j}\right] \cdot \text{ct} - Cб \cdot (1 - k(Neng_j)) \to \min. \quad (7)$$

Ограничения модели:

$$\begin{cases} m_{ne}\left(Ene\right) + m_{eng}\left(Neng\right) \le m_{\lim}, \\ V_{ne}\left(Ene\right) + V_{eng}\left(Neng\right) \le V_{\lim}, \\ Nf_{\min} \le Nf_i \le Nf_{\max}, \\ Neng_{\min} \le Neng_j \le Nf_{\max}, \\ 0 \le Ene \le Em_{\max}, 0 \le Ene \le Ev_{\max}, \\ 1 \le i \le n-1, 1 \le j \le Nsteep, 0 < k \le 1. \end{cases} \quad (8)$$

Пример расчета приведен на рис. 1.

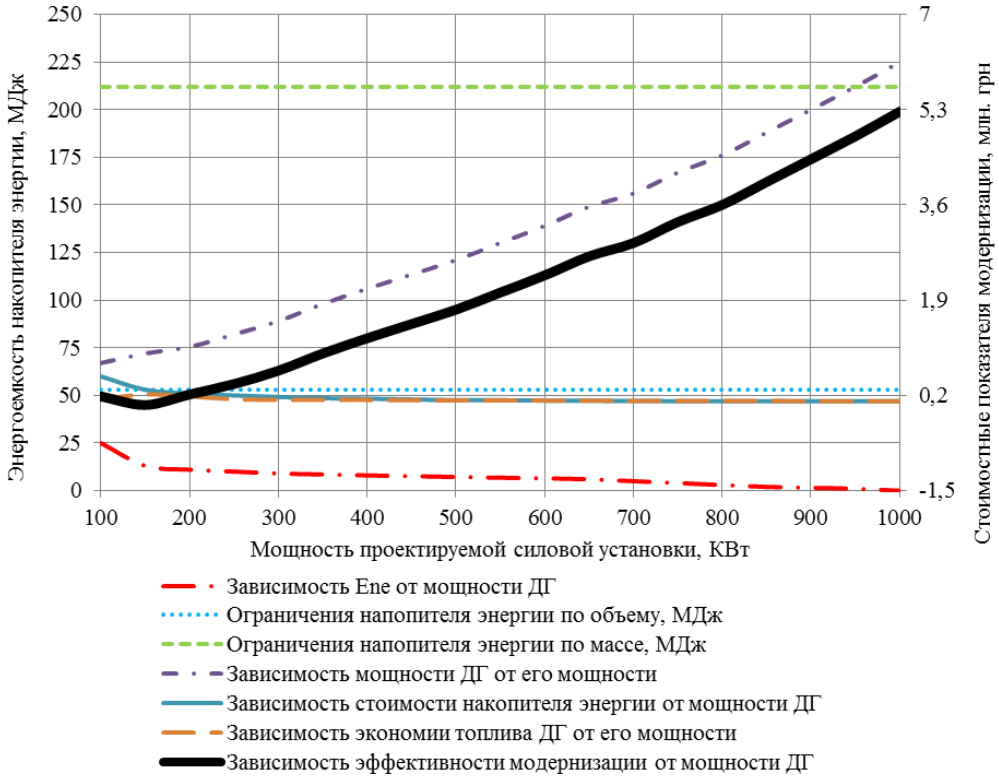


Рисунок 1. Расчет рациональных параметров дизель-генераторной установки и накопителя энергии для модернизируемого транспортного средства

Из рисунка видно, что для модернизируемого ТС оптимальным является дизель-генератор мощностью 150 кВт и накопитель энергии энергоемкостью 20 МДж.

ЛИТЕРАТУРА

1. Yap, H.T. Hybrid Energy/Power Sources for Electric Vehicle Traction Systems [Text] / H.T. Yap, N. Schofield, C.M. Bingham // IEEE Power Electronics, Machines and Drives Conference, 2004. – pp 61 – 66.

2. Фалендыш, А.П. Использование гибридных передач на маневровых тепловозах [Текст] / А.П. Фалендыш, Н.В. Володарец // Локомотив-информ. – 2010. – Декабрь. – С. 4-7.

3. Гусаков С.В. Гибридные силовые установки на основе ДВС [Текст]/ С.В. Гусаков // М.: Изд-во Российского университета дружбы народов, 2008. – 207 с.

ОТРАБОТКА МЕТОДИКИ И РЕЗУЛЬТАТЫ ДОБАВЛЕНИЯ ВОДЫ В ПРОЦЕССЕ НАПОЛНЕНИЯ СТАЦИОНАРНОГО ДИЗЕЛЯ МОЩНОСТЬЮ 3 КВТ

Врублевский А., Лангер А.
University of Warmia and Mazury in Olsztyn (Польща)

Введение. Не ослабевает интерес проектировщиков двигателей и специалистов их эксплуатирующих к идее добавления воды к рабочему телу тепловой машины. Причиной востребованности данного направления является возможность улучшения технических характеристик двигателя, улучшения его экологических показателей. Существуют, и в достаточной степени отработаны, теоретически обоснованы, методики подачи воды для транспортных двигателей с целью повышения эффективности рабочего процесса.

Актуальность исследования. В то же время на данный момент для безнаддувных дизелей малой мощности (до 19 кВт), работающих в составе стационарных установок, существует ряд проблем, связанных с экологическим аспектом их эксплуатации, необходимостью снижения расхода топлива. В добавлении воды к рабочему телу дизеля данного назначения видится один из путей их возможной модернизации. Ожидаемый эффект от добавления воды заключается в улучшении теплового состояния двигателя, снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами, снижения нагарообразования. Выбор оптимальных характеристик процесса добавления воды позволяет сохранить экономичность двигателя.

Постановка задачи и результаты исследования. В литературе достаточно подробно и в полной мере приводятся возможные способы подачи воды в цилиндр. Экономически целесообразно для рассматриваемого типа двигателей на наш взгляд является ввод воды в поток воздуха во впускном тракте при заполнении рабочего цилиндра. При этом можно рассматривать два варианта. Распыление воды либо создание паро-воздушной смеси.

Отношение воды к топливу V_w/V_f является важнейшей характеристикой, влияющей на эффективность работы модернизированного двигателя. В данной работе создана оригинальная, синхронизированная с общей системой, электронная система задания и регулирования отношения V_w/V_f .

Предлагаемая методика добавления воды в процессе наполнения предполагает установку распыливающего устройства во впускной тракт после воздушного фильтра. Методика проведения исследования включала планирование эксперимента, отработку каналов измерения параметров двигателя, создание системы электронного управления двигателя с интегрированной системой контроля процессом подачи воды, обработку и анализ данных исследования. На рис. 1 представлены объект исследования – дизель 1Ч7,8/6,2 номинальной мощностью 3 кВт с непосредственным впрыском топлива, а также система впрыска воды во впускной тракт с электронным управлением.

Результаты предварительных испытаний двигателя при работе по нагрузочной характеристике при 3000 мин$^{-1}$ показали эффективность предложенного способа улучшения экологических показателей дизеля (рис. 2). На режиме номинальной мощности при добавлении воды к свежему заряду в процессе наполнения наблюдается снижение оксидов азота в 1,25 раза, CO_2 – в 1,22 раза, CO – в 7 раз. В то же время на номинальном режиме в результате добавления воды концентрация O_2 в отработавших газах увеличивается на 8 %. Дальнейшие исследования предполагают уточнение расчетной модели рабочего процесса дизеля с учетом добавки воды, проведение оптимизации параметров впрыскивания воды во впускной тракт, исследование влияния на параметры двигателя добавления пара в процессе наполнения цилиндра.

Рисунок 1. Общий вид стенда во время испытаний двигателя с системой подачи воды

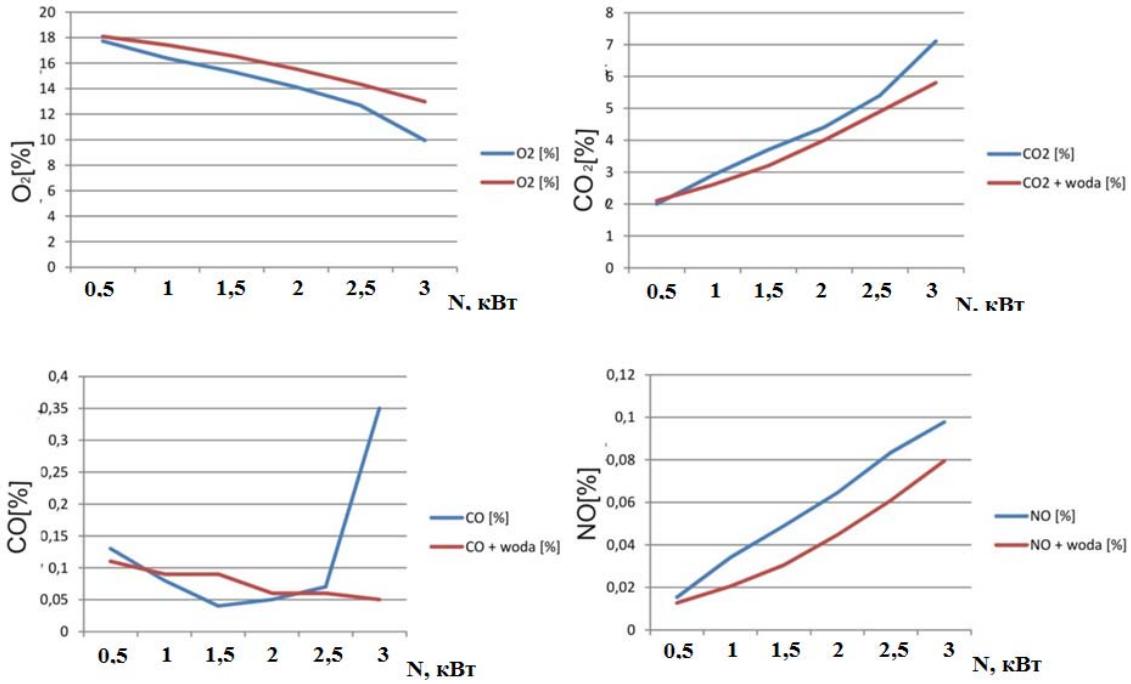


Рисунок 2. Результаты предварительных испытаний дизеля 1Ч7,8/6,2 с системой подачи воды во впускной тракт

Выводы. Предложен методика снижения доли отдельных компонентов отработавших газов стационарного дизеля номинальной мощностью 3 кВт, который заключается в распыливании воды во впускном тракте.

Разработана методика и проведен первый этап исследования двигателя с системой распыливания воды во впускном тракте. Предложена оригинальная система электронного управления процессом подачи воды, интегрированная систему управления силовым агрегатом.

Получены предварительные результаты исследования, которые показывают, что добавлении воды к свежему заряду в процессе наполнения наблюдается снижение оксидов азота в 1,25 раза, CO_2 – в 1,22 раза, CO – в 7 раз. В то же время на номинальном режиме в результате добавления воды концентрация O_2 в отработавших газах увеличивается на 8 %.

Дальнейшие исследования предполагают уточнение расчетной модели рабочего процесса дизеля с учетом добавки воды, проведение оптимизации параметров впрыскивания воды во впускной тракт, исследование влияния на параметры двигателя добавления пара в процессе наполнения цилиндра.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЯ В УПРАВЛЕНИИ ПРОЦЕССОМ МИО В СУДОСТРОЕНИИ И ПРИ СУДОРЕМОНТЕ

Врублевский Р.Е.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Введение. В настоящее время принимает особое значение проблема повышения ресурса надежности инструмента в судостроении и при судоремонте. Одним из возможных и перспективных путей решения этой проблемы является магнитно-импульсная обработка (МИО), которая обладает рядом преимуществ: простота концентрации электромагнитной энергии на изделии, быстрое ее аккумулирование материалом рабочих элементов детали, а также оперативность повышения эксплуатационных характеристик (время обработки составляет 0,3...2,0 с при незначительных энергетических затратах). Указанные преимущества магнитной обработки изделий по сравнению с другими способами упрочнения многократно подтверждались промышленным опытом в машиностроении, приборостроении, судостроении, а также в других областях народного хозяйства Украины и стран СНГ [1 –4].

Актуальность исследования. Актуальной на сегодняшний день является задача принятия решения в управлении процессом МИО и в выборе оптимальных параметров режимов для получения оптимальной стойкости инструмента в судостроении и при судоремонте.

Цель работы. Целью является получение максимального качества обработки при минимальных затратах электроэнергии и времени на процесс МИО. Основанием для принятия решений служит опыт МИО, совершенных в прошлом. Поэтому наши интересы сосредоточенны на минимизации времени на выбор оптимальных режимов обработки для получения требуемой стойкости обрабатываемого инструмента в судостроении и при судоремонте.

Изложение основного материала. Основными параметрами режимов МИО являются: напряженность магнитного поля H, время импульса в серии τ, число импульсов в серии n, интервал между импульсами в серии t, число серий импульсов Θ. Эти параметры варьируются в различных диапазонах для различных типов деталей. Для практической реализации адаптивного управления процессом МИО создаем базу правил для нечеткой системы управления МИО с пятью входными величинами режимов МИО и одним выходом – стойкость инструмента. Для этого необходимы обучающие данные в виде множества пар:

$$\left(x_1(i), x_2(i)x_3(i), x_4(i), x_5(i), d_1(i)\right), \quad i = 1.2.3..., \tag{1}$$

где $x_1(i)$ – напряженность магнитного поля H;

$x_2(i)$ – время импульса в серии – τ;

$x_3(i)$ – число импульсов в серии – n;

$x_4(i)$ – интервал между импульсом в серии – t;

$x_5(i)$ – число серий импульсов – Θ;

$d_1(i)$ – ожидаемое (эталонное) значение выходного сигнала (стойкость обрабатываемого изделия).

В данном исследовании проводились изучение опыта и экспериментов по влиянию МИО на износ режущего инструмента. Эксперимент проведен на аппарате «Магнитрон-1» в ходе, которого было обработано 250 сверл (сталь Р6М5, диаметр 4 мм) различными наборами параметров режимов МИО. Испытания на износ обработанных МИО сверл были проведены на сверлильном станке 2М112. Сверление производилось стальной плиты Сталь 40Х, толщиной 15 мм (рис. 1).

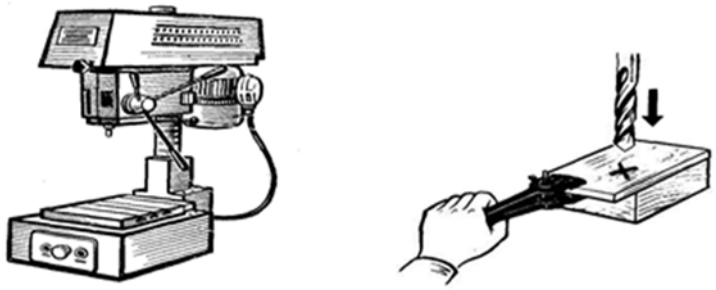


Рисунок 1. Эксперимент по сверлению отверстий для проверки стойкости сверла

Стойкость определяется по количеству просверленных отверстий испытуемым сверлом. Оценивалась стойкость в процентах, за 100 процентов бралась стойкость не обработанного МИО сверла.

Полученные в результате эксперимента данные – 250 наборов параметров режимов МИО и полученные стойкости сверл для каждого набора параметров, были взяты для обучающей выборки.

Стойкость определяется по количеству просверленных отверстий испытуемым сверлом. Оценивалась стойкость в процентах, за 100 процентов бралась стойкость не обработанного МИО сверла. Полученные в результате эксперимента данные – 250 наборов параметров режимов МИО и полученные стойкости сверл для каждого набора параметров, были взяты для обучающей выборки.

В результате эксперимента установлены зависимости влияния параметров режимов МИО на стойкость обрабатываемого инструмента к износу. С помощью пакета прикладных программ для решения задач технических вычислений **MATLAB** были проанализированы результаты исследований и построены соответствующие графики зависимостей.

Для обеспечения обратной связи в системе управления МИО выходной величиной стойкость обрабатываемого инструмента принять невозможно, так как для измерения стойкости после МИО нужно затратить очень много времени и технических средств, что не обеспечивает обратную связь в разрабатываемой системе управления. В ходе исследований проведенных диссертантом было выявлено, что стойкость детали подвергнутой магнитной обработке зависит от величины остаточной намагниченности (восприимчивости материала). Намагниченность (магнитная восприимчивость) детали достаточно точно определяется при помощи магнитометров, тесламетров или других приборов, использующих датчики Холла. В нашем эксперименте остаточную намагниченность 250 исследуемых сверл замеряем прибором – тесламетр HT20 (рис. 2).

Рисунок 2. Тесламетр HT20 используемый в эксперименте на исследование износостойкости сверл

Поэтому, прогнозирование гарантийной стойкости конкретной детали будем вести с учетом величины остаточного намагничивания. Это позволило учитывать рассеивание

(диспергирование) магнитной энергии в изделии конкретной массы и габаритов, а также вносить коррективы на перенапряжения в связи с перемагничиванием.

Перемагничивание – уменьшение намагниченности образцов магнитоупорядоченных веществ и изменение направления *M* на обратное, вызванные уменьшением и последующим изменением наобратное внеш. магн. поля *H*, под действием которого образец был предварительно намагничен.

С помощью пакета прикладных программ для решения задач технических вычислений **MATLAB** были проанализированы результаты исследований и построен соответствующий график зависимости (рис. 3).

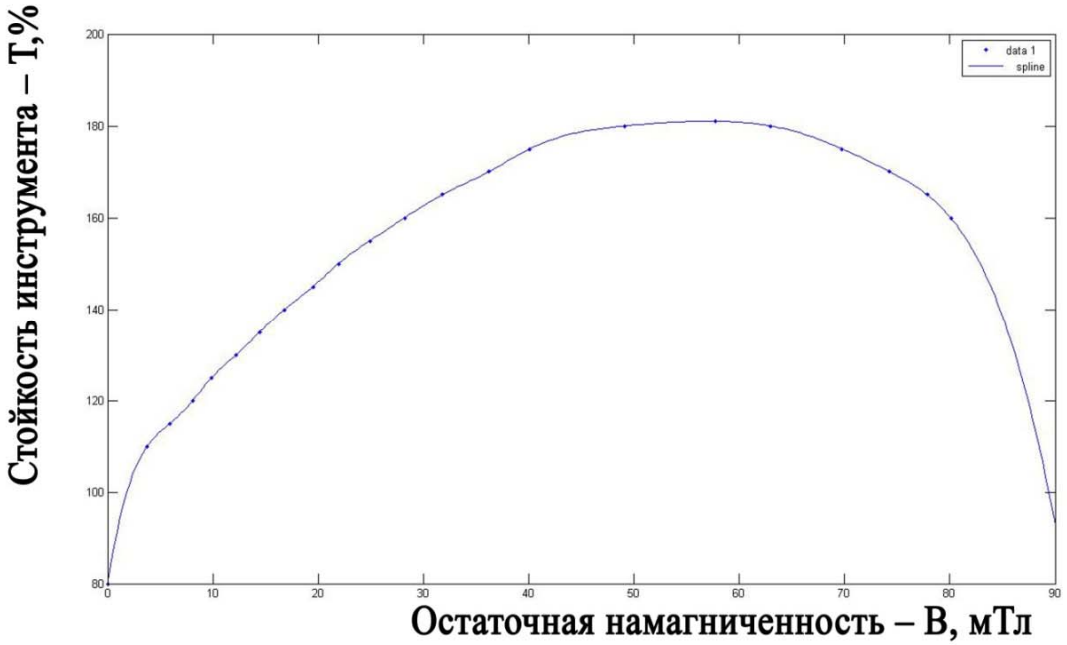


Рисунок 3. График зависимости стойкости от остаточной намагниченности обработанного МИО инструмента.

Выводы. В результате проведенного эксперимента мы получили 250 наборов режимов МИО и соответствующую им остаточную намагниченность. Результаты показали снижение времени на МИО и затрат электроэнергии на процесс за счет эффективности выбора параметров МИО для требуемой стойкости сверла в судостроении и при судоремонте. Использование данных для обучение сети ANFIS, полученных в ходе реального эксперимента, позволяет получать прогнозируемую стойкость сверла с минимальной ошибкой, что позволит сократить время на вычисление оптимальных параметров обработки изделий и повысить точность выбора этих параметров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Малыгин Б. В., Бень А. П. Магнитное упрочнение изделий. (Теория и практика). – Херсон : Издательство Херсонского государственного морского института, 2009. – 352 с.

2. Иванов В. Ю. Обоснование параметров магнитно-импульсного способа разупрочнения коренных золотосодержащих руд при их рудоподготовке: дис. кандидата технических наук : 25.00.20 / Иванов Виталий Юрьевич; – Москва, 2009. – 148 с.

3. Способ обработки стальных изделий / Малыгин Б. В. – А. с. № 1728300.– Бюл. № 28, 1991.

4. Пустовойт В. Н. Алгоритмизация и программа расчета параметров магнитного упрочнения. – Минск: ФТИ АН БССР, 1990. – 115 с.

ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ СТРУКТУРНОЇ РЕЛАКСАЦІЇ В ОБЛАСТІ СКЛУВАННЯ ПОЛІМЕРНИХ НАНОКОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

[1]Дінжос Р.В., [2]Фіалко Н.М., [1]Махровський В.М., [2]Навродська Р.О.
[1]Миколаївський національний університет ім. В.О. Сухомлинського (Україна)
[2]Інститут технічної теплофізики НАН України (Україна)

За допомогою методу диференціальної сканувальної калориметрії вивчено вплив вуглецевих нанотрубок (ВНТ) на кінетику ентальпійної релаксації поліметилметакрилату (ПММА). Запропоновано удосконалену феноменологічну модель для опису структурної релаксації аморфних полімерів в області склування. Були отримані кінетичні параметри релаксації ентальпії для чистого ПММА та нанокомпозитів, що містили від 0,2 до 2 мас. % вуглецевих нанотрубок. За змінами кінетичних параметрів релаксації встановлено факт утворення нескінченного кластера ВНТ. Вивчено особливості впливу структури полімерних композитів на їх теплофізичні властивості.

Одним з найбільш ефективних методів оцінки сегментальної рухливості у аморфних полімерах є дослідження кінетики релаксації ентальпії при склуванні [1]. Завдяки таким дослідженням вдається вивчити мобільність полімерних ланцюгів та виокремити відмінності у структурі та релаксаційній поведінці полімерів певного гомологічного ряду. Саме таким чином була оцінена різниця в рухливості сітчастих полімерів аналогічного хімічного складу, але з різною функціональністю складових мономерів. Показано, що навіть незначна зміна співвідношення компонентів епоксидного полімеру здатна вплинути на кінетику ентальпійної релаксації, а, отже, і на мобільність полімерних ланцюгів.

Теоретичною основою аналізу слугує уявлення про те, що під час охолодження рівноважного розплаву від температури $T_1 >> T_g$ (де T_g – температура склування) з постійною швидкістю охолодження $q^- = dT/dt$ наступає момент, коли швидкість структурних перетворень у розплаві, яка визначається тепловою рухливістю молекул, або сегментів полімерного ланцюга, починає відставати від q^-, і тому подальше охолодження зразка призводить до відхилення його «миттєвої» структури від рівноважної. Тобто, при достатньо низькій температурі $T_2 < T_g$ у склоподібному зразку буде отримана структура, яка мала рівноважний розплав при деякій умовній (T_f) температурі $T_2 < T_f \approx T_g$.

Метою даної роботи є адаптування класичної феноменологічної моделі для опису структурної релаксації ненаповненого аморфного полімеру, на прикладі поліметилметакрилату (ПММА) до моделювання полімерних нанокомпозитів, які містять вуглецеві нанотрубки (ВНТ).

З отриманих результатів випливає, що процес ентальпійної релаксації при склуванні системи ПММА/ВНТ в цілому можна з достатньою точністю описати у рамках моделі Мойніхена.

Було встановлено, що найбільш енергетично стійка структура отримується при наповненні 0,5%. Це пов’язано з утворенням провідного кластеру з частинок ВНТ.

Дана феноменологічна модель показує, при розвиненій поверхні ВНТ (утворення нескінченного провідного кластеру), T_f приймає найбільше значення. Це свідчить про те, що провідний кластер, який утворюється, створює області локалізації ламелей ПММА, де вони займають такий стан, якій відповідає мінімуму енергії (принцип мінімуму енергії).

ЛІТЕРАТУРА

1. Волькенштейн М.В., Птицын О.*Б.* Релаксационная теория стеклования. 1. Решение основного уравнения и его исследование // Журн. Техн. Физики. – 1956. – Т. 26, № 10. – С. 2204 – 2222.

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПОЛИМЕРНЫХ МИКРО- И НАНОКОМПОЗИТОВ НА ОСНОВЕ ПОЛИКАРБОНАТА

[1]Динжос Р.В., [2]Фиалко Н.М., [3]Росица П. Николова
[1]Николаевский национальный университет им. В.А. Сухомлинского (Украина)
[2]Институт технической теплофизики НАН Украины (Украина)
[3]Институт минералогии и кристаллографии "Акад. Иван Костов" БАН (Болгария)

Приведены результаты комплекса экспериментальных исследований теплофизических характеристик созданных полимерных микро- и нанокомпозитов на основе поликарбоната, которые содержат от 0,2 до 10% углеродных нанотрубок и микрочастиц алюминия. Представлены материалы по интерпретации полученных данных на основе теории перколяции. Рассмотрены возможности применения предлагаемых композитов для изготовления теплообменников, ориентированных на передачу низкопотенциальной теплоты и эксплуатацию в агрессивных средах.

Характерные результаты экспериментальных исследований поведения коэффициента теплопроводности полимерных композиционных материалов на основе поликарбоната в зависимости от массовой доли ω наполнителя (УНТ и алюминия) представлены на рис. 1. Как видно из рисунка в случае микро- и нанокомпозита наблюдается тенденция к увеличению величины коэффициента теплопроводности λ с ростом содержания наполнителей. При этом особенно обращает на себя внимание наличие эффектов резкого изменения λ при определенных значениях доли наполнителей ω. Так, для полимерного нанокомпозита, наполненного углеродными нанотрубками, резкое изменение величины λ имеет место при массовой доле УНТ равной 0,5 и 4%. А для микрокомпозита, наполненного алюминием, такая резкая смена соответствует значению ω = 1,05 и 4%.

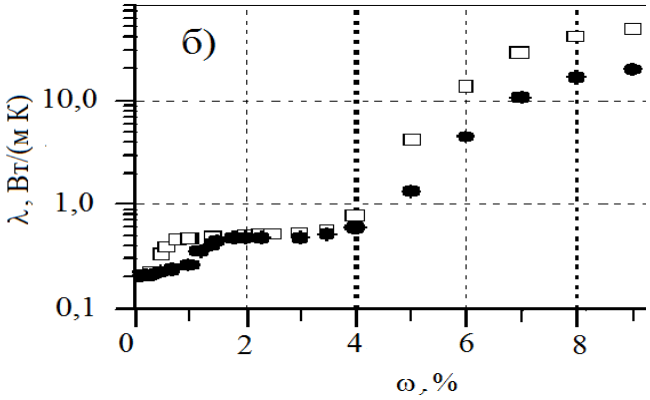


Рисунок 1. Зависимость коэффициента теплопроводности полимерных композиционных материалов на основе поликарбоната от наполнителей: 1 - частицы алюминия; 2 - углеродные нанотрубки (УНТ)

Получены экспериментальные зависимости коэффициента теплопроводности λ исследуемых композитов от массовой доли ω наполнителя ($0,2 \le \omega \le 10$ %). Обнаружен эффект резкого изменения коэффициента теплопроводности материалов при определенных критических значениях содержания наполнителя. Дана интерпретация этого эффекта на основе теории перколяции. При этом скачок λ, отвечающий относительно низкой доле наполнителя, объясняется образованием непрерывного перколяционного кластера из частиц наполнителя, скачок, соответствующий его более высокой доле, – формированием перколяционной сетки таких частиц. Установлена возможность получения микро- и нанокомпозитов с относительно высокими теплоизоляционными свойствами при сравнительно небольшом содержании наполнителей (до 10 %).

БЕСТОРМОЗНОЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТА ИНЕРЦИИ ДВИГАТЕЛЯ НА РОЛИКОВОМ СТЕНДЕ

Зуев В. А.
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет (Украина)

Введение. При проектировании трансмиссий автомобиля, расчете динамических качеств автомобиля, диагностике тяговых и тормозных свойств в динамическом режиме, необходимо знать момент инерции вращающихся частей автомобиля (колес, главной и карданной передачи, коробки передач, двигателя).

Анализ публикаций. Известен способ определения момента инерции двигателя внутреннего сгорания, описанный в патенте на изобретение G01M / 10 (2006/01) авторами и патентообладателями Егоровым Алексеем Васильевичем и Егоровым Василием Николаевичем (RU), заключающийся в том, что на автомобиле с поддомкраченным одним колесом выполняют ряд разгонов трансмиссии. В первом случае разгоняют только двигатель и регистрируют процесс разгона с целью определения ускорения, затем с этой же целью разгоняют двигатель с трансмиссией и без колеса. В третьем случае разгоняют двигатель с трансмиссией и эталонным диском, установленным вместо колеса. Трансмиссию и двигатель разгоняют во всех случаях в определенном диапазоне угловых скоростей от омега-1 до омега-2. Далее авторы составляют систему из трех уравнений и решают ее относительно момента инерции двигателя. Но такое решение правомерно, если в диапазоне выбранных скоростей крутящий момент двигателя во всех трех случаях одинаков. Это допущение справедливо, если исходить из номинальной внешней скоростной характеристики двигателя (ВСХД). Но при разгонах двигателя не следует ориентироваться на ВСХД. Исследования - наши и других авторов - указывают, что крутящий момент при разгоне двигателя очень нестабилен и зависит от многих факторов. Одна из причин - большая вариация процесса сгорания [1].

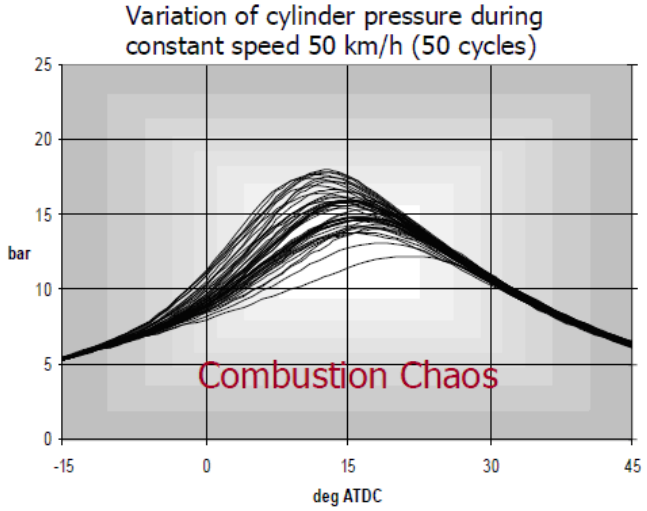


Рисунок 1. Вариация давления газов в цилиндре (надпись на рисунке: «Хаотическое сгорание») [1]

На рис. 1 показана зависимость давления в цилиндре двигателя от угла поворота коленчатого вала в течение 50 вспышек подряд в одном цилиндре. Угол опережения зажигания все время одинаковый. Эта картина типична для бензинового двигателя.

Вторая существенная причина – это темп нажатия на педаль акселератора [2], если в эксперименте этим органом подачи топлива управляет оператор. Влияние этого фактора может быть значительно снижено, если нажимает на педаль акселератора специальное устройство, но в описании патента нет сведений на этот счет.

Следующая весомая причина – это неодинаковость нагрузки, и, как следствие, неодинаковость ускорения в двух последовательных разгонах [1, 2].

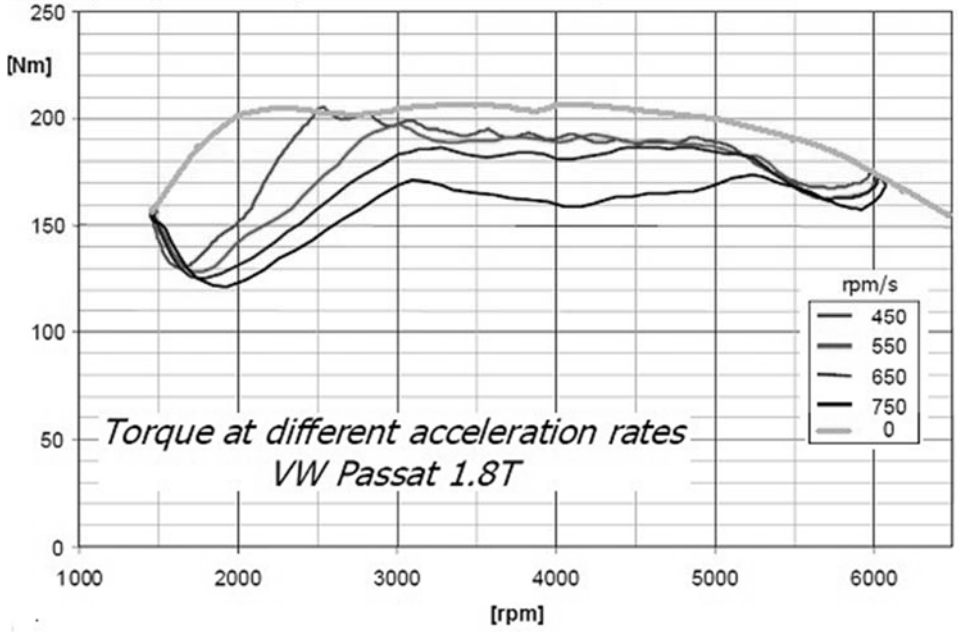


Рисунок 2. Кривые крутящего момента двигателя автомобиля VW Passat 1.8 T при разном ускорении (по замерам на стенде Rototest [1])

Поэтому этот метод можно рекомендовать только для грубых оценочных задач. Чтобы исключить влияние нестабильности крутящего момента при разгонах на точность определения момента инерции двигателя можно использовать с этой же целью выбеги. Далее описан экспериментальный метод, предложенный нами.

Теоретическое обеспечение эксперимента. При экспериментальном определении момента инерции двигателя в качестве дополнительной массы предлагается использовать приведенную инерционную массу роликового стенда (которая известна с достаточной точностью и составляет в нашем стенде 200 кг).

Уравнение выбега приведенных инерционных масс автомобиля на роликовом стенде:

$$m \cdot j = \sum F_{\text{сопр}}, \tag{1}$$

где m – суммарная масса вращающихся частей автомобиля и стенда, приведенная к контакту колеса с роликом, кг; j – замедление выбега, м/с^2; $\sum F_{\text{сопр}}$ – суммарная сила сопротивления движению вращающихся частей автомобиля и стенда, Н.

В развернутом виде процесс выбега автомобиля на стенде с разобщенной и соединенной трансмиссией можно записать в виде системы трех уравнений

$$\begin{cases} (m^{\text{д}} + m^{\text{тр}_\text{а}} + 2 \cdot m^{\text{к}} + m^{\text{ст}}) \cdot j^{\text{ас}} = F^{\text{д}}_{\text{сопр}} + F^{\text{тр}_\text{а}}_{\text{сопр}} + F^{\text{к}}_{\text{сопр}} + F^{\text{ст}}_{\text{сопр}} + F_{\text{н}} \\ (m^{\text{тр}_\text{а}} + 2 \cdot m^{\text{к}} + m^{\text{ст}}) \cdot j^{\text{тр}} = F^{\text{тр}_\text{а}}_{\text{сопр}} + F^{\text{к}}_{\text{сопр}} + F^{\text{ст}}_{\text{сопр}} + F_{\text{н}} \\ m^{\text{д}} \cdot j^{\text{д}} = F^{\text{д}}_{\text{сопр}} \end{cases}. \tag{2}$$

Индексами д, $\text{тр}_\text{а}$, ст, в соответственно обозначены вращающиеся части двигателя, трансмиссии автомобиля и трансмиссии стенда.

Отсюда, подставляя второе и третье уравнения системы в первое уравнение, получим

$$(m^{\text{д}} + m^{\text{тр}_\text{а}} + 2 \cdot m^{\text{к}} + m^{\text{ст}}) \cdot j^{\text{ас}} = m^{\text{д}} \cdot j^{\text{д}} + (m^{\text{тр}_\text{а}} + 2 \cdot m^{\text{к}} + m^{\text{ст}}) \cdot j^{\text{тр}}. \tag{3}$$

После преобразований:

$$m^{\text{д}} = \frac{(j^{\text{тр}} - j^{\text{ас}}) \cdot (m^{\text{тр}_\text{а}} + 2 \cdot m^{\text{к}} + m^{\text{ст}})}{j^{\text{ас}} - j^{\text{д}}}. \tag{4}$$

Описание эксперимента по определению момента инерции двигателя. Следовательно, для определения приведенной массы двигателя необходимо знать замедление выбега всей системы автомобиль-стенд j^{ac} (автомобиля с замкнутой трансмиссией вместе со стендом), замедление автомобиля на стенде без двигателя $j^{тр}$ (трансмиссия разомкнута) и замедление коленчатого вала двигателя $j^{д}$, условно приведенное к колесам автомобиля. Приведенные массы колес, трансмиссии и стенда были определены в предыдущих наших экспериментах. Для определения вышеуказанных замедлений был проведен эксперимент, который заключался в цикле разгонов и выбегов замкнутой трансмиссии, а последний выбег - с разомкнутой.

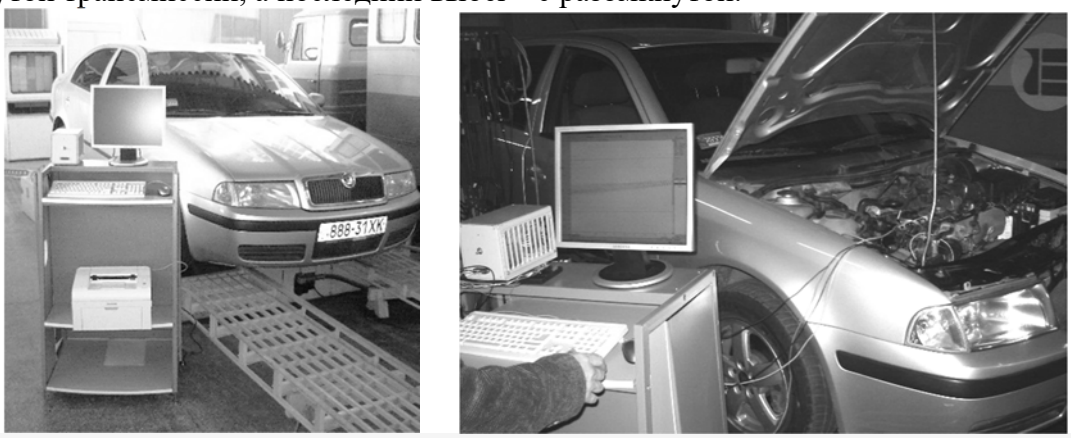


Рисунок 3. Автомобиль Skoda Octavia 1.8 на диагностическом стенде

В ходе эксперимента с помощью компьютеризированного диагностического комплекса передвижной диагностической станции легковых автомобилей (ПДС-Л) фиксировались следующие показатели (табл. 1, рис. 4) в зависимости от времени протекания процесса: степень открытия дроссельной заслонки, %; окружная скорость на периферии рабочего ролика стенда (далее скорость автомобиля на стенде), км / ч; частота вращения коленчатого вала двигателя, мин-1; нагрузка, создаваемая нагрузочным устройством стенда, Н.

Обработка экспериментальных данных и расчет момента инерции двигателя. Для определения замедлений каждый участок выбега подвергался детальному анализу. Участком выбега считался отрезок записи, на котором процент открытия дросселя был меньше 6% и продолжительность впрыска топлива отвечала нулевому значению. Для первого выбега (рис. 5) это скоростной диапазон от 94,4 до 39,9 км/ч по окружной скорости роликов стенда (табл. 1).

Таблица 1. Показатели выбега вращающихся частей автомобиля на роликовом стенде (трансмиссия замкнута)

Время, с	Процент открытия дросселя, %	Продолжительность впрыска, мс	Частота вращения КВ, мин$^{-1}$	Скорость колес, км/ч	Скорость барабанов, км/ч	Нагрузка, Н
4,782	100,2	16,76	3454,2	83,5	83,6	1065,3
4,982	99,6	15,06	3726,7	90,0	90,3	1150,2
5,17	55,1	15,12	3973,5	96,0	95,8	1219,7
5,354	15,7	1,34	3994,7	96,5	95,8	1220,6
5,536	7,8	1,84	3893,6	94,1	95,1	1211,1
5,72	6,2	0	3831,4	92,6	94,4	1202,8
6,102	5,6	0	3685,5	89,1	88,9	1133,2

Продолжение табл. 1

Время, с	Процент открытия дросселя, %	Продолжительность впрыска, мс	Частота вращения КВ, мин$^{-1}$	Скорость колес, км/ч	Скорость барабанов, км/ч	Нагрузка, Н
6,502	6,4	0	3510,8	84,8	86,0	1095,8
6,922	5,6	0	3327,8	80,4	80,1	1020,1
7,366	4,8	0	3141,4	75,9	77,2	983,2
7,838	4,2	0	2945,5	71,2	70,8	901,4
8,342	3,4	0	2742,2	66,3	67,4	858,1
8,886	3,0	0	2527,4	61,1	61,16	779,0
9,48	3,4	0	2298,9	55,5	56,4	718,4
10,14	2,2	0	2048,5	49,5	50,0	637,3
10,888	1,5	0	1776,2	42,9	43,3	551,5
11,308	1,8	0	1628,2	39,3	39,9	508,2
11,77	0,7	2,46	1465,2	35,4	35,8	456,3

Кроме того, на графике (рис. 4) изображена расчетная кривая приведенной к колесам скорости вращения коленчатого вала (КВ) двигателя, которая определялась по известной зависимости

$$V_{\text{КВ}} = \frac{3{,}6 \cdot \pi \cdot n_{\text{КВ}} \cdot r_{\text{к}}}{30 \cdot i_o \cdot i_{\text{к}}}, \quad (5)$$

где $n_{\text{КВ}}$ – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин-1; i_o – передаточное число главной пары; $i_{\text{к}}$- передаточное число в КП; $r_{\text{к}}$- радиус качения колеса, м.

Радиус качения колеса определялся из уравнения

$$r_{\text{к}} = \frac{V_{\text{ст}} \cdot 30 \cdot i_o \cdot i_{\text{к}}}{3{,}6 \cdot \pi \cdot n_{\text{КВ}}}, \quad (6)$$

где $V_{\text{ст}}$ – скорость «движения» автомобиля на стенде, км/год

Средний радиус качения колеса по барабанам стенда при скорости 60 км/ч в режиме выбега составил 0,309 м.

Разгоны осуществлялись на третьей передаче, при размыкании трансмиссии перед выбегом выжималось сцепление, но рычаг перемены передач оставался во включенном положении

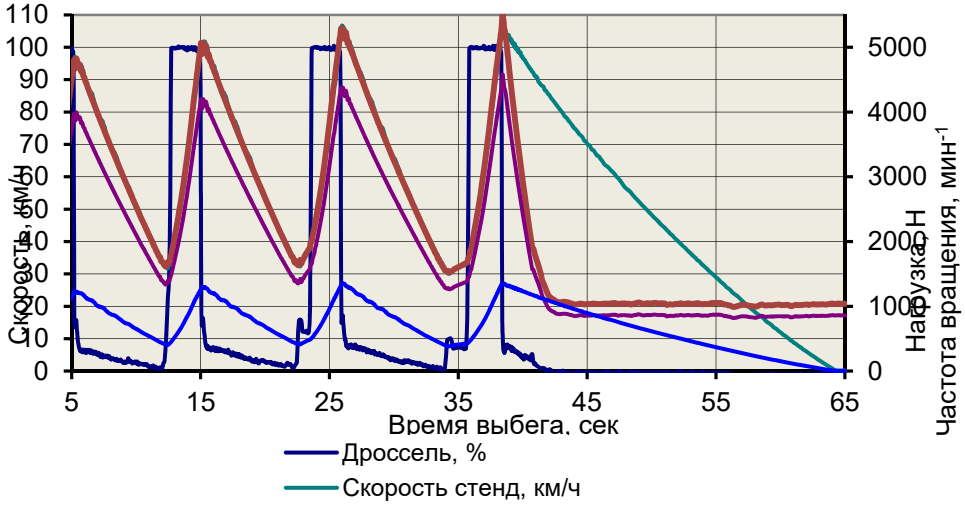


Рисунок 4. Параметры, регистрируемые в эксперименте

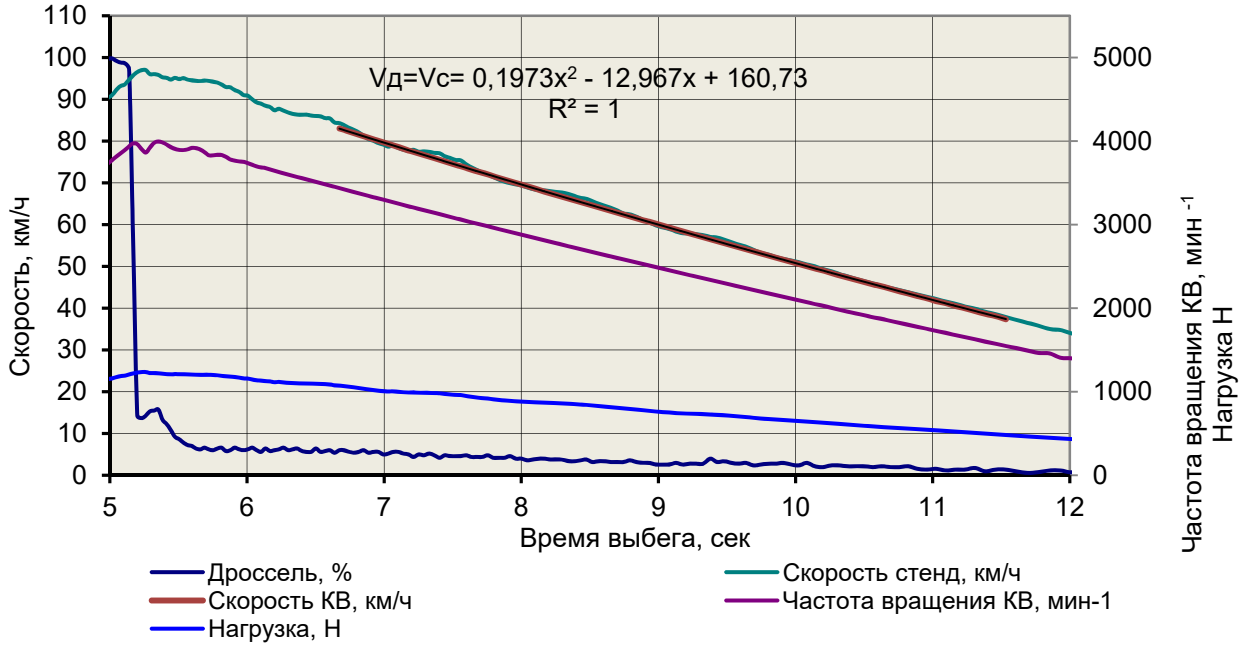


Рисунок 5. Выбег автомобиля на первом участке

Для построения графика скорости выбега был избран участок от 80 до 40 км /ч, затем эту кривую скорости сглаживали полиномом второй степени, что гарантировало получение гладкой кривой замедления при дифференцировании.

Аналогично был обработан участок кривой выбега автомобиля на стенде с разомкнутой трансмиссией (участвуют приведенные массы двух колес, трансмиссии автомобиля и стенда) и выбега двигателя (Рисунок 6).

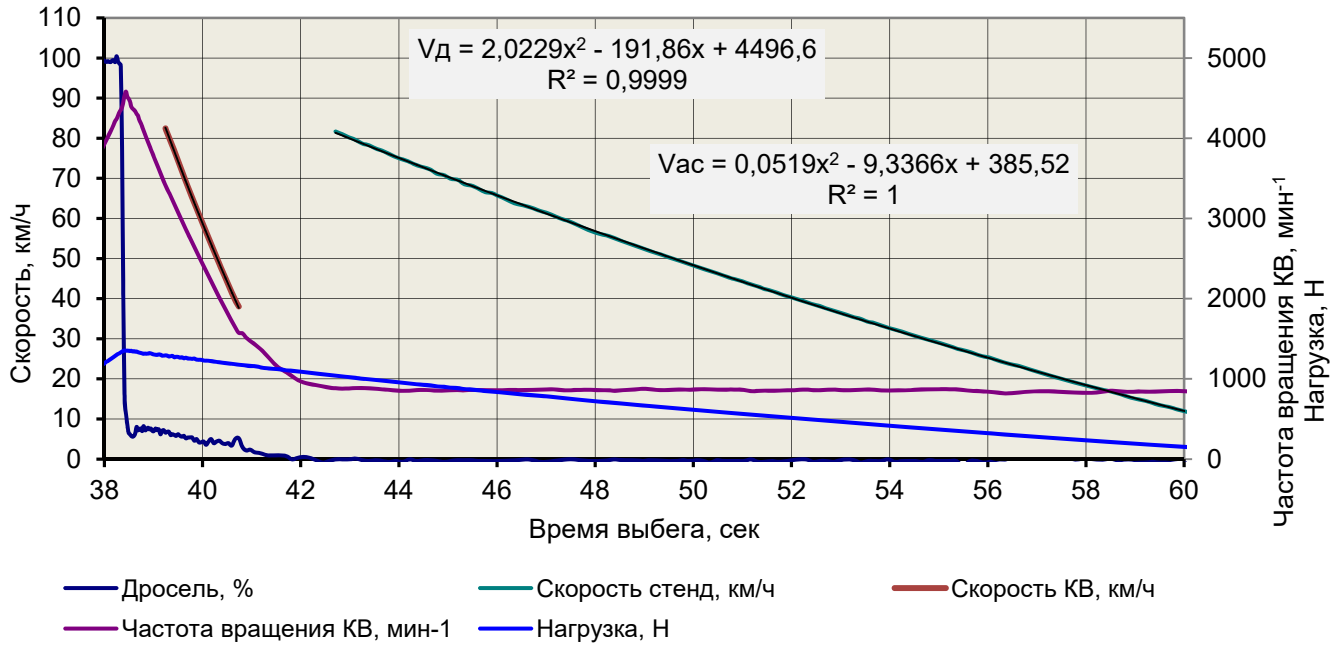


Рисунок 6. Выбег автомобиля с разомкнутою трансмиссией

Замедление определялось численным дифференцированием полученных значений скорости на участке. Результаты расчетов по трем выбегам автомобиля на стенде с включенным сцеплением приведены в таблицах 2, 3 и 4.

Таблица 2. Результаты расчёта замедления системы автомобиль - стенд (Расчетная формула для скорости $V_{cm} = 0{,}1973t^2 - 12{,}967t + 160{,}73$)

Параметры	Значения									
Время, с	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5
Скорость, км/ч	79,6	74,6	69,6	64,8	60,0	55,3	50,8	46,3	42,0	37,7
Замедление, м/с^2	2,83	2,78	2,73	2,67	2,62	2,56	2,51	2,45	2,40	2,35

Таблица 3. Результаты расчёта замедления системы автомобиль - стенд (Расчетная формула для скорости $V_{cm} = 0{,}1683t^2 - 15{,}935t + 304{,}88$)

Параметры	Значения									
Время, с	17,3	17,8	18,3	18,8	19,3	19,8	20,3	20,8	21,3	21,8
Скорость, км/ч	79,6	74,6	69,6	64,8	60,0	55,3	50,8	46,2	41,8	37,5
Замедление, м/с^2	2,81	2,76	2,72	2,67	2,62	2,58	2,53	2,48	2,43	2,38

Среднее значение замедления по трем опытам при скорости 60 км/ч составило $j^{\text{ас}} = 2{,}606$ м/с^2. Замедление выбега двигателя, отъединенного от трансмиссии, составило $j^{\text{д}} = 8{,}40$ м/с^2. Замедление выбега трансмиссии автомобиля и стенда составило $j^{\text{тр}} = 1{,}23$ м/с^2 (табл. 5 и 6)

Таблица 4. Результаты расчёта замедления системы автомобиль - стенд (Расчетная формула для скорости $V_{cm} = 0{,}1973t^2 - 12{,}967t + 160{,}73$)

Параметры	Значения									
Время, с	28,5	29	29,5	30	30,5	31	31,5	32	32,5	33
Скорость, км/ч	79,7	74,7	69,8	65,0	60,0	55,7	51,2	46,9	42,6	38,4
Замедление, м/с^2	2,82	2,76	2,70	2,64	2,58	2,52	2,46	2,40	2,34	2,28

Таблица 5. Результаты расчёта замедления двигателя (Расчетная формула для скорости $V_{KB} = 2{,}0229t^2 - 191{,}86t + 4496{,}6$)

Параметры	Значения									
Время, с	39,8	39,8	39,9	39,9	40,0	40,0	40,1	40,1	40,2	40,2
Скорость, км/ч	66,5	64,9	63,4	61,9	60,0	58,8	57,3	55,9	54,4	52,9
Замедление, м/с^2	8,62	8,57	8,51	8,45	8,40	8,33	8,28	8,23	8,17	8,12

Таблица 6. Результаты расчёта замедления трансмиссии автомобиля і стенда ($V_{cm} = 0{,}0519t^2 - 9{,}3366t + 385{,}52$)

Параметры	Значения									
Время, с	44,1	44,9	45,7	46,5	47,3	48,1	48,9	49,7	50,5	51,3
Скорость, км/ч	74,7	70,9	67,2	63,6	60,0	56,5	53,1	49,7	46,4	43,1
Замедление, м/с^2	1,32	1,30	1,28	1,25	1,23	1,21	1,18	1,16	1,14	1,11

Подставляя численные значения полученных замедлений, а также приведенных масс стенда, колес и трансмиссии в уравнение 4, вычислим значение приведенной массы двигателя

$$m^{\text{д}} = \frac{(1{,}23-2{,}62)(6{,}685+2\cdot 8{,}83+200)}{2{,}62-8{,}40} = 52{,}1 \text{ кг}$$

Момент инерции двигателя, приведенный к колесам автомобиля

$$J^{\text{дк}} = m^{\text{д}} \cdot r_{\text{к}}^2, \quad (7)$$

где $r_{\text{к}}$ – радиус качения колеса по роликам стенда, м.

Собственный момент инерции двигателя

$$J^{\text{д}} = \frac{J^{\text{дк}}}{(i_0 \cdot i_{\text{к}})^2}, \quad (8)$$

где i_o – передаточное число главной пари (табл. 2); $i_{\text{к}}$ – передаточное число в КП;

$$J^{\text{д}} = \frac{52{,}13\cdot 0{,}309^2}{(3{,}684\cdot 1{,}308)^2} = 0{,}218 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

В табл. 7 приведены измеренные чешскими исследователями также на роликовом стенде, но по другой методике, моменты инерции Škoda Octavia с двигателем 1.6 л (0,188 кг·м^2) и с двигателем 2,0 л (0,329 кг·м^2). Наш результат по крайней мере лежит между этими значениями.

Таблица 7. Моменты инерции двигателей некоторых автомобилей [3]

Автомобиль			Двигатель			
Производитель	Модель	Год выпуска	Тип ДВС	Объем, дм^3	Мощность, кВт	Момент инерции, кг·м^2
Hyundai	i20	2008	Бенз.	1.2	57,2	0,0961
Peugeot	107	2008	Бенз.	1.0	50	0,0741
Peugeot	308 SW	2008	Диз.	1,6 HDI	80	0,2082
Skoda	Octavia II	2006	Диз..	2.0 TDI	103	0,3152
Skoda	Octavia II	2004	Бенз.	2.0 FSI	110	0,3293
Skoda	Favorit	1991	Бенз.	1.3 карб.	46	0,1317
Skoda	Octavia	2005	Бенз.	1.6 MPI	75	0,1882
Skoda	Roomster	2007	Диз..	1.4 TDI	59	0,2619
Skoda	Felicia	1998	Бенз.	1.3 MPI	50	0,1351
Skoda	Felicia	2000	Бенз.	1.4 Sport	100	0,1556

Аналогичные показатели для ВАЗ-2111 составили

$m^{\text{д}} = 42{,}04 \cdot 0{,}284^2 = 3{,}41$ кг·м^2 и $I^{\text{д}} = \frac{3{,}41}{(3{,}7059\cdot 1{,}357)^2} = 0{,}134$ кг·м^2.

Последний результат близок к 0,136 кг·м^2 у ВАЗ-2101.

Выводы. Таким образом, описанный метод определения момента инерции двигателя на роликовом стенде дает результаты, которые сопоставимы с известными из литературы данными и могут быть использованы в оценочных расчетах при отсутствии значений, полученных более точными способами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Performance measurements on chassis dynamometers (“rolling roads”). Published by Rototest Research Institute, March 2005. Part 2/2. SAL-N05030802–CH2-PRI04.pdf. / http://rototest-research.eu/index.php?DN=30

2. Зуев В.А. Режимы измерения диагностических параметров на диагностических стендах / В.А. Зуев // Украинский метрологический журнал. – 2014. – №1. – С. 41-49.

ПРОБЛЕМИ ПЕРЕХОДУ НА ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНІ ХЛАДОНИ СУДНОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК, ЩО БУЛИ У ВИКОРИСТАННІ

Калініченко І.В., Печерських К.М.
Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова
(Україна)

Для переходу на озонобезпечні хладони в суднових холодильних установках можна використовувати два види хладонів, які відрізняються за своїми властивостями:

Ретрофітні – хладони, які можна використовувати в існуючому холодильному обладнанні без зміни самого обладнання. До таких хладонів належать суміші *R*401*a*, *R*401*c*, *R*409*a*, і багато інших, які використовуються в якості замінника хладону *R*12. Взагалі "ретрофітним" замінником хладону *R*12 зобов'язана бути тільки суміш хладонів, оскільки, за розчинність в мінеральному мастилі, з яким хладон *R*12 "працює" відповідає компонента суміші, у формулі якого міститься хлор, проти якого Монреальський протокол і "бореться". У нашому випадку це хладон *R*22. Інші ж компоненти суміші повністю озонобезпечні. Інша важлива властивість - різниця в температурі кипіння компонентів, з яких вони складаються. Через "нещільності" буде просочуватися найбільш легкокиплячий компонент, і отже склад суміші з часом буде змінюватися [1].

Азеотропи – хладони, які вимагають повної заміни мастила в системі. Це пов'язано з тим, що наприклад хладон *R*134*a* не розчинний в мінеральному мастилі, а розчинний тільки в синтетичному. Якщо його додати в систему, з хладоном *R*12, то рано чи пізно, все мастило з компресора "розмажеться" по системі і компресор працюватиме в "суху" і вийде з ладу. Якщо ж додати в таку систему синтетичне мастило, то з'єднуючись з мінеральним суміш перетворюється на "шароподібні згущення", які не виконують функцію мастила і компресор буде знову працювати в "суху". Діаметр молекули *R*134*a* менше хладону *R*12, що може призвести до витікання хладону *R*134*a* з холодильної машини в будь якому місці системи. Це призведе до заміни прокладок в холодильній установці [1].

Тому сьогоднішня ситуація на ринку хладонів така, що виділити продукт, який би відповідав всім вимогам (*ODP*; *GWP* та *TEWI*; токсичність; пожежо- і вибухонебезпечність; легкість в виявленні витоків; критичні параметри і термодинамічні властивості; розчинність в мастилах; вартість та ін.) неможливо.

ЛІТЕРАТУРА

1. Железный В. П. Рабочие тела парокомпрессорных холодильных машин: свойства, анализ, применение [текст]/ В. П.Железный, Ю.В. Семенюк. – Одесса: Феникс, 2012. – 420 с.

ФОРМИРОВАНИЕ АДАПТИВНОГО ИММЕРСИВНОГО ИНТЕРФЕЙСА В ПРОФЕССИОНАЛЬНЫХ СРЕДАХ

[1]Каштальян П.В., [2]Ткач В.А., [1]Рожков С.А.
[1]Херсонская государственная морская академия (Украина)
[2]Херсонский национальный технический университет (Украина)

Введение. Проектирование современного интерфейса неразрывно связано с технологиями компьютерного моделирования, где выделяется связь виртуальной интерактивной среды и оператора с технической системой. Системы интерфейса, в которых оператор погружается в трехмерную машинно-генерируемую среду, формируемую технологиями виртуальной реальности, отображающую некоторый искусственный мир, называют иммерсивными (погружающими) интерфейсами [1]. При этом следует обеспечить оптимальное согласование физиологических, антропологических и биомеханических характеристик человека с механическими органами управления и др. системами. Поддержка оператора в процессе деятельности, осуществляемая по каналам обратной связи, в которых циркулирует информация об ошибочных или случайных действиях оператора.

Основой современных методов разработки интерфейсных систем являются системный анализ изображения, а также механизмы его обработки и восприятия, при этом система управления может вводить в зону внимания оператора только ту информацию, которая логически не противоречит принятию решения и которая способствует решению задачи управления. При использовании различных систем появляется необходимость постоянно отслеживать часто изменяющиеся изображения, подстраиваться под существующие условия, поэтому требования, которые предъявляются к информационным системам, постоянно возрастают. Всё остальное, что может быть решено методами автоматизации и обеспечения работоспособности системы, представляется по запросу оператора или только в критических ситуациях

В зависимости от содержания задачи и контекста окружающей обстановки современный пользовательский интерфейс должен быть оптимизирован под определенные категории задач, например, должен позволять вносить изменения в свой вид. Вследствие этого возникает другой уровень интеграции человека и машины, который обеспечивает его единство со средой интерфейса, а вопросы эргономического проектирования и учёта человеческого фактора приобретают особое, системообразующее значение.

Постановка задачи. Решение задачи формирования адаптивного иммерсивного интерфейса с учетом снижения нагрузки на оператора для увеличения времени при анализе ситуации и принятия решения за счет упрощения процесса представления информации.

Анализ проблемы. При решении методов математического и алгоритмического обеспечения информационных систем можно выделить два основных метода: метод анализа изображения, с учетом его представления и критерия принятия решения при анализе изображений.

Задача создания современных оптимальных интерфейсных систем основывается на комплексном рассмотрении всех процессов генерации, представления и оценки информации в задаче восприятия визуальной информации [2]. Особое внимание вызывает описание информационных подходов к описанию систем на основе интеллектуальных интерфейсов, которые базируются на описании n-го образа интерфейса в пространстве образов, физической реализации в пространстве сигналов и принятия решения в информационном пространстве. Это обеспечивает единство решения задачи и обобщенного описания функционирования системы.

Для решения данной задачи необходима разработка новых моделей и методов повышения эффективности отображения информации в интеллектуальных системах, таких как технология анализа информации (изображения), разработка критериев оценивания

информативности изображений и расстояния между образами при идентификации изображения.

В зависимости от методов создания, множество изображений можно классифицировать по типам базовых элементов, из которых они состоят: точки, линии, многоугольники и т.д. При построении изображения оператор располагает элементарными объектами (параллелепипеды, цилиндры, конусы и т. д.), которые он комбинирует для описания требуемого объекта. Элементарные объекты могут примыкать один к другому или проникать друг в друга, а можно использовать также их «негативы» для получения отверстий разной формы.

Если в задаче оптимизации целевая функция и левые части ограничений определены не на всем n-мерном линейном арифметическом пространстве, непосредственное использование приемов решения общей задачи нелинейного программирования в данном случае невозможно.

В случае, когда взаимные деформации элементов сцены в трехмерном пространстве не допускаются, сцену можно рассматривать как твердое тело [3, 6], при этом движениям плоскости соответствует евклидова подгруппа, которая содержит только преобразования сдвига и поворота

$$\begin{pmatrix} x' \\ y' \end{pmatrix} = \mathbf{R}\begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} + \mathbf{t}\ , \tag{1}$$

где $\mathbf{R} = \begin{pmatrix} \cos\phi & -\sin\phi \\ \sin\phi & \cos\phi \end{pmatrix}$ – матрица поворота на угол ϕ и $\mathbf{t} = \begin{pmatrix} t_x \\ t_y \end{pmatrix}$ – вектор сдвига.

При замене матрицы вращения (1) на общую невырожденную матрицу $\mathbf{A}$ получаем

$$\begin{aligned} x' &= ax + by + c\ , \\ y' &= dx + ey + f\ . \end{aligned} \tag{2}$$

В матричном виде

$$\mathbf{x}' = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{c}\ ,\ \mathbf{x}' = \begin{pmatrix} x' \\ y' \end{pmatrix},\quad \mathbf{A} = \begin{pmatrix} a & b \\ d & e \end{pmatrix},\ \mathbf{c} = \begin{pmatrix} c \\ f \end{pmatrix}. \tag{3}$$

Вычислить параметры обратного преобразования $\begin{aligned} x &= Ax' + By' + C\ , \\ y &= Dx' + Ey' + F \end{aligned}$ можно, решив систему (1)

$$\begin{aligned} A &= \frac{e}{\mathbf{detA}}\ ,\ B = \frac{-b}{\mathbf{detA}}\ ,\ C = \frac{(bf - ec)}{\mathbf{detA}}\ , \\ D &= \frac{-d}{\mathbf{detA}}\ ,\ E = \frac{a}{\mathbf{detA}}\ ,\ F = \frac{(cd - af)}{\mathbf{detA}}\ . \end{aligned} \tag{4}$$

При предъявлении изображения возможны его искажения. Аффинное преобразование (2) можно всегда представить в виде композиций последовательно выполняемых простейших преобразований

$$\begin{bmatrix} a & b & c \\ d & e & f \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} x \\ y \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x' \\ y' \\ 1 \end{bmatrix}. \tag{5}$$

Если предположить аффинность искажений [3] то каждой точке x_{ij} пространства можно поставить в соответствие точку $f(x_{ij})$, имеющую те же координаты относительно «новой» системы координат, что и x_{ij} в исходной системе координат.

Таким образом, для плоских изображений существование обратной матрицы A^{-1}, обеспечивает устранение возмущений и определяет близость элементов типовой сцены и элементов изображения.

Все изображение при этом может быть откорректировано матрицей A^{-1}. Для плоских изображений ошибка между анализируемым изображением и преобразованным сигналом может стать мерой близости изображений. Следовательно, можно выбрать среднеквадратическое расстояние $|\vec{\varepsilon}|^2 = D$.

Источник изображения генерирует образы $\vec{I}_0$ с определенными вероятностями, то приемник изображения выдвигает гипотезы $\vec{I}_n$ из заданного алфавита с соответствующими вероятностями. Степень достоверности гипотезы $\vec{I}_n$ определяется расстоянием между образом, реализованным источником и гипотезой приемника. Задача оптимального управления могут быть связаны моделью системы взаимодействия с обратной связью.

Такая система представляет собой объект программного обеспечения, который выполняет ряд операций в интересах пользователя или другой программы. Одной из составляющих таких систем являются интерфейсные агенты, как программно-аппаратные элементы компьютерных систем, которые обладают следующими свойствами: автономность поведения, возможность реагирования на возмущения окружающей среды, адаптивность поведения. Управление организационной системой осуществляется при помощи передачи сообщений, следовательно, для решения задачи оптимального управления можно опираться на задачи распознавания образов. Такое управление можно сформулировать следующим образом: найти допустимое управление, имеющее максимальную эффективность (оптимальное управление), то есть

$$K(u) \to \max_{u \in U} f_0(u, y). \tag{6}$$

Определить оптимальное управление можно, если рассматривать эту модель, как управляемую динамическую систему. В данном случае целевой функционал представим в виде

$$J(\mathbf{y}, \mathbf{u}, t) = T = \int_0^T dt \ . \tag{7}$$

Управляемость системы и вид функционала цели гарантирует применимость принципа максимума Понтрягина [5, 7].

Вместо задачи поиска точки оптимума здесь важнее найти распределение весов фрагментов кадра изображения, что позволяет распределить ресурс управления системы при генерации кадра изображения или интерфейса.

В информационном пространстве порождается скалярное поле $I = I(\mathbf{x})$ с декартовыми координатами точек изображения. Так как изображение $A(\mathbf{x})$, принадлежащее алфавиту **A** кадров интерфейса, формируется композицией образов, то поле в виде функции $A(\mathbf{x})$, описывает изображение, как сцену. Следовательно, пространство изображения порождает информационное поле $V(x)$, если каждому элементу $I(x)$ поставлено в соответствие элемент набора типовых сцен из алфавита **A**

$$\begin{aligned} &A_k(\mathbf{x}) \in \mathbf{A}, \quad k = 1,..., j; \\ &I_k(\mathbf{x}) \in V, \quad k = 1,..., j. \end{aligned} \quad . \tag{8}$$

где $A_k(\mathbf{x})$ – типовая сцена, $I_k(\mathbf{x})$ – информативность элемента изображения.

Особенностью информационного поля является наличие поля изображения, выступающего как эталон. Собственно, под эталоном понимается изображение, которое может построить система принятия решения, исходя из хранящейся в ней информации. При этом «эталон» может быть гораздо беднее, чем реальное изображение, но его должно быть достаточно для правильного принятия решения о предъявленном изображении.

Образ ν_{kl} связан с его реализацией и для оптических образов $\nu_{kl} \to \psi(x, y)$ – это двумерное скалярное поле в декартовых координатах. Элементы изображения представляют собой входные образы, которые принадлежат нормированному метрическому пространству V с нормой $\|\nu_k\| = P(\nu_k)$ и метрикой $\alpha(\nu_l, \nu_k) = 1 - P(\nu_l, \nu_k)$, определяющей расстояние между входным событием и выдвинутой гипотезой.

Информационное поле, полученное при обработке изображения, будет обладать следующими свойствами [8]:

– анализируя изображение, коррекцию возмущений целесообразно выполнить в виде аффинного преобразования, что позволяет значительно сократить объем вычислений, при этом аффинное преобразование окрестности точки в информационном поле сохраняет сверенность. Хотя при вырожденности матрицы аффинного преобразования возможна потеря информации;

– нормирование – отношение интегрального поля к нормированному значению поля всегда равно 1;

– для замены переменных $x = x(\gamma, \eta)$ и $y = y(\gamma, \eta)$ в двойном интеграле функции $f(x, y)$ в пространстве V нужно подставить в функцию f вместо x и y их выражения, и заменить элемент площади $dx\,dy$ его выражением в криволинейных координатах

$$\iint\limits_V f(x, y)\,dx\,dy = \iint\limits_\Delta f(x(\gamma, \eta), y(\gamma, \eta))\,|J(\gamma, \eta)|\,d\gamma\,d\eta\,. \tag{9}$$

– математическое ожидание в информационном поле определяет частотную характеристику поля или уменьшение разрешающей способности системы;

– градиент информационного поля $A(V)$ зависит от самого поля, а не от выбора системы координат и характеризует скорость изменения типовых сцен A;

– дивергенция информационного поля представляет собой плотность распространения образов.

Выводы. Управление организационной системой может быть рассмотрено как задача оптимального управления, которое основывается на принципе максимума Понтрягина, с функционалом цели, зависящим от времени и затрат управления на анализ изображения.

Модель управления организационными системами позволяет унифицировано описывать процессы принятия решений оператором.

Оценить информативность кадра изображения можно достаточно легко, если построение выполнено как совокупность простых геометрических объектов используя методы геометрического программирования.

Задача оптимизации графического интерфейса относится к задачам анализа информационных полей.

При построении оптимального графического интерфейса решается задача оптимизации траектории анализа изображения за счет обеспечения выпуклости информационного поля изображения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Sergeev S.F. Vvedenie v proektirovanie intelektualnih interfejsov: uchebnoe posobie / S.F. Sergeev, P.I. Paderno, N.A. Nazarenko – SPb: SPbGU ITMO, 2011. – 108 s.
2. Mihalev A.I. Komp'uyternie metodi intellektualnoj obrabotki dannih: uchebnoe posobie / A.I. Mihalev, E.A. Vinokurova, S.L. Sotnik – Dnepropetrovsk: NMetAU, IK "Sistemnie tehnologii", 2014, – 209 s.
3. Gruzman I.S. Cifrovaya obrabotka izobrajeniy v informacionnyh sistemah: uchebnoe posobie / I.S. Gruzman, V.S. Kirichuk, V.P. Kosih, G.I. Peretaygin i dr. – Novosibirsk: Izd-vo NGTU, 2002. – 352 s.
4. Krasovskij A.A. Spravochnik po teorii avtomaticheskogo upravleniay / pod red. A/A/ Krasovskogo – M.: Gl. red. fiz.–mat. lit., 1987. – 712 s.
5. Attetkov A.V. Metodi optimizacii: Ucheb. dlay vuzov /A.V. Attetkov, S.V. Galkin, V.S. Zarubin. Pod red. V.S. Zarubina, A. P. Krishenko. – 2-e izd. – M.: MGTU im. N. E. Baumana, 2003. –440 s.
6. Tkach V.A. Osobennosti postroeniay system upravleniay v intelektualnih interfejsah / V.A. Tkach, S.A. Rozhkov// Problemi informacijnih tehnologij. – 2012. – №1(011). – S.157 – 160.
7. Tkach V.A. Ispolzovanie informacionnyh tehnologij pri sozdanii intelektualnih interfejsov / V.A. Tkach, S.A. Rozhkov // Vestnik Khersonskogo nacionalnogo tehnicheskogo universiteta – №3(54). – 2015. – S. 299 – 302.
8. Tkach V.A. Metodi optimizacii upravleniay v intelektualnih interfejsah / V.A. Tkach // Sistemni tehnologij. – 2013. – №3(86). – S.142 – 150.

МОЖЛИВІСТЬ ПЕРЕВЕДЕННЯ ЛОКОМОТИВІВ ІСНУЮЧОГО ПАРКУ НА ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ

Коваленко Д. М., Багрій Д. Б.
Український державний університет залізничного транспорту (Україна)

Вступ. В умовах кризи закупівля нового сучасного локомотивного парку майже не відбувається. Витрати на експлуатацію, ремонт та підтримання існуючого парку збільшуються. Переведення існуючого парку локомотивів на підшипники кочення за умовами технічної, наукової та матеріальної можливостей надасть економію в кольорових металах, витратах змащувальних матеріалів, зменшення сил тертя, а відповідно витрату енергоресурсів. Також при використанні підшипників кочення спростовується такий фактор, як осьовий та вертикальний зазори, що подовжить строк експлуатації тяговових редуктора та двигуна, за рахунок відсутності додаткових вібрацій. Підвищить надійність вузла за умови постійного контролю та своєчасного діагностування сучасними засобами вібродіагностики.

Постановка задачі. Заміна підшипників ковзання на підшипники кочення надасть можливість знизити витрати з-за тертя, надати більш надійності конструкції, зменшити вплив на тяговий редуктор, двигун, тощо, але можливо за умов зміни конструкційних особливостей моторно-осьового вузла окремої серії локомотивів та міцності елементів або заміною колісно-моторного блоку в цілому, але це над коштовно.

Спробами уникнення переводу на моторно-осьові підшипники (МОП) кочення, але зменшення сил тертя і подовження строку служби моторно-осьового вузла (МОВ) були впровадження МОП з композитними антифрикційними поверхнями, фторопластовими вставками, змінами поверхонь тертя вкладишів розточуванням (циліндрова, циліндрова з "холодильниками", корсетна тощо). Також суттєвих змін зазнала система змащення МОП і цей напрям став найбільш ефективним в зменшенні сил тертя в зоні контакту вісь-вкладиш. Проте загальний недолік маслоподаючих систем, заснованих на використанні капілярних сил полягає в тому, що капілярні сили обмежені і є функцією багатьох змінних. Але з розвитком технологій отримання матеріалів, конструкторських рішень стало нарешті актуальним та можливим впровадження МОП кочення в КМБ локомотивів. Протягом довгих років конструкція МОП суттєво не змінювалася. Модернізація МОВ із застосуванням крапельної подачі присадок до моторно-осьового змащування, надала можливість збільшити строк експлуатації масла та самого МОП, але залишається проблема зазорів “на мастило”, зі збільшенням під час експлуатації яких, зростає ударна дія на зубчасту передачу та тяговий двигун.

Досвід експлуатації показує, що надійність МОВ одних і тих же ТЕД істотно неоднакова для різних локомотивних депо. Це обумовлюється кліматичними факторами, завантаженістю роботою, профілем обслуговування та умовами і якістю технічного обслуговування та ремонту. Використання великої кількості кольорових металів і мастила, забруднення колії, необхідність постійного контролю за технічним станом вузла, який є трудомістким та коштовним надає перевагу підшипникам кочення. Підшипники кочення не потребують постійного обслуговування. Періодичність ТО збільшується у декілька разів. Відсутність пошкоджень шийок вісі колісної пари (риски, задири, волосовими, тощо) зменшить кількість непланових ремонтів та замін.

Однією з основних переваг використання МОП кочення є економія палива, за рахунок зменшення витрат на тертя. Так для обґрунтування цього припущення було теоретично розроблено тягово-енергетичні паспорти маневрових тепловозів з МОП кочення та ковзання, які працюють в однакових умовах на одній ділянці. Розрахунки показали економію палива близько 4%.

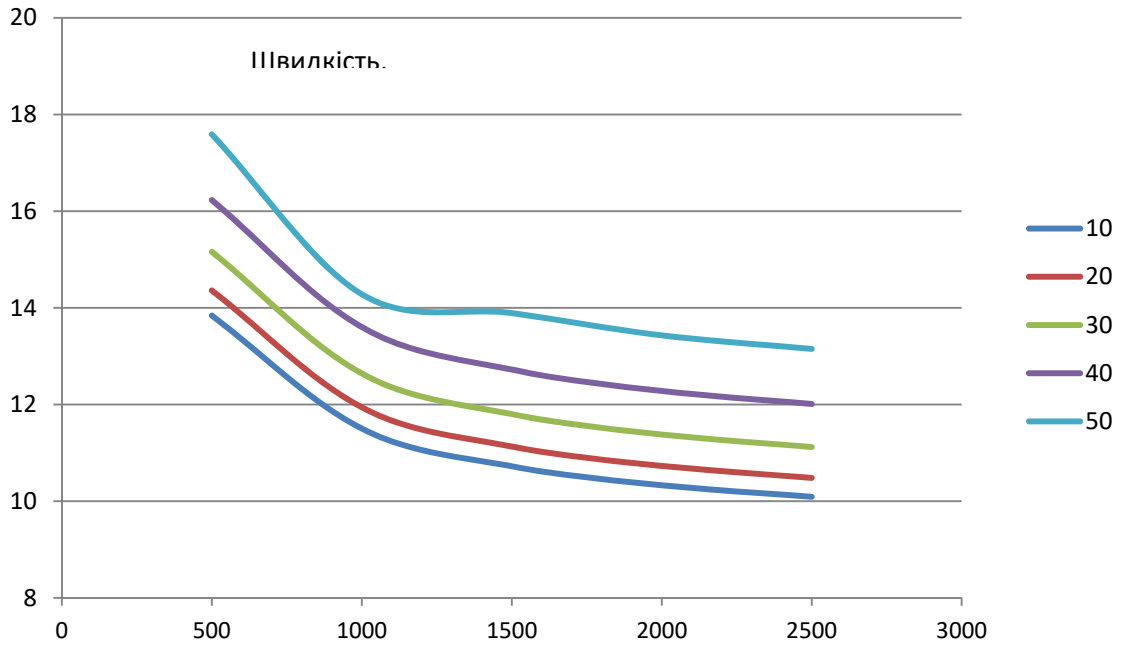


Рисунок 1. Витрати палива тепловозом на МОП ковзання

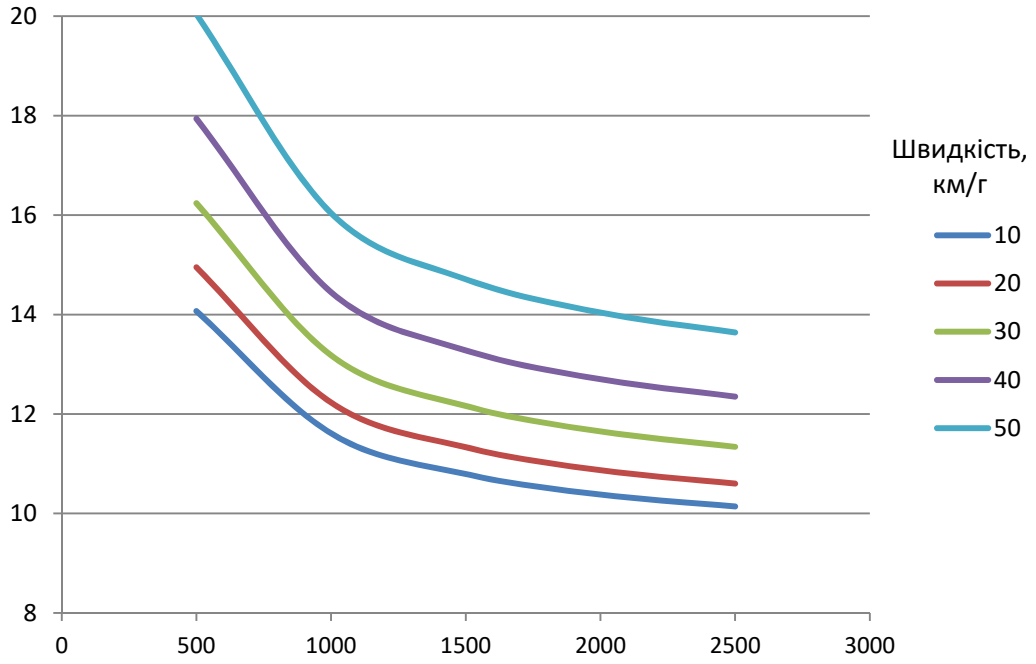


Рисунок 2. Витрати палива тепловозом на МОП кочення

Висновки. Впровадження підшипників кочення в моторно-осьовий вузол надасть можливість економії кольорових металів, палива, змащення. Підвищить надійність тягового приводу. Зменшиться негативний вплив на навколишнє середовище за рахунок зменшення викидів моторно-осьового змащення.

ЛІТЕРАТУРА

1. Конструкция и динамика тепловозов. Под ред. Иванова В.Н. М., 1974. 336 с.

2. Механическая часть тягового подвижного состава: Учебник для ВУЗов ж.д. транспорта / И.В. Бирюков, А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак и др. Под ред. И.В. Бирюкова. М., Транспорт, 1992. 440 с.

3. Камаев В А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодо¬рожного подвижного состава - М.: Машиностроение, 1980. 215 с.

МНОГОВАРИАНТНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАК ОСНОВА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

Король Ю.М., Корнелюк О.Н., Тендитная Н.В., Ковалёв А.Н.
Херсонский филиал Национального университета кораблестроения (Украина)

Введение. На сегодняшний день основным способом получения оптимального решения задач проектирования судов, и судовых движителей, в частности, является многовариантное проектирование, которое возможно только с использованием компьютерных технологий и позволяет сократить количество модельных экспериментов в опытовых бассейнах. Такой подход является одним из основополагающим при исследовании влияния характеристик лопасти на гидродинамику гребного винта.

Актуальность исследований. Одним из критериев эффективности гребного винта является значение его коэффициента полезного действия. Ввиду того, что до 60% эксплуатационных затрат на морские перевозки приходится на топливо, следует отметить актуальность совершенствования формы гребных винтов как одного из направлений обеспечения экономии дорогостоящего топлива во время эксплуатации судов.

Постановка задачи. На сегодняшний день основным способом получения оптимального решения задач проектирования судов, и судовых движителей, в частности, является многовариантное проектирование, которое возможно только с использованием компьютерных технологий и позволяет сократить количество модельных экспериментов в опытовых бассейнах. Известной является схема проектирования эффективных гребных винтов. В рамках проектирования винтов по такой схеме проведены исследования влияния профилировки лопасти на коэффициент полезного действия гребного винта.

Таким образом, задача была разбита на следующие этапы:

1) Выбор геометрических характеристик исследуемых винтов

К общим геометрическим параметрам относятся диаметр гребного винта, шаговое отношение, дисковое отношение, угол откидки лопасти, число лопастей и другие.

2) Выбор профилировки лопастей

Лопасть винта имеет на каждом радиусе профильные сечения различной толщины, длины хорды и других профильных характеристик, в дальнейшем называемых профилировкой. Другими словами, речь идёт о параметрах, определяющих форму профиля лопасти. Количество, сущность и значения этих параметров зависят от типа профиля.

При одинаковых общих геометрических параметрах исследовались винты с профилями (рисунок 1): профиль серии B; саблевидный профиль, близкий к профилю серии B; NACA6556XX; NACA6633XX.

3) Подготовка данных для построения поверхности моделей гребных винтов

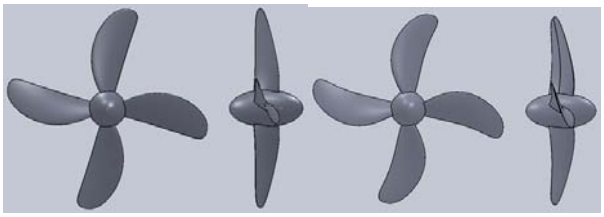
Таким образом, путём изменения перед запуском программы GSP3D номера профиля были сформированы массивы координат поверхности гребных винтов для построения их 3D-моделей.

4) Создание 3D-моделей гребных винтов

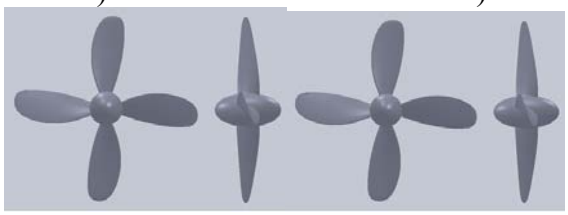
Далее в CAD SolidWorks на основе данных, подготовленных на этапе 3, построены 3D-модели винтов, представленные на рис. 1.

5) Расчёт гребных винтов в CFD-пакете Flow Vision

На рис. 2 представлены результаты моделирования работы гребных винтов в свободной воде и произведена их верификация.



а) б)



в) г)

Рисунок 1. 3D-модели винтов

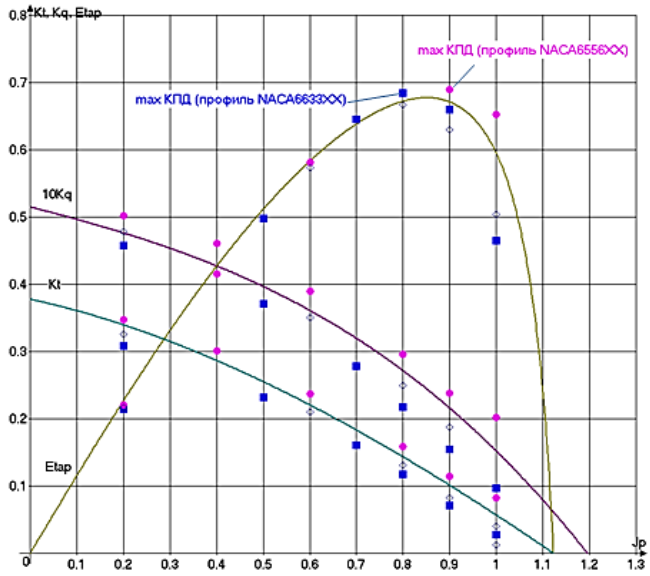


Рисунок 2. Анализ результатов расчёта:
точки в виде квадратов – профиль NACA6633XX,
точки в виде кружков – профиль NACA6556XX,
точки в виде ромбов – профиль саблевидный, близкий к серии В

Выводы. Очевидно, что гидродинамические характеристики гребных винтов, а именно, коэффициент упора $K_T(\frac{P}{D}, J_P)$ и коэффициент момента $K_Q(\frac{P}{D}, J_P)$, явно зависящие от шагового отношения $\frac{P}{D}$ и относительной поступи $J_P = \frac{\upsilon_P}{nD}$ и неявно зависят от профилировки лопастей. Установлено влияние профилировки лопастей на указанные характеристики K_T, K_Q. Очевидно, что действуя подобным образом можно подбирать как тип профиля, так и зависимость его характеристик от радиуса лопасти, которые будут способствовать повышению КПД гребных винтов на расчетных режимах их работы. Известны более двадцати серий гребных винтов, на базе которых проектируются гребные винты. Однако в эксплуатации КПД гребных винтов как правило достигает не более 65%. Таким образом, разработанная схема проектирования гребных винтов новых серий, а также разработанная методика постановки проекта для расчёта гребных винтов в CFD-пакете Flow Vision являются актуальными и имеют практическое значение.

ДО ПИТАННЯ ТОЧНОСТІ ФОРМ ЗГОРТНИХ ВТУЛОК ЗА ПАРАМЕТРОМ ВІДХИЛЕННЯ ВІД КРУГЛОСТІ

[1]Кривий П.Д., [1]Дзюра В.О., [2]Тимошенко Н.М., [1]Сеник А.А.
[1]Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)
[2]Національний університет «Львівська політехніка» (Україна)

Показано, що згортні втулки знайшли широке застосування у вузлах і механізмах багатьох різноманітних транспортних засобах, зокрема, у шатунно-поршневих спряженнях, системах мащення і газорозподілу двигунів внутрішнього згоряння автомобілів і деяких морських суден; механізмах керування польотом вертольотів, дорожніх та сільськогосподарських машин; ходових частин автомобілів, тощо.

Відзначено, що зносостійкість і довговічність вузлів машин і їх надійність, оснащених шарнірами із згортними втулками, в значній мірі залежать від точності форми їх внутрішніх циліндричних поверхонь (ВЦП). Точність форми ВЦП рекомендовано оцінювати таким параметром як відхилення від круглості *EFK* за [2] та Δ за [5], який визначають як найбільшу віддаль від точок реального профілю до прилягаючого кола. Окрім цього показано, що відповідно до [2] регламентований додатковий параметр точності форми, а саме: середнє арифметичне відхилення від круглості $EFK_a=\overline{\Delta}$ яке дорівнює середньому арифметичному відхиленню абсолютних значень віддалей $h(\varphi)$ або h_i між реальним профілем та середнім колом і визначається формулами:

$$EFK_a = \Delta = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi}\left|h_\varphi\right|d\varphi, \text{ або } EFK_a = \Delta = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\left|h_i\right|,$$

де $h_i = h(\psi_i)$, N – кількість вимірювань, i – порядковий номер вимірювань.

Підкреслено, що параметри точності форми $EFK=\Delta$ і $EFK_a=\overline{\Delta}$ не повністю характеризують форму, яка б забезпечувала одинакові умови контактування спряжених циліндричних поверхонь. Так при одному і тому ж за величиною значенні, наприклад *EFK*=15 мкм, форма поперечного перерізу циліндричної поверхні може бути овальною, з трьох, чотирьох і більше вершинним огранюванням, або якоюсь іншою випадковою формою і це створює зовсім різні умови контактування. Окрім цього параметр точності форми $EFK_a=\overline{\Delta}$, який визначається абсолютними значеннями віддалей $h(\varphi)$ або h_i характеризує неіснуючий реальний, а віртуальний профіль, що не може бути адекватною оцінкою спряжених деталей і не розкриває фізичного змісту їх контакту.

Таким чином, на основі вищевикладеного показано, що параметри *EFK* EFK_a не можуть повністю оцінювати точність форми і тому є недостатніми.

Враховано те, що згортні втулки, у абсолютній більшості випадків, виготовляються за двома типами технологічних процесів: методом періодичного деформування заготовок – карточок з наступним калібруванням у комплекті філь'єр і методом послідовного неперервного деформування з наступним калібруванням. При формуванні з карточки циліндричної поверхні використовують інструменти з певними постійними конструктивними формуючими профілями, які практично забезпечують постійну форму поперечних перерізів згортних втулок по всій її висоті. Тому на проміжку [0 - 2π] відхилення радіус-вектора по куту повороту Δφ і відхилення від круглості EFK=Δ будуть мати приблизно однакову закономірність. В такому випадку правомірно подавати залежність $\Delta = EFK = f(\varphi)$ як випадкову нестаціонарну функцію [1]. Використано за теорією малої вибірки, метод ітерацій [4] і отримані залежності для визначення математичного сподівання $M(\Delta)$, дисперсії $D(\Delta)$ та значень EFK_q у кожному із q положень, на які поділено проміжок [0 - 2π].

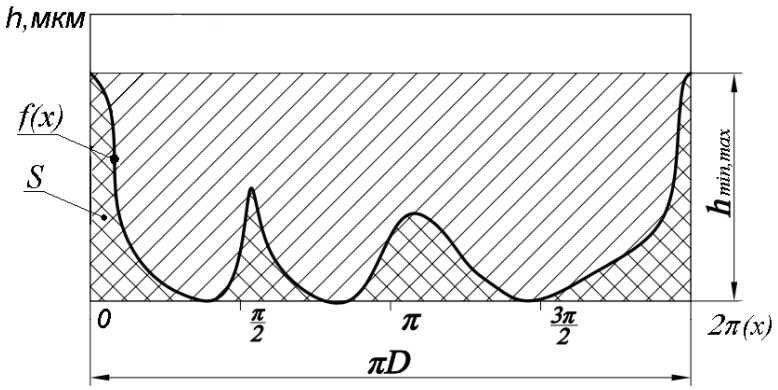


Рисунок 1. Схематичне зображення усередненої кривої відхилень від круглості шкворневих втулок автомобіля УАЗ

Визначено мінімальні значення у кожному *q*-му положенні за формулою $\Delta_{min\,q} = \overline{\Delta}_q - 3\sqrt{D(\Delta_q)}$. Апроксимацією отриманих значень $\Delta_{\min q}$ тригонометричним рядом Фур'є [3] при *k*=10-ти і 3-х членах ряду, отримано вибіркові середні значення $\overline{\Delta}_{010} = a_{010}/2$; $\overline{\Delta}_{03} = a_{03}/2$ та дисперсії $D(\Delta_{10})$ і $D(\Delta_{03})$ і встановлено наявність істотності відмінності між $\overline{\Delta}_{010}$ і $\overline{\Delta}_{03}$ та $D(\Delta_{010})$ і $D(\Delta_{03})$. При неістотності відмінностей функцію $\Delta_{min} = f(x)$ рекомендовано подавати у вигляді.

$$\Delta_{mn} = f(x) = \frac{a_{03}}{2} + \sum_{i=1}^{3}(a_k \cdot cos\,kx + b_k \cdot sin\,kx) \qquad (1)$$

Визначивши площу $S = \int_0^{\pi D} f(x)dx$ під кривою (рис. 1) апроксимованою залежністю (1) і використавши максимальне значення $h_{min\,max}$ на проміжку [0 - 2π], і довжину кола π*D* визначили, як головний параметр відхилення від круглості, коефіцієнт наповнення профілю $K_{пр}$,

$$K_{\text{пр}} = [1 - S/(h_{min\,max} \cdot \pi D)] \cdot 100\%\,, \qquad (2)$$

який однозначно представляє форму циліндричної поверхні.

Висновок. Для відхилень від круглості поперечних перерізів циліндричних поверхонь згортних втулок, які описуються нестаціонарними випадковими функціями, запропоновано методику оцінювання точності форми за коефіцієнтом наповнення профілю, який є адекватною оцінкою його форми і однозначно визначає закономірність зміни площі між прилягаючим колом і функцією відхилень від круглості.

ЛІТЕРАТУРА

1. Вентцель Е.С. Теория вероятностей / Е.С. Вентцель. – М.: Наука, 1969. – 576 с.
2. ГОСТ 24642-81. Допуски формы и расположения поверностей.– М. : Изд.-во стандартов, 1986. – 45 с.
3. . Kryvyy, P. Kryvinskyy, V. Bodnar, I. Sotnyk, A. Senuk. "Theoretical and Experimental Substantiation of Angle Orientation of Rolling Bushings of Roller and Bushing Chains". Paper no. MSEC 2007-31211 International Manufacturing Science and Engineering conference. October 15-18, 2007, Atlanta, Georgia, USA, pp. 623-627.
4. Статистичне оцінювання міцності пресових з'єднань приводних роликових ланцюгів закордонних фірм на основі теорії малих вибірок / П.Кривий, Н.Тимошенко, В.Коломієць, Р.Чорний // Вісник ТНТУ. — 2013. — Том 70. — № 2. — С.121-129.
5. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебник. – 5-е изд. перераб. и доп. / А.И. Якушев – М.: Машиностроение, 1979. – 343 с.

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ И МОДЕЛЕЙ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЕКТАМИ В ГИДРОТЕХНИЧЕСКОМ СТРОИТЕЛЬСТВЕ С ПРИМЕНЕНИЕМ ИННОВАЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Крижановская И. П., Бугаева С. В.
Одесский национальный морской университет (Украина)

В настоящее время **актуальным** является проблема повышения эффективности строительства гидротехнических сооружений [1]. Актуальной задачей является разработка новых методов строительства с применением современных материалов, позволяющих с одной стороны повысить прочность конструкции, сроки ее эксплуатации, а с другой стороны сократить затраты на строительство. Такая сложная и комплексная задача укладывается в концепцию эффективного управления проектами в гидротехническом строительстве разнофункциональных объектов.

Цель исследования: разработка методов и моделей управления проектами в гидротехническом строительстве с применением инновационных материалов.

Задачи исследования:

- анализ состояния инновационной деятельности в области гидротехнического строительства;
- исследование этапов разработки и введения на рынок инновационных материалов в области гидротехнического строительства;
- разработка моделей оптимального управления проектами в гидротехническом строительстве с учетом выбранных критериев оптимизации и назначенных ограничений;
- разработка методики обоснования инновационных затрат в области гидротехнического строительства для обеспечения конкурентоспособности результатов строительной деятельности.

Свойства геотекстильного материала, применяемого в строительстве.

В результате исследований, проводимых в США и Великобритании в течение 1930-х годов, направленных на изучение процессе получения полимеров из нефтепродуктов, в 1941 двое британских ученых получили и запатентовали полиэстер (ПЭФ) [2].

Геосетки из высокомодульных ПЭФ нитей обеспечивает устойчивость структуры материала при интенсивном механическом воздействии, а также препятствует снижению устойчивости к нагрузкам. Геосетки препятствует снижению устойчивости в условиях, характерных для земляных работ: биологическому, химическому воздействию и воздействию ультрафиолетовых лучей.

Можно перечислить основные свойства высокомодульных ПЭФ нитей [3].

1. Высокий модуль упругости, благодаря которому материал может воспринимать значительные нагрузки и выполнять функцию армирования при относительно малых деформациях.
2. Большие удлинения при разрыве (в зависимости от плотности материала - до 45%), таким образом местные повреждения не приводят к разрушению материала, и он продолжает выполнять свои функции.
3. Устойчивость к низким и высоким температурам (рабочий температурный диапазон: -600°С - +1000°С).
4. Устойчивость к УФ излучению, экологически чистый материал.
5. Универсальная фильтрующая способность, обусловленная специфической структурой материала, которая исключает внедрение частиц грунта в поры и их засорение, тем самым позволяя обеспечивать хорошую устойчивость фильтрующего качества материала под давлением грунта и в условиях сильной вибрации.

Материал не подвержен гниению, воздействию грибков и плесени, воздействию грызунов и насекомых, прорастанию корней растений. При передаче нагрузки на ограниченную площадь, с чем приходится сталкиваться при проектировании покрытий

портовых территорий, геосетка или георешетка, расположенная в слое песка, выполняет роль арматуры, препятствующей поперечным деформациям песка. Деформации возникают под действием вертикальной нагрузки. Георешетка увеличивает площадь передачи нагрузки на грунтовое основание.

Выводы. Использование геотекстильного материала в гидротехниеском строительстве будет способствовать повышению эффективности строительства, повышать прочность конструкции, увеличивать сроки эксплуатации и сократить затраты на строительство.

ЛИТЕРАТУРА

1. Друкований М.Ф. Армовані основи будівель та споруд / М.Ф. Друкований, С.В. Матвєєв, Б. Б. Корчевский та ін. // Збірник наукових праць. − Вінниця: УНІВЕРСУМ- Вінниця, 2006. − С. 235.

2. Корчевский Б. Б. Горизонтально армовані основи під фундаменти будівель / Б.Б. Корчевский // Монография. - Вінниця: УНІВЕРСУМ - Вінниця, 2004. − С. 120.

3. Ротштейн А. П. Інтелектуальні технології ідентифікації: нечіткі безлічні, нейронні мережі, генетичні алгоритми / А.П. Ротштейн // Збірник наукових праць. − Вінниця: УНІВЕРСУМ- Вінниця, 1999. − С. 320.

ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСУ ЖИТТЯ НЕРІВНОВАЖНИХ НОСІЇВ ЗАРЯДУ В НАПІВПРОВІДНИКОВИХ ДІОДАХ.

Лебедь О.М, Безбах О.М, Лебедь Н.І.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. Розвиток силової електроніки пред'являє все зростаючі вимоги до структурних і електрофізичних параметрів напівпровідників. Промислове використання напівпровідникових матеріалів вимагає поліпшення його структури і відтворюваності властивостей при технологічних процесах.

Вимоги до способів визначення характеристик напівпровідникових діодів стають дедалі жорсткішими, особливо при розробці та контролі параметрів напівпровідникових діодів [1].

Актуальність. Одним з методів контролю параметрів напівпровідникових діодів є визначення часу життя нерівноважних носіїв заряду. Знаючи даний параметр можливо дати оцінку концентрації комплексних сполук та структурних особливостей розглядуваного матеріалу.

При цьому існуючи методи [2] не враховують залежність від температури таких параметрів як ширина збідненої області і повною мірою ефективну щільність станів зони провідності й валентної зони. Це призводе до зниження точності визначення часу життя нерівноважних носіїв заряду, оскільки ці параметри не можуть не залежати від температури. Це справедливо тільки у випадку досить вузького інтервалу температур, які розглядаються, що обмежує застосовність даного способу.

Також реалізація цього способу потребує знання значення ширини збідненої області, а це не тільки ускладнює спосіб визначення часу життя нерівноважних носіїв заряду, але й знижує його точність..

Метою даної роботы є створення більш простого способу визначення часу життя нерівноважних носіїв заряду, що рекомбінують переважно в області просторового заряду активного переходу напівпровідникових діодів, а також підвищити точність вимірювання часу життя нерівноважних носіїв заряду в діапазоні значень $\tau \le 10^{-10}$ с.

Результати досліджень. Ми пропонуємо створити більш простий спосіб визначення часу життя нерівноважних носіїв заряду, що рекомбінують переважно в області просторового заряду активного переходу напівпровідникових діодів, а також підвищити точність вимірювання часу життя нерівноважних носіїв заряду в діапазоні значень $\tau \le 10^{-10}$ с.

Це досягається тим, що у способі, що включає вимірювання при заданій температурі прямої вольт-амперної характеристики діода й знаходження шуканого значення часу життя нерівноважних носіїв заряду, для визначення часу життя нерівноважних носіїв заряду, що рекомбінують переважно в області просторового заряду активних переходів напівпровідникових діодів, додатково, при заданій температурі T_i і прямому струмі через діод I_i вимірюють величину бар'єрної ємності $C_{бі}$, а величину часу життя нерівноважних носіїв заряду τ_o знаходять слідуючим чином.

Вольт-амперна характеристика різкого асиметричного p-n переходу описується рівнянням:

$$I = I_o \cdot e^{qV/nkT}$$

де I_o – щільність струму насичення, k – постійна Больцмана, T – абсолютна температура, q – елементарний заряд, n – коефіцієнт ідеальності вольт-амперної характеристики діода, $1 \le n \le 2$.

Вираз для бар'єрної ємності різких асиметричних p-n переходів має вигляд:

$$C = S\sqrt{\frac{q\varepsilon_S N_B}{2\cdot(V_{bi} \pm V - 2kT/q)}}$$

де знаки плюс і мінус відповідають зворотному й прямому зміщенню відповідно, V_{bi} – контактна різниця потенціалів, V – напруга на переході, T – абсолютна температура, ε_s – діелектрична проникність, q – елементарний заряд, N_B – концентрація основних носіїв заряду в базі діода, S – площа p-n переходу.

Після нескладних підстановок одержуємо формулу для визначення часу життя нерівноважних носіїв заряду:

$$\tau_o = \frac{n_i}{N_B}\cdot\frac{kT_i}{qI_o}\cdot C_{бі},$$

де n_i – концентрація власних носіїв заряду напівпровідникового матеріалу бази діода, N_B – концентрація основних носіїв заряду в базі діода, I_o – струм насичення, що відповідає при заданій температурі ділянці вольт-амперної характеристики з домінуванням рекомбінаційного механізму струмопереносу, k – постійна Больцмана, q – елементарний заряд.

Поставлена задача вирішується за рахунок виключення з процесу вимірювань параметрів, які складно вимірювати та важко прогнозувати, таких як товщина шару об'ємного заряду, реальна фізична площа p-n переходу, а також розрахункового параметра диференційної термочутливості та ін.

В даному способі ми враховуємо залежність часу життя носіїв заряду від температури,що дає нам можливість підвищити точність визначення часу життя, при малих його значеннях, тому що його реалізація передбачає використання, в основному, первинно вимірюваних параметрів: температури T_i, прямого струму через діод I_i, бар'єрної ємності $C_{бі}$.

Даний спосіб дозволяє визначити час життя ННЗ у випадках, коли такі носії рекомбінують не тільки в базі діода, але й в області просторового заряду p-n переходу або інших активних переходів (p-p^+, n-n^+ та ін.). Причому запропонований спосіб дозволяє досить точно визначити τ_o ННЗ у випадку переважної рекомбінації носіїв в області об'ємного заряду.

Висновки. Створено більш простий спосіб визначення часу життя нерівноважних носіїв заряду, що рекомбінують переважно в області просторового заряду активного переходу напівпровідникових діодів,

Підвищена точність вимірювання часу життя нерівноважних носіїв заряду в діапазоні значень $\tau \le 10^{-10}$ с.

ЛІТЕРАТУРА

1. Мильвидский М.Г. Физико–химические основы получения разлагающихся полупроводниковых соединений. / Мильвидский М.Г., Пелевин О.В., Сахаров Б.А. // М: Металлургия. – 1974. – 392 с.

2. Nuo Zhang. Temperature sensor based on 4H-silicon carbide pn diode operational from 20 ºC to 600 ºC / Nuo Zhang, Chih-Ming Lin, Debbie G. Senesky, Albert P. Pisano // Applied Physics Letters, Vol. 104, 073504, (2014).

К ВОПРОСУ РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ РЕГИОНОВ ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ПАРОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА МЕСТНЫХ ТОПЛИВАХ

Литвин С.Н.
г. Первомайск, Николаевской обл. (Украина)

За последние полтора века человечество израсходовало значительную часть ископаемых углеводородных запасов планеты Земля. Если на начальных этапах нефть и газ использовались для получения тепловой энергии, то в современных условиях это стало экономически невыгодно и они используются комплексно для производства электрической, механической, тепловой энергии и других видов энергии. С наступлением автомобильной эры продукты фракционирования нефти в основном применяются в качестве моторного топлива. На данный момент запасы нефтяных и газовых месторождений в значительной степени истощены, соответственно возросла стоимость их добычи, мир вплотную столкнулся с необходимостью использования альтернативных (не нефтяных) источников получения энергии. Для покрытия дефицита нефтяных топлив разработаны методы получения моторных топлив из природного газа, угля и другого не нефтяного сырья. Еще во времена Второй мировой войны Германия в значительной степени обеспечивала потребности своей авиации за счет синтетического бензина, добываемого с угля. В этот же период потребности СССР в грузовых перевозках в значительной степени обеспечивались газогенераторными автомобилями, газогенераторы использовались и на речном флоте, и на железной дороге. Т.е. решение проблемы энергоснабжения за счет использования местных сырьевых ресурсов для получения и использования альтернативных топлив не ново и широко освещено в технической литературе.

Существующие технологии, позволяющие перерабатывать местное органическое сырье в жидкое или газообразное топливо, требуют значительных енергозатрат, что приводит к существенному снижению теплотворной способности конечного топлива в сравнении с исходным сырьем. Т.е. получение, из местного сырья, топлива пригодного для использования в поршневых ДВС сопряжено с значительными потерями энергии что увеличивает их себестоимость. В связи с изложенным целесообразно рассмотреть вопрос использования местных топлив без их дополнительных преобразований. Сжигание местных топлив в паровых котлах с последующим использованием полученного пара в поршневой паровой машине позволит уменьшить дефицит топлив нефтяного происхождения, повысить энергобезопасность регионов и решить ряд экологических задач.

Паровые поршневые машины всех типов и классов обладают, как правила, простотой конструкции, высокой надежностью и долговечностью, так как работают при значительно меньших оборотах и более низких температурах, чем современные двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Анализ индикаторных диаграмм паровой машины и поршневых ДВС показывает, что паровая машина допускает значительные, до 50% и более, перегрузки, а кратковременно и более 100%, что недопустимо для поршневых ДВС.

Поршневая паровая машина позволяет использовать дешевые, местные топлива, в том числе дрова, торф, органический мусор, отходы сельского и лесного хозяйств, низкосортные, не пригодные для транспортировки, ископаемые топлива и т.д. Это позволяет получать значительный экономический эффект даже при менее качественном, в термическом отношении, использовании топлива в агрегатах с поршневой паровой машиной.

Распространенная пословица «КПД как у паровоза» (КПД которого на начальном этапе был менее 4%) сегодня потеряла смысл, так как введение перегрева пара, подогрева питательной воды и воздуха на входе в топку, введение конденсации пара с целью понижения нижнего предела температур и ряд других мероприятий значительно повысили КПД паровых машин. Не сложные расчеты показывают, что коэффициент использования местных топлив, с учетом их доработки до состояния, позволяющего использовать их в поршневых ДВС, на 30 … 45% ниже, чем при использовании их для получения пара и

последующего преобразования его для получения механической энергии в поршневой паровой машине.

Положительным качеством паровой машины является ее малая зависимость от степени загрузки. В поршневых ДВС при снижении нагрузки происходит резкое ухудшение эффективного КПД, что приводит к перерасходу топлива на единицу выполняемой работы при работе на частичных режимах.

Количество, пара вырабатываемое паровым котлом, не является полной функцией режима работы паровой машины и зависит лишь от количества поданного в топку топлива и кислорода, степени форсирования котла, а энергия, заключенная в паре, может быть использована произвольно при различных оборотах паровой машины и крутящем моменте обратно пропорциональном ее оборотам. Эта особенность паровой машины соответствует требованиям большинства потребителей – различных насосов, пилорам, механических дробилок и различных других устройств, в том числе и транспортных средств.

Основным недостатком паровой машины является ее «инерционность» в режимах старта и средней загрузки, что связано с затратами времени на разжигание котла, производящего пар, и изменение его режима работы. Также, к недостаткам, следует отнести и сложность автоматизации дозагрузки котла и более низкую, чем у жидких нефтяных топлив, удельную энергоёмкость местных альтернативных топлив, что усложняет использование поршневой паровой машины на транспортных средствах.

Т.е. особенности, которыми обладает поршневая паровая машина, в ряде случаев ставят ее, в техническом и экономическом смысле, на более высокий уровень, по сравнению с поршневыми ДВС.

И конструктивно, и в технологическом плане, паровая поршневая машина и поршневой ДВС близки друг к другу и для их производства требуется одинаковое оборудование.

Рассматривать паровую машину просто как конкурента поршневых ДВС нельзя, так как есть сферы применения, где поршневые ДВС вне конкуренции. Поршневая паровая машина и поршневой ДВС должны взаимно дополнять друг друга и могут достойно занимать каждый свою потребительскую нишу.

Вопрос ценообразования на топлива нефтяного происхождения и различные местные топлива в значительной степени зависит от спроса на них. Как пример можно вспомнить изменение цен на тяжелые моторные топлива, которые в короткое время выросли более чем в два раза, после начала их применения в судовых ДВС.

Выводы:

9. Поршневые паровые машины обладают, как правила, простотой конструкции, высокой надежностью, долговечностью и позволяет использовать дешевые, местные топлива без их существенной предварительной подготовки.
10. Производство поршневых паровых машин может быть организовано на предприятиях, производящих поршневые ДВС. Многие из находящихся в эксплуатации поршневых ДВС могут быть конвертированы в поршневую паровую машину при определенных материальных затратах.
11. Использование дешевых, местных топлив позволит освободить значительные количества жидких и газообразных топлив для использования там, где им нет замены, например, для авиации, военной техники и т.д.
12. КПД паровой машины мало зависит от степени ее загрузки, в связи с чем ее экономичность на частичных режимах выше в сравнении с поршневыми ДВС.
13. Наиболее перспективными сферами применения паровых машин является стационарная энергетика, местные регулярные грузоперевозки, места расположения значительных запасов отходов, пригодных для использования в качестве топлива и непригодных для транспортировки на значительные расстояния низкокалорийных ископаемых топлив – деревоперерабатывающие и сельскохозяйственные предприятия, районы богатые бурыми углями, сланцами или торфом.

УМЕНЬШЕНИЕ ОБЪЕМОВ ПРОИЗВОДСТВА В МАШИНОСТРОЕНИИ КАК РЕЗУЛЬТАТ ДОПУЩЕННЫХ, ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ПРИВАТИЗАЦИИ НА УКРАИНЕ, ОШИБОК

Литвин С.Н.
г. Первомайск, Николаевской обл. (Украина)

Со времени развала Советского Союза прошло много лет и за истекшее время большинство машиностроительных предприятий потеряло свои позиции, сократив объёмы производства в десятки, сотни раз. По статистическим данным за период с 2010 по 2013 года Украина не изготовила ни одного среднеоборотного двигателя. Аналогичная ситуация наблюдается и по многим другим отраслям промышленности. Считать причиной сокращение производства только нарушение кооперационных связей и отсутствие спроса нельзя, так как на Украину ежегодно завозятся двигатели различных двигателестроительных кампаний – Катерпиллар, MWM, Перкинс, Дуссан и другие. Данные кампании, в связи с отсутствием отечественного конкурента, надежно заняли определенные потребительские ниши на рынке Украины и продолжают расширять поставки двигателей по достаточно высоким, для Украины, ценам. По прогнозам в ближайшие годы Украина продолжит ежегодно закупать 150 … 200 двигатель-генераторов агрегатной мощностью 500 … 2000 квт.

В чем причина столь существенного сокращения производства?

Одной из наиболее существенных причин является характер изменения формы собственности машиностроительных предприятий. До 1991 года все машиностроительные предприятия находились в государственной собственности. После развала СССР на Украине началось акционирование предприятий и их переход в частную собственность. Создалась ситуация, когда на рынке появилось много мелких владельцев акций предприятий, а директора, фактически являвшиеся владельцами предприятий, формально были наемными работниками и могли быть в любой момент уволены по объективным или субъективным причинам (не надлежащее выполнение должностных обязанностей, перевыборы, «собственное желание», рейдерство и т.д.). Чтобы избежать создавшейся неоднозначности директора или их заместители начали проводить скрытую пере приватизацию – создавались и обанкрочивались подставные фирмы, с предприятий вывозилось, на подконтрольные им склады, оборудование и готовая продукция, продажа продукции предприятия проводилась с «откатами», иногда оборудование продавалось дешевле металлолома (как правило за рубеж, чтобы осложнить работу правоохранительных органов). Не обходилось и без курьезов: на металлолом списывались прокат и материалы с так званого неприкосновенного (мобилизационного) запаса, не подлежавшего приватизации, т.е. оставшегося в собственности государства и предназначенного для обеспечения работы предприятий в экстремальных ситуациях, например, во время военных действий или проведения антитеррористических операций. Для справки - неприкосновенный запас – это, как правило, метал различного сортамента, покрытый обильной консервацией и, без пере консервации, он способен храниться много лет. Прийти в негодность могут только отдельные виды резинотехнических изделий.

Все это привело к существенному сокращению производства на машиностроительных предприятиях.

Параллельно, директора или их заместители проводили скупку акций своих предприятий. Условия для продажи акций создавались, как правило, искусственно – занижалась заработная плата и продолжительность рабочей недели, не начислялись и не выплачивались дивиденды на акции, не корректировалась стоимость акций с учетом инфляции и т.д. собственная продукция продавалась работникам предприятий по завышенным, в сравнении с отпускными, ценам. Т.е. делалось все, чтобы ухудшить материальное состояние работников предприятия и склонить их к продаже акций по демпинговым, в сотни раз заниженным, ценам. При этом игнорировались многие законы

Украины – в том числе работникам предприятий, как правило, не возвращалась, по их требованию, номинальная стоимость принадлежащих им акций, как это предусмотрено законодательством Украины, при их несогласии со сменой формы собственности предприятия, например, при переходе, с открытого акционерного общества в общество с дополнительной ответственностью.

Как результат процесс приватизации (воровства акций) растянулся на годы и повлиял на работоспособность предприятий.

Возможен ли другой сценарий? Можно ли было сохранить машиностроение на Украине? Да! Для этого необходимо избежать неоднозначности положения директора и администрации предприятия. Это можно обеспечить, передав в собственность директора или администрации не менее 51% акций предприятия, 15 … 20% оставить в собственности государства, чтобы сохранить контроль государства за деятельностью предприятия, оставшиеся акции распределить между работниками предприятия. В результате этого директор стал бы полноценным собственником предприятия и воровать ему у самого себя стало бы неразумно. Переданная со стороны государства ему, директору, собственность фактически была бы имущественным кредитом, который необходимо возвращать. Срок возврата в зависимости от вида производства, состояния основных фондов и ряда других факторов был бы от 1 … 3 до 20 …30 лет. В случае невыполнения директором своих должностных обязанностей, сокращения объемов производства или рабочих мест, потери основных фондов директор несет уголовную ответственность за нанесенный акционерному обществу вред со всеми вытекающими с этого последствиями, лишается полученных акций, и они по передаются его правопреемнику. Являясь полноценным собственником предприятия, директор не был бы заинтересован и в нецелевом использовании средств акционерного общества для удовлетворения своих амбиций или собственных потребностей (покупку наград, элитных автомобилей, поездки за рубеж на пивные фестивали и курорты, содержание любовниц и прочие ненужные акционерному обществу расходы) – его основной задачей было бы возвращение имущественного кредита.

На основании изложенного выше можно сделать следующие выводы:

1. Сокращение производства, в том числе и в двигателестроении, обусловлено, как правило, действиями администраций предприятий, направленными на присвоение собственности акционерных обществ и обворовывание владельцев акций.
2. Стоимость уставного фонда (акций) должна ежегодно корректироваться с учетом инфляции, а ее уменьшение допустимо только после возврата акционерам разницы в стоимости акций и привлечения администрации к уголовной ответственности за нанесенные обществу убытки.
3. Для защиты прав акционеров и увеличения заинтересованности во владении акциями, обеспечения поддержания их реальной рыночной стоимости, т.е. привлечения новых инвесторов, владельцы акций ежегодно (или ежеквартально) должны получать дивиденды в размере не менее 5 … 7% реальной стоимости акций, что должно быть закреплено законодательно.
4. Для контроля фактической стоимости акций и состояния дел акционерного общества должна проводиться периодическая проверка его деятельности как владельцами акций, так и со стороны государства.
5. Выполнить проверку состояния неприкосновенного запаса и, при необходимости, определить сроки их восстановления в полном объеме и привлечь виновных в их уменьшении к криминальной ответственности.
6. Как первый шаг в передаче предприятий в фактическую собственность директоров выполнить оценку изменения фактической стоимости акций и имеющееся несоответствие в стоимости акций (средства, потерянные акционерными обществами в результате некорректных действий директоров) и оформить данную разницу как имущественный кредит им же, директорам.

ПРОБЛЕМЫ, ВОЗНИКАЮЩИЕ В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ, ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ГАЗООБРАЗНЫХ ТОПЛИВ

Литвин С.Н.
г. Первомайск, Николаевской обл. (Украина)

В 50-х годах прошлого века производство газовых двигателей в Советском Союзе было на подъеме. Много средств вкладывалось в исследования газовых двигателей, в приспособление их к различным видам топливных газов – природному, попутному, генераторному, доменному и т.д. Над этим работали не только двигателестроительные заводы, но и целый ряд различных научно - исследовательских институтов, специализированных конструкторских бюро. Об этом свидетельствуют публикации тех времен, изданные в ЦНИДИ, ХПИ им. Ленина и других научно - исследовательских организациях и институтах. Газогенераторные двигатели использовались на автомобилях, на речных судах, на стационарных электростанциях в леспромхозах, удаленных поселках; в районах нефте- и газодобычи использовались двигатели, работающие на попутном и природном газах; широко использовались коксовый и доменный газы. К сожалению, низкий уровень развития автомобилизации и энергогенерирующих мощностей тех времен, опережающее развитие нефтедобывающей промышленности, значительные запасы жидких топлив в качестве стратегических запасов требующие периодического обновления, низкая стоимость жидких топлив в сочетании с удобством их хранения и использования привели к тому, что производство газовых двигателей было существенно сокращено.

В 1956 году был прекращен выпуск двигателей 2 и 4ГЧ18/26 на заводе имени 25 Октября, остановлен выпуск газогенераторных двигателей на заводе «Двигатель революции» в г. Горький, в г. Барнаул снят с производства газодизельный двигатель 6ГЖЧ15/18 и т.д. Полностью прекращены НИР по использованию генераторного и водяного газов. В 80-х годах только два завода производят в небольшом объеме газовые двигатели, работающие на природном или попутном газе – это завод «Двигатель революции» в г.Горький (двигатель 6ГЧН36/45 модели Г68) и завод им. Малышева, г.Харьков (ГД100, ГД100М), а некоторые автомобильные заводы разработали документацию для переоборудования двигателей на газ в эксплуатационных условиях - это заводы КАМАЗ, АЗЛК, ГАЗ, ЗИЛ, ВАЗ. Ответ, почему сложилось такое отношение к использованию газообразных топлив, дает несложный экономический анализ. Так, расходы на бензин, для легкового автомобиля в 70-х годах прошлого века, были сопоставимы с расходами на амортизацию шин, а в общей сумме расходов на эксплуатацию автомобиля составляли менее 30%. На сегодняшний день расходы на шины составляют для легкового автомобиля 3… 5% от стоимости бензина, а стоимость бензина в общей суме эксплуатационных расходов составляет порядка 90… 93%. Этот факт, рост дефицита жидких топлив, их высокая стоимость и снижение качества способствовали возобновлению интереса к газообразным топливам, как к ископаемым (природный и попутный газы) так и полученным из возобновляемых ресурсов (био-газ, генераторный, синтез-газ) или являющихся побочными продуктами в ряде технологических процессов (коксовый, доменный и другие газы). Не последнюю роль при этом играют и вопросы экологии – использование газообразных топлив взамен жидких, особенно природного газа, в этом плане является более перспективным. При переходе на газообразное топливо, как правило, ставится задача не только снизить расходы на топливо. Актуальна и задача сохранить, а по возможности и улучшить эксплуатационные характеристики двигателя и агрегата в целом, увеличить моторесурс, снизить расходы на обслуживание и ремонт, обеспечить высокий уровень автоматизации и низкий уровень шума и вибрации, уменьшить количество вредных веществ в отработанных газах. Решение поставленных задач связано с рядом трудностей, вызванных применением газообразных топлив:

1. Высокой теплонапряжённостью деталей цилиндро- поршневой группы двигателя из-за сложности организации рабочего процесса;

2. Сложность дозирования газообразного топлива, вызванная нестабильностью его фракционного состава и зависящей от этого теплотворной способностью;

3. Высокая склонность газообразных топлив к детонации.

Если теплотворная способность дизельного топлива колеблется в очень узких пределах (не более 1…3%), то природного газа отклонение теплотворной способности от среднего значения

достигает до 5…20%, а генераторного в 2…3 раза. Это усложняет дозирование газообразных топлив и делает топливную аппаратуру газовых двигателей во многих случаях индивидуальной. Даже использование относительно стабильного по качеству природного газа в ряде случаев требует различной комплектации топливной аппаратуры, что зависит от давления газа, процентного содержания метана и наличия балластных веществ. Кроме оптимизации топливной (газоподающей) аппаратуры при использовании газообразных топлив необходимо решать и ряд других вопросов:

а) Для устранения детонации, обеспечения надежности и высокого уровня экономичности необходимо оптимизировать параметры рабочего процесса двигателя и выполнять регулировку ряда параметров в зависимости от режима работы двигателя;

б) Для обеспечения ресурсных показателей необходимо доработать конструкцию камеры сгорания и правильно подобрать материалы пар седло - клапан и других узлов в связи с возросшей тепло напряжённостью;

в) Повышение тепло напряжённости двигателя требует нового подхода к выбору моторного масла;

г) При использовании низкокалорийных газов с нестабильным фракционным составом предпочтительнее газодизельный цикл, а не поджигание рабочей смеси искрой от свечи зажигания.

Обеспечение высоких ресурсных показателей газовых двигателей возможно, как путем использования высококачественных дорогостоящих материалов для деталей двигателя, так и путем оптимизации параметров рабочего процесса с целью обеспечения его тепло напряжённости на уровне дизельного двигателя.

Проведенные научно – исследовательские работы на газовом двигателе 6ГЧН25/34 направленные на оптимизацию рабочего процесса путем доработки камеры сгорания позволили обеспечить температуру отработавших газов на уровне 440…450^{0}С, что сопоставимо с имеющимися на многих модификациях дизелей ЧН25/34. В процессе доводки рабочего процесса решены вопросы надежности работы свечи зажигания и управления скоростью распространения пламени в объеме камеры сгорания для расширения диапазона без детонационной работы двигателя. Несмотря на снижение температуры отработавших газов возросла температуры днища поршня и в верхней части втулки рабочего цилиндра, что связано с изменением закона тепловыделения и сокращением длительности процесса сгорания. При этом конструктивные изменения претерпели детали ограничивающие камеру сгорания и связанные с процессами подачи газа, процессами искрообразования и поджога рабочей смеси. В связи с изложенным, при конвертации на газ дизелей, находящихся в эксплуатации, наряду с другими изменениями требуется доработка конструкции крышек рабочих цилиндров.

Расходы на оптимизацию рабочего процесса являются разовыми и позволяют, снизив тепло напряжённость двигателя, использование в его конструкции, более дешевых материалов, что перспективно с точки зрения снижения затрат на их производство.

Выводы:

1. Основное внимание при создании модификаций газовых двигателей должно быть уделено доводке рабочего процесса двигателя.
2. Выбор вида рабочего процесса газового двигателя зависит от его назначения и вида (качества) используемого газообразного топлива.
3. Важное значение для обеспечения надежной работы газовых двигателей играет обеспечение необходимых свойств моторного масла.
4. Газовые двигатели, из-за сложности регулирования подачи газообразных топлив, работают в узком диапазоне рабочих режимов и предназначены для работы, в основном, на режимах близких к номинальным.
5. Газодизельные двигатели используются в двух вариантах:

- как источники без перебойного энергоснабжения,
- дизельная топливная аппаратура используется как альтернатива системе зажигания и используется для стабильного поджога низкокачественных газов.

МОДЕРНИЗАЦИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ 6ЧН23/30 В ХИМИЧЕСКИЙ РЕАКТОР СЖАТИЯ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ СИНТЕЗ–ГАЗА

[1]Литвин С.Н., [2]Малютин П.В.
[1] г. Первомайск, Николаевской обл. (Украина)
[2]Национальний университет кораблестроения (Украина)

Нефть добывали давно, но активная промышленная добыча нефти началась примерно 150 лет назад. За прошедшие с тех пор полтора века человечество уже израсходовало значительную часть нефтяных запасов планеты Земля. Вначале нефть использовалась в качестве источника тепловой энергии, теперь это стало экономически невыгодно. С наступлением автомобильной эры продукты фракционирования нефти в основном применяются в качестве моторного топлива. На данный момент запасы нефтяных месторождений в значительной степени истощены, соответственно возросла стоимость добычи нефти и мир вплотную столкнулся с необходимостью использования альтернативных (не нефтяных) источников получения бензина и других видов топлива. На данный момент уже разработаны методы получения высококачественного моторного топлива из природного газа, угля и другого не нефтяного сырья.

Существующие технологии позволяют перерабатывать природный газ в высококачественные бензин и дизельное топливо через стадию образования метанола. Производство по такой схеме довольно удобно, поскольку все реакции протекают в одном реакторе. Но эта цепочка химических превращений требует больших затрат энергии. В результате полученный синтетический бензин в 1,8-2,0 раза дороже "нефтяного".

Имеется возможность получать синтетический бензин не через стадию образования метанола, а из другого промежуточного вещества - диметилового эфира (ДМЭ). Это нетрудно сделать, увеличив долю окиси углерода в синтез-газе. Важно то, что ДМЭ можно использовать как экологически чистое топливо для двигателей внутреннего сгорания.

В присутствии специально разработанных катализаторов ДМЭ превращается в очень неплохой бензин с октановым числом не менее 92. Вредных примесей в нем меньше, чем в нефтяном топливе. Такой синтетический бензин, по мнению многих экспертов вполне конкурентоспособен даже на европейском рынке. Новый способ получения синтетического топлива намного экономичнее и эффективнее "метанольного". Создание генератора синтез-газа на базе модернизированного дизельного двигателя позволяет превратить природный газ в синтез газ с последующим получением из него жидкого топлива.

Для создания условий протекания реакции по образованию синтез газа в данном проекте применяются два способа.

Первый способ включает предварительное смешивание углеводородного сырья с воздухом до α= 0,5 - 0,8, активацию процесса окисления сырья нагревом полученной смеси до температуры 200-450°С, подачу нагретой смеси в объем цилиндра двигателя внутреннего сгорания при движении поршня к нижней мертвой точке, осуществление парциального окисления углеводородов при сжатии в объеме цилиндра движением поршня к верхней мертвой точке до ее самовоспламенения и получения температуры 1300-2300°С на период $10^{-3} - 10^{-2}$ c , охлаждение продуктов процесса расширением их при движении поршня к нижней мертвой точке, вывод продуктов процесса, содержащих синтез-газ из цилиндра двигателя при движении поршня к верхней мертвой точке, введения новой порции рабочей смеси при движении поршня к нижней мертвой точке. Данный способ позволяет получить синтез-газ, пригодный для дальнейшей каталитической переработки.

Необходительность предварительного подогрева существенно снижет производительность процесса и повышает его энергозатратность.

Сущность второго способа получения синтез-газа в ХРС заключается в том, что для активации процесса окисления смеси углеводородного сырья используется подача в цилиндр ХРС чистого водорода или продуктов парциального окисления (синтез-газа) в количестве 10-20% к исходному сырью, введенному в количестве 90-80% что даёт возможность улучшить дальнейший процесс образования синтез - газа.

Следующие за рабочим ходом такты всасывания смеси и сжатия отличаются от обычных для четырехтактного двигателя тем, что в случае работы в режиме ХРС имеет место внешнее смесеобразование, при котором концентрация метана в воздухе лежит вне зоны взрываемости.

Использование модернизированного газового двигателя в качестве генератора синтез-газа, является вполне реальной задачей. В двигателе реализуется классический процесс неполного термического окисления метана:

$$CH_4 + \frac{1}{2}O_2 \Rightarrow CO + 2H_2$$

Из приведенной формулы следует, что при неполном термическом окислении $1\ м^3$ метана CH_4 образуется $1\ м^3$ оксида углерода CO и $2\ м^3$ водорода H_2.

Для получения синтез-газа в цилиндрах газового поршневого ДВС необходимо выполнение следующих условий:

1. Коэффициент избытка воздуха для сгорания природного газа α = 0,5 …0,8.
2. Температура горения газовоздушной смеси (ГВС) $t = 1300\ -\ 2300\ °c$
3. Длительность процесса горения ГВС $\tau = 10^{-3} - 10^{-2} c$
4. Объемная подача водорода в диапазоне 0,1…5% или рециркулируемых продуктов парциального окисления (синтез-газа) в смесительную камеру должна составлять 10...20% к исходному объему газовоздушной смеси (смеси метана и воздуха).

Математическая моделирование двигателя 6ЧН23/30 при роботе в режиме ХРС и экономический анализ его использования показали следующие:

1. При работе в режиме ХРС двигателя 6ГЧН23/30 максимальное давления сгорания P_{max} вырастает до 7,7 МПа, но в конструкции этого двигателя заложен большой запас прочности достаточный для обеспечения роботы в режиме ХРС.
2. Получение синтез – газа для получения альтернативных жидких топлив наиболее целесообразно выполнять в среднеоборотных двигателях с большим рабочим объемом, поэтому, кроме дизеля 6ЧН23/30 для этих целей можно использовать дизеля 6 и 8ЧН25/34, 6ЧН36/45, ЧН26/26 и другие аналогичные модели имеющиеся в эксплуатации.
3. В связи с большим выделением тепла (Q) при обеспечении рабочего процеса ХРС, для повышения его экономических показателей, наиболее целесообразно организовать его работу в режиме когерационой установки.
4. Себестоимость получения синтез – газа для получения альтернативных жидких топлив в значительной степени зависит от объёмов их производства и удаленности от мест расположения исходного сырья.

ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДУ МАТЕМАТИЧОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРИ ВИВЧЕННІ ГІДРОДИНАМІКИ РУХУ РІДИНИ В ТРУБАХ КОЖУХОТРУБЧАСТОГО ТЕПЛООБМІННИКА

[1]Луняка К.В., [2]Клюєв О.І., [2]Русанов С.А.
[1]Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова (Україна)
[2]Херсонський національний технічний університет (Україна)

Вступ. На основі вивчення гідродинаміки руху теплоносія в трубах лабораторного кожухотрубчастого теплообмінника було встановлено, що швидкість руху рідини в центральних і периферійних трубах значно відрізняються, що призводить до погіршення роботи апарату. Був виявлений вплив різних чинників: витрати і температури теплоносія, конструктивних особливостей апарату – способу введення рідини в апарат, діаметру вхідного патрубку, висоти кришки – на рівномірність розподілу швидкості теплоносія по трубах і ефективність роботи апарату.

Актуальність дослідження. У зв'язку з широким використанням кожухотрубчастих теплообмінних апаратів актуальним є питання перенесення отриманих в лабораторних умовах результатів на теплообмінники більших розмірів.

Постановка задачі. Задачею роботи є використання методу масштабування для перевірки достовірності використання отриманих закономірностей при застосуванні промислових теплообмінних апаратів.

Результати досліджень. Більша частина експериментів була виконана для теплообмінника з 38 трубами. Для перенесення отриманих результатів на теплообмінники більших розмірів був використаний метод масштабування [1].

Для цього використовувались рівняння типу як наприклад, для зміни довжини

$$l_\omega = l_m n^{p_l}, \tag{1}$$

де l_ω і l_m – довжини зразку і моделі відповідно;
n – коефіцієнт зміни масштабу;
p_l – показник зміни масштабу.

При збільшенні продуктивності теплообміннику у n разів маємо відношення

$$n = \frac{d_\omega^2 \omega_\omega z_\omega}{d_m^2 \omega_m z_m}. \tag{2}$$

Зміна площі теплообміну

$$n = \frac{\alpha_\omega z_\omega l_\omega d_\omega}{\alpha_m z_m l_m d_m}, \tag{3}$$

де α – коефіцієнт теплообміну;
d – діаметр труб;
z – кількість труб;
ω – швидкість руху рідини в трубі.

Критеріальне рівняння процесу теплообміну

$$Nu = A\,\mathrm{Re}^a \left(\frac{l}{d}\right)^b \mathrm{Pr}^c. \tag{4}$$

Відношення критеріїв Нусельта в зразку і у моделі

$$\frac{Nu_\omega}{Nu_m}=\left(\frac{\mathrm{Re}_\omega}{\mathrm{Re}_m}\right)^a\left(\frac{l_\omega}{l_m}\right)^b\left(\frac{d_\omega}{d_m}\right)^{-b}\left(\frac{\mathrm{Pr}_\omega}{\mathrm{Pr}_m}\right)^c. \qquad (5)$$

При турбулентному режимі $a = 0{,}8$, $b = 0$.

Підставляючи у (5) $Nu=\frac{\alpha l}{\lambda}$, скорочуючи фізичні параметри теплоносія, однакові для моделі й зразку, логарифмуючи співвідношення (2), (3) і (5) і переходячи при цьому до показників зміни масштабу, отримуємо систему рівнянь:

$$\begin{aligned}
&p_z+2p_d+p_u+p_z=1\\
&p_z+p_\alpha+p_l+p_d+p_z=1\\
&p_\alpha+0{,}2p_d-0{,}8p_u=0\\
&p_{\Delta p}+(s+0{,}2)p_u+(1-s)p_d-p_l=0
\end{aligned} \qquad (6)$$

Маємо систему з чотирьох рівнянь з шістьма невідомими. Тому для знаходження показників зміни масштабу скористуємося табличними даними, що характеризують будову теплообмінників [2].

Наприклад, треба збільшити продуктивність теплообмінника з 90 л/хв. на 900 л/хв., тобто у 10 разів (n=900/90). Складаємо таблицю:

Таблиця 1. Продуктивність і габарити модельного теплообмінного апарату і зразку

Показник	Модель	Зразок
Продуктивність, л/хв.	90	900
d, мм	15×1,5	25×2
l, мм	1000	3000
z	38	111

$$p_d=\frac{\lg 21-\lg 12}{\lg 10}=1{,}32-1{,}08=0{,}24. \qquad (7)$$

Аналогічно для p_l і p_z: $p_l = 0{,}45$; $p_z = 0{,}46$.

З 1 рівняння системи (6) $p_u = 0{,}06$;

з 2 рівняння системи (6) $p_\alpha = -0{,}09$

з 3 рівняння системи (6) $p_\alpha = 0$, приймаємо $p_\alpha = -0{,}045$

з 4 рівняння системи (6) при s = - 0,2 [106] $p_{\Delta p} = 0{,}27$.

Аналізуючи отримані значення показників зміни масштабу, можна зробити висновок, що у вибраного як зразок теплообміннику близькі до моделі швидкість руху теплоносія і коефіцієнт тепловіддачі. Оскільки основним показником роботи теплообмінника є коефіцієнт тепловіддачі, вибраний як зразок теплообмінник подібний тому, що використовувався у дослідженнях. Для перекачування рідини крізь апарат подібно витрачати потужності на 27% більше, ніж у моделі.

ЛІТЕРАТУРА

1. Общие основы химической технологии. Разработка и проектирование технологических процессов. Пер.с польского под ред. П.Г. Романкова, М.И. Курочкиной. – Л.” Химия”, 1977.- 504 с.

2. Основные процессы и аппараты химической технологии. Пособие по курсовому проектированию. Под. ред. Ю.И. Дытнерского.- М. ”Химия”, 1983.- 272 с.

СТАБІЛІЗАЦІЯ ЗАТИСКУ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДЕТАЛЕЙ НА ТОКАРНИХ ВЕРСТАТАХ-АВТОМАТАХ

[1]Луців І.В., [1]Буховець В.М ., [1]Кушик В.Г., [1]Білий В. В., [2]Литвин А.В.
[1]Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)
[2]НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського» (Україна)

При розробці сучасних вітчизняних конкурентоспроможних верстатів, які б знайшли попит на зарубіжних ринках, на перший план виходить їх точність та надійність [1, 2].

Конструкції сучасних металорізальних верстатів мають велику кількість деталей, що взаємодіють між собою в процесі експлуатації. Виготовлення деталей та складання вузлів верстата вимагає високої точності взаємного розташування.

Проте існує ряд вузлів верстата, де необхідною умовою роботоспроможності є наявність зазорів між деталями (затискні механізми і патрони, рухомі столи та супорти верстатів, рухомі гільзи, обертові деталі, в т.ч. шпинделі) і тому неможливо повністю позбавитись неточного випадкового спряження деталей. Зміни температури, наявність вібрацій, потрапляння бруду та частинок, спрацювання контактних поверхонь, відсутність або наявність мастила на взаємно рухомих поверхнях, зміна характеру та величини навантаження – все це випадково впливає на характер взаємного контакту деталей. Випадкові зміни умов спряження деталей є одним з головних чинників, які визначають параметри точності технологічних машин.

Дослідженнями встановлено, що всі затискні патрони для закріплення деталей рухомих вузлів розробляються із затискними елементами, виготовленими точно по діаметру затиску. При цьому всі затискні патрони характеризуються системами розподілу зусиль між кулачками і вимагають нетрадиційного підходу при проектуванні. При розробці будь-якої конструкції механізму верстата, в т.ч. затискного патрону, перед розробником стоїть задача знаходження розподілених навантажень у її елементах [3]. Крім того, необхідно знати також величини переміщень окремих точок проектованої конструкції, як при статичному характері зовнішнього навантаження, так і в умовах дії змінних навантажень.

Результати проведених чисельних експериментів показали, що жорсткість кулачків у процесі закріплення заготовки змінюється не тільки за рахунок величини прикладання сили затиску, але і в результаті зміни контактної податливості, що в свою чергу, зумовлено зміною радіусу закріплюваної заготовки, причому це веде до зміни плям контакту. Ці фактори необхідно врахувати при обробці деталей машин.

ЛІТЕРАТУРА

1. Широкодиапазонные и многофункциональные зажимные механизмы: теория и практика: Монография / Ю.Н. Кузнецов, В. Г Кушик, Юрчишин О.Я. - М .: ООО «ЗМОК» - ООО «Гнозис», 2011. - 424 с. ил.

2. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: Могографія / Упоряд. Кузнецов Ю.М. / Ю.М. Кузнєцов, І.В. Луців та ін. – К.: - Тернопіль: Терно-граф, 2-11. – 692 с. іл.

3. Патент України №204454U , МПК B23B31 / 20. Цанговий патрон / Кузнєцов Ю.М., Кушик В. Г ., Гриценко Д. М. - №200609019; Заявл. 14.08.06; Опубл. 15.01.2007, Бюл.№1.

ОЦЕНКА УДЕЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ПОРШНЯМИ, ОБРАБОТАННЫМИ ИМПУЛЬСНЫМ АЗОТИРОВАНИЕМ

[1]Ляшенко Б.А., [2]Агеев М.С., [3]Михайлюта С.С., [3]Маркович С.И.
[1]ИПП им. Г.С. Писаренко НАН Украины (Украина)
[2]Херсонская государственная морская академия (Украина)
[3]Цнральноукраинский национальный технический университет (Украина)

Введение. Ресурс деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС) обусловлен износостойкостью деталей, которая является важной эксплуатационной характеристикой, лимитирующей срок их службы. Наиболее рациональным и экономически целесообразным решением проблемы, которая связана с повышения износостойкости деталей ЦПГ, является нанесение на их рабочие поверхности износостойких покрытий. **У**прочняющие покрытия и технологии поверхностного упрочнения являются наиболее приоритетным направлением развития в современном судостроении и судоремонте. При внедрении новых технологий поверхностного упрочнения проблемы энергосбережения могут решаться наиболее эффективно. Изготовление деталей ЦПГ ДВС с износостойкими покрытиями ограниченно, что является одной из причин их недостаточного ресурса. Поэтому разработка эффективных способов изготовления деталей ЦПГ с покрытиями повышенной износостойкости - одна из важнейших задач двигателестроения и ремонта ДВС.

Актуальность исследований. Совершенствование ДВС связано с повышением эксплуатационных характеристик: давления в камере сгорания, числа оборотов коленчатого вала, удельной мощности на единицу массы двигателя. Рост эксплуатационных параметров вызывает неуклонное повышение рабочей температуры конструктивных элементов двигателя, особенно деталей ЦПГ.

Ужесточение режимов работы машин и механизмов, в частности рост динамических нагрузок, вызывает необходимость снижения массы деталей. Поэтому все большее предпочтение отдастся использованию в качестве конструкционных материалов легким, но прочным металлам и сплавам. Высокая удельная прочность и малый удельный вес обусловили широкое применение в двигателестроении алюминиевых сплавов. Однако большим недостатком этих материалов является низкая теплостойкость. Основным конструкционным материалом для изготовления поршней являются алюминиевые сплавы [1-2]. В настоящее время уровень форсирования современных ДВС достиг предела возможности алюминиевых сплавов, что требует их повышения прочности, а следовательно и срока службы таких деталей, как поршни [1-2].

Известным методом повышения теплостойкости головки поршня есть твердое анодирование, которое не обеспечивает в полной мере требуемых характеристик ДВС [3]. К тому же твердое анодирование вредно и является экологически опасным процессом [3]. Наиболее прогрессивная по многим показателям технология ионное азотирования [4].

В работе предлагается использовать вакуумное азотирования в пульсирующем пучке плазмы алюминиевых сплавов, которое является альтернативой различным видам химико-термической обработки (ХТО) и используется для повышения теплостойкости этих материалов, особенно с точки зрения влияние окружающей среды [5].. Эта обработка, которая проводится в вакууме с использованием азота и смеси аргон-водород в качестве реакционного газа, обеспечивает формирование слоя химических соединений (нитридов алюминия) с повышенной твердостью на алюминиевых сплавах [5].

В связи с этим повышение теплостойкости головки поршня ДВС импульсным азотированием является актуальной научной задачей.

Цель и постановка задач исследования. Целью работы является упрочнение поршней ДВС импульсным азотированием и оценка удельной мощности ДВС от использования этой упрочняющей обработки поршней.

Для достижения этой цели необходимо решить следующие задачи:

- провести стендовые испытания упрочненных поршней;

- определить удельную мощность ДВС с поршнями ДВС, обработанными импульсным азотированием.

Состояние проблемы. В процессе работы детали цилиндропоршневой группы (ЦПГ) подвергаются воздействию механических и тепловых нагрузок [6-8]. На температуру деталей ЦПГ двигателя влияют частота вращения коленчатого вала, среднее эффективное давление, отклонения регулировок, параметры поступающего в двигатель воздуха, противодавления на выпуске отработанных газов, а также параметры охлаждающей жидкости и масла [6-9]. Снижение мощности в условиях эксплуатации допускается до 15...17% от номинальной мощности [9-10].

Наиболее напряженным элементом ЦПГ является поршень, который принимает высокие газовые, инерционные и тепловые нагрузки [7-8]. К днищу поршня подводится теплота от газов в процессе сгорания и расширения, а также в результате трения юбки о стенки цилиндра. Ориентировочные значения допустимой температуры головки поршня находятся в следующих пределах: для поршней из алюминиевых сплавов - 570 ... 620 °С; для поршней из чугуна -720 °С [8-9]. Повышение температуры головки поршня приводит к пригоранию поршневых колец. При этом с ухудшением условий теплового отвода повышается температура поршня, увеличиваются термические деформации и возможен разрыв масляной пленки [8-9].

Один из эффективных способов снижения тепловой напряжения деталей ЦПГ является перераспределение тепловых потоков в деталях за счет нанесения теплозащитных усиленных слоев.

Результаты исследований. На основании полученных результатов экспериментальных исследований установлено, что импульсное азотирования поверхности поршней значительное влияние на тепловое напряжение ЦПГ двигателя, а также и на его удельную мощность. Использование теплозащитных слоев на днище поршня вызывает увеличение тепловых потоков в головку цилиндров и гильзу и соответствующее повышение их температуры.

Оценка удельной мощности двигателей с поршнями, обработанными импульсным азотированием (рис. 1) осуществлялась с учетом стандартов и методики испытаний РТМ 70.0001.078 – 82.

Двигатели серийного производства и опытные образцы новых и модернизированных двигателей перед испытанием обкатанные в объеме, установленном технической документацией на обкатку двигателей, утвержденной в установленном порядке. Двигатели, которые были в эксплуатации, обкатке не подлежат.

Испытания проводились преимущественно при температуре окружающего воздуха 283 К ≤ Т <≤ 13К (10 ° С≤ Т ≤ 40 ° С) и при атмосферном давлении 80 кПа ≤ В ≤ 110 кПа (600 мм. рт. ст. ≤ В ≤ 825 мм. рт.ст.). При проведении испытаний температуру охлаждающей жидкости и масла в двигателе поддерживали в пределах, указанных в технических условиях на двигатель. При отсутствии таких указаний температуру охлаждающей жидкости на выходе из двигателя поддерживают в пределах 75 ... 85 °С, а температуру масла - в пределах 80 ... 100 °С. Значение крутящего момента, частоты вращения и расхода топлива определялись одновременно. Значение результатов двух последовательных испытаний не должны отличаться друг от друга более чем на 2%.

Испытательный стенд имел оборудования для измерения следующих показателей:

- крутящего момента двигателя с точностью ± 1% от измеренного крутящего момента;

- частоты вращения коленчатого вала с точностью ± 0,5%;

- расход топлива с точностью ± 1%;
- температуры атмосферного воздуха на входе в двигатель с точностью ± 1 °С;
- температуры охлаждающей жидкости с точностью ± 2 °С;
- температуры масла с точностью ± 2 °С;
- температуры топлива с точностью ± 2 °С;
- барометрического давления с точностью ± 200 Па

давление масла с точностью ± 20 кПа

угол опережения начала подачи топлива с точностью ± 1° поворота коленчатого вала;

- давление наддува.

Рисунок 1. Общий вид поршней ДВС:
1 - без обработки; 2 - после импульсного азотирования

При испытании определялись скоростные характеристики, которые устанавливают зависимость показателей двигателя от частоты вращения коленчатого вала, и нагрузочные характеристики, которые устанавливают зависимость показателей двигателя от его нагрузки при постоянной частоте вращения коленчатого вала. При определении скоростных характеристик двигателей дымность отработанных газов определялась согласно ГОСТ 17.2.2.01-84. На ремонтных предприятиях, как правило, используют электрические тормозные установки, которые позволяют замерить мощность двигателя при его обкатке. Для измерения мощности двигателя с использованием тормозного метода используют стенды КИ-4935, КИ-8927 и др. [7].

При испытании дизелей, работающих при полной подачи топлива, мощность, крутящий момент и средний эффективное давление приводят к стандартным условиям [7]:

- атмосферное давление B_0 = 100 кПа (750 мм. рт. ст);
- температура воздуха T_0 = 298 К (25 °С);

- относительная влажность воздуха $c_р$ = 50% (давление водяного пара 1,2 кПа;
- температура дизельного топлива $T_{от}$ = 298 К (25 °С);
- плотность дизельного топлива $\rho_Т$-25 = 0,823 т/м^3 .

Допускается приводить к следующим стандартным условиям [7]:

- атмосферное давление B_0 = 101 кПа (760 мм. рт. ст);
- температура воздуха T_0 = 293 К (20 °С);
- относительная влажность воздуха φ = 50% (давление водяного пара 1,2 кПа;
- температура дизельного топлива $T_{от}$ = 293 К (20 °С);
- плотность дизельного топлива $\rho_Т$-25 = 0,830 т/м^3.

Для приведения к стандартным условиям, полученные при испытаниях значения мощности, крутящего момента и среднего эффективного давления умножают на поправочный коэффициент K_d. Поправочный коэффициент используют в пределах $0,9 \le K_d \le 1,1$.

При приемочных испытаниях определяют:

- номинальные мощности, максимальный крутящий момент, внешние скоростные характеристики мощности и крутящего момента. Результаты считают подтвержденными, если значение мощности и крутящего момента определены при номинальной и других рабочих частотах вращения и приведены к стандартным атмосферным условиям и отличаются от указанных в нормативно-технической документации на двигатель в пределах ± 2%;
- нагрузочные характеристики, характеристики холостого хода, условные механические расходы, равномерность работы цилиндров, безотказность работы двигателя.

Выводы. В результате проведенных расчетов установлено, что в результате использования технологического процесса импульсного азотирования для упрочнения поршней удельная мощность двигателя выросла на 5 ... 7%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Васенин В.И., Малеев А.В., Шишляев В.Н. Алюминиевый поршневой сплав// Сб. избр. научн. тр. преп. и сотр. каф. «Технол. литейн. пр-ва». Перм. гос. техн ун-т 2004, 13, С.219-221.

2. Aluminium alloy locally having a composite portion. Пат. 5028493 США, кл. C22C21/00. P02P3/00. Опубл. 02.07.91.

3. Yamaguchi Hiroshi. Технология твердого анодирования и испытания покрытия // Intern. Combust. Engine - 1990 - 29, №12-р. 57-62.

4. Чаттерджи-Фишер Р., Эйзел Ф.В., Хоффман Р. и др. Азотирование и карбонитрирование.: Пер. С нем. / Под ред. А.В. Супова. - М.: Металлургия, 1990. - 279 с.

5. Ляшенко Б.А., Рутковский А.В. О достоинствах технологии вакуумного азотирования // Оборудование и инструмент. - 2005. - №12. - С. 45-47.

6. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. - М.: Колос, 1984. - 335 с.

7. Гречихин Л.И. Двигатели внутреннего сгорания. Физические основы технической диагностики и оптимального управления. - Мин.: Навука і тэхніка, 1995. - 270 с.

8. Шароглазов Б.А., Сербин В.М. Тепловое и напряженное состояние поршня дизеля с переменной степенью сжатия. // Двигателестроение. - 1989, - № 10.-С.7-9.

9. Кравченко В.И., Квитка А.Л., Шалай А.Н. Оценка надежности поршней с камерой сгорания типа ЦНИДИ //Двигателестроение - 1991 - №5 - с. 15- 18.

10. Лебедев С.В., Матиевский Д.Д., Лебедева Г. В. Формирование мощностных диапазонов применения конструктивного ряда поршней на дизелях ЧН15/15// Вест. МГТУ, Сер. Машиностр. 2004, №2, с. 121-127, 129.

МОДЕРНИЗАЦИЯ ОТДЕЛЬНЫХ ЧАСТЕЙ КАК НОВЫЙ ПОДХОД УЛУЧШЕНИЯ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ТУРБОНАГНЕТАТЕЛЯ

Матвеев В.В.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Модернизация: решения, сделанные на заказ, значительно улучшают возможности турбонагнетателя. Экономия топлива - это всего лишь один положительный эффект.

Эксплуатанщионщики двигателей во всем мире видели, что их эксплуатационные расходы значительно увеличились за последнее десятилетие, и в основном из-за растущей цены на топливо. Следовательно, эксплуатанщионщики всегда ищут пути решения этих новых задач. Как следствие этой тенденции рынка и поддержки клиентов, компания ABB разработала различные пакеты модернизации турбокомпрессора, обеспечивающие дополнительную ценность для наших клиентов за счет сокращения эксплуатационных расходов.

Как лидер технологии, ABB Turbo-charging постоянно развивает новые компоненты и технологии для дальнейшего повышения возможностей турбонагнетателей и систем наддува.

Реализация этих изменений на существующих платформах турбонагнетателя непосредственно на судне - привлекательный вариант, от которого клиенты могут извлечь выгоду. Доступные решения столь же универсальны, как и ожидания клиентов.

Например, инженеры-разработчики ABB провели компьютерное моделирование по оценке использования новой высокоэффективной компрессорной ступени в существующих турбокомпрессорах. Это оказалось самым перспективным вариантом. Моделирование показало потенциальную экономию топлива около 1%. После проектирования и производства частей, подлежащих модификации, они были установлены при регулярном обслуживании турбонагнетателя для проведения испытания на судне в море. Непосредственные результаты даже немного превысили ожидаемое сокращение потребления топлива.

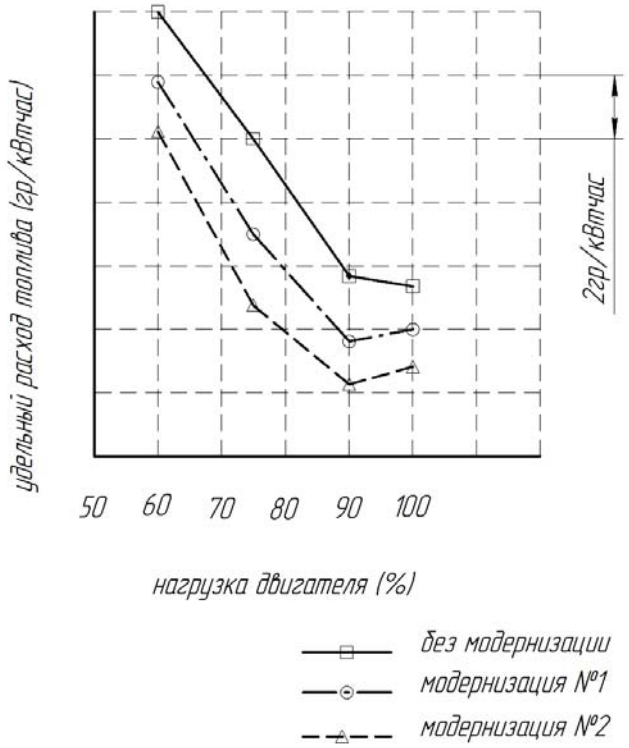


Рисунок 1. Снижение удельного расхода топлива до модернизации и после модернизации

Принимая во внимание, что годовые затраты на топливо для крупных дизельных двигателей могут легко достигать десятков миллионов долларов, экономия в 1% отражает значительную сумму денег.

В качестве вторичного эффекта, уровень температуры отработавших газов снизился примерно на 40 °C после установки новой высокоэффективной ступени компресора. Это окажет положительное влияние на срок службы всех компонентов, подверженных воздействию горячих выхлопных газов, и также будет способствовать сокращению эксплуатационных расходов.

Выше упомянутое обновление является лишь одним из примеров ряда решений, которые может предоставить ABB. Чтобы достичь оптимального решения в данной ситуации, оно должно иметь индивидуальный подход, и только такой технологический лидер, как ABB Turbocharging, может обеспечить его.

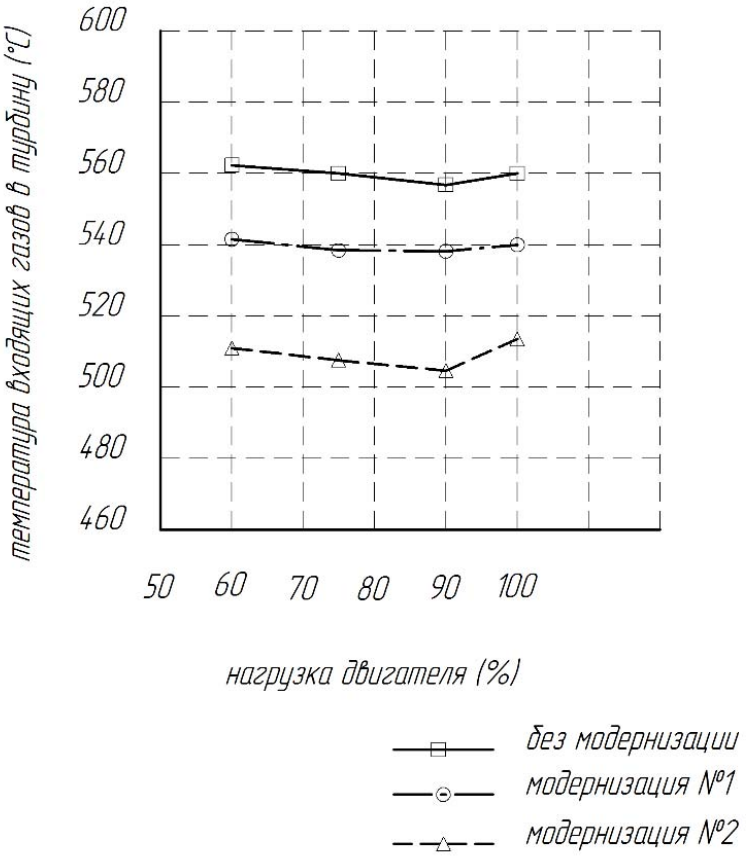


Рисунок 2. Снижение температуры выхлопных газов входящих в турбину

Следующие оптимизации дают представление о том, как обновление может иметь положительный эффект на судовую эксплуатацию:

- снижение расхода топлива.
- более длительное время между капитальными ремонтами.
- повышенная стабильность эффективности.
- снижение тепловой нагрузки компонентов.
- разрешение операционных ограничений.
- конкурентоспособность установки.
- доступность запасных частей.
- снижение выбросов (например, NOx).

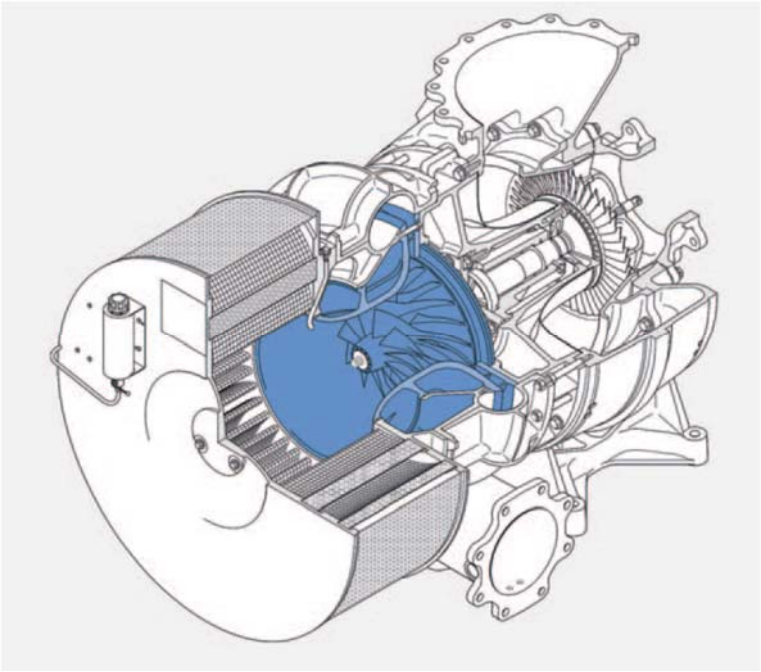


Рисунок 3. TPL-A турбина с новым модернизированным компонентом компрессора

Лучшее решение для обновления должно быть определено в каждом конкретном случае. Во время встреч с заказчиком компания ABB Turbo собирает информацию, необходимую для выбора наиболее перспективного решения для отдельной установки. Во всех случаях двигатель и турбонагнетатель должны хорошо совмещаться. Во многих случаях для достижения максимальных эксплуатационных преимуществ необходима модернизация не только в границах турбокомпрессора, но и задействовать производителя двигателя в качестве специалиста для всей системы.

Говоря об обновлениях, ABB Turbocharging различают разные уровни выполнения:

- замена отдельных компонентов турбонагнетателя;
- полная замена турбонагнетателя на аналогичную или технически оптимизированную версию;
- полная замена турбонагнетателя на новый (одинаковые размеры контура);
- полная замена турбонагнетателя на новый (разные размеры контура).

Самый простой способ - обменивать отдельные компоненты существующего турбокомпрессора. Обычно эти модификации могут быть выполнены при нормальном капитальном ремонте турбонагнетателя без дополнительного простоя двигателя.

В качестве альтернативы существующий турбонагнетатель может быть заменен новым устройством с различными свойствами, такими как ступени компрессора более высокого уровня или ступень турбины, или компоненты со специальными покрытиями. Если внешние размеры и подключаемые позиции похожи, адаптация проста; в противном случае новые элементы адаптера необходимо подключить к новому турбокомпрессору.

Учитывая затраты, срок окупаемости трех лет или менее является реалистичным, и если такие обновления проводятся во время замены вращающихся компонентов, дополнительные затраты на обновление незначительны.

ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВЗ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ОЗОНУВАННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ

Пирисунько М. А., Павленко Д.С., Філєнков В.І., Трохимчук М.В.
Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова
(Україна)

Вступ: Вплив шкідливих викидів суднових дизелів на глобальний екологічний стан повітряного басейну є обмеженим і оцінюється в 5-7% від загальної кількості викидів шкідливих речовин стаціонарними енергетичними установками і сухопутними транспортними засобами. Однак через відносно велику агрегатну потужність суднові дизелі можуть бути основними джерелами забруднення атмосфери в таких локальних зонах як порти, водні акваторії річок, особливо на території міст. Тому вирішення проблеми токсичності випускних газів судновими двигунами регламентується вимогами міжнародної морської організації ІМО.

Актуальність досліджень: Останнім часом в машинобудуванні виріс інтерес до пристроїв, що здатні виробляти озон, за допомогою якого обробляється паливо-повітряна суміш, що надходить в камеру внутрішнього згорання двигуна. Озонні методи інтенсифікації процесу горіння палива дають можливість виправити деякі недоліки існуючих технологій зниження токсичності відпрацьованих газів ДВЗ.

Постановка задачі: Озон є активним натуральним окислювачем, який до того ж не створює небезпечних і шкідливих домішок, зараз він часто застосовується для очищення і знезараження води, видалення солей металів і для дезодорації рідин. Залишається актуальною і проблема очищення повітря за допомогою озонових генераторів. У чистому вигляді в природі озон існує тільки у верхніх шарах атмосфери, ближче до землі він швидко розпадається на молекули кисню і окисляє навколишні речовини. Саме за рахунок окислення і відбувається очищення повітря від неприємних запахів і зважених частинок. Озон здатний видалити з повітря неприємні запахи побутової хімії, відходів, продуктів горіння, газів, ефірних масел і бензолу. Також озон успішно справляється із знищенням фреону-12, сірководня, сірковуглеця і інших шкідливих речовин. Важливо, що після реакцій і видалення забруднень озон розпадається до стану кисню, додатково збагачуючи повітря.

Результати досліджень: Нами запропоновано для поліпшення екологічних показників двигунів внутрішнього згоряння озонування повітряного заряду. Використання імпульсного коронного розряду для розкладання екологічно шкідливих газоподібних з'єднань є перспективним методом. Експериментально підтверджено, що в зоні такого розряду розкладаються летючі органічні сполуки, відбувається доокислення оксидів сірки і азоту NOx, SOx і багатьох інших газоподібних домішок які зустрічаються в відхідних газах ДВЗ.

Висновки: Питання, пов’язані з удосконаленням елементів суднових енергетичних установок, не є новими. Вони постійно викликали і продовжують викликати великий інтерес.Озонні методи інтенсифікації процесу горіння палива дають можливість виправити деякі недоліки існуючих технологій зниження токсичності відпрацьованих газів ДВЗ.

ЛІТЕРАТУРА

1. Авдевин Д.Е. Повышение экологической безопасности дизельних установок судов выбором рациональной технологи нейтрализации оксидов азота в отработавших газах: Дисс. на соиск. учен. степ. к.т.н. – СПб.: СПГУВК, 2003.
2. Ноженко Е.С. Определение допустимих границозонирования дизельного топлива. / Е.С. Ноженко, В.И. Могила, О.Л. Игнатьев, Е.Л. Барышева // Вісник СНУ ім.. Даля – Вип. №4(158) – С. 156 - 160.
3. Ноженко, Е. С. Определениедопустимыхграницозонирования дизельного топлива [Текст] / Е. С. Ноженко, В. И. Могила, О. Л. Игнатьев, Е. Л. Барышева // СНУ ім. Даля. — Луганск, 2011. — № 4(158), Ч. 1. — С. 156–160.
4. Ходаков Ю.С. Оксиды азота и теплоэнергетика. Проблемы и решения. М.: ООО "ЭСТ-М", 2001. - 416 с. Электронный научный журнал http://zhurnal.ape.relarn.ru/articles/2009/ 069.pdf.

ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ ПОЛІМЕРНИХ НАНОКОМПОЗИТІВ СИСТЕМИ ПЕНТАПЛАСТ – ВУГЛЕЦЕВІ НАНОТРУБКИ

Рокицький М.О., Шут М.І., Рокицька Г.В., Сопронюк С.С.
Національний педагогічний університет імені М.П. Драгоманова (Україна)

Розвиток науки і техніки, зокрема, транспорту, потребує неперервного вдосконалення використовуваного обладнання. У зв'язку з цим виникає потреба у вивченні і використанні нових конструкційних матеріалів із абсолютно новими властивостями. Яскравими представниками таких матеріалів, які інтенсивно досліджуються та набули широкого поширення, є композиційні матеріали на основі вуглецевих нанотрубок, які характеризуються високими показниками міцності на надійності.

При всьому комплексі позитивних характеристик, притаманних вуглецевим нанотрубкам їх експлуатаційні характеристики у більшості випадків не дозволяють використовувати їх у складних погодних умовах та агресивних середовищах. Додатковим ускладнюючим їх використання фактором є також висока собівартість виробів з них. У зв'язку із цим актуальною є розробка нових матеріалів, які б були стійкими до дії зовнішнього середовища при відносно низькій собівартості. Такими матеріалами є полімерні композиційні матеріали, в яких у якості дисперсного наповнювача використовуються вуглецеві нанотрубки, а в якості полімерної матриці хімічно стійкі полімери.

В якості полімерної матриці для вивчення та створення таких систем, пропонується використання полімерів, які здатні до кристалізації і мають у своєму складі полярні групи. Яскравим представником таких полімерів є пентапласт.

У даному дослідженні було використано порошкоподібний пентапласт промислового виробництва марки БП. Вихідний порошок диспергували механічним способом із наступним фракціонуванням з використанням лабораторних сит марки УКС-СЛ-200 з діаметром комірок 50 та 40 мкм. Перед пресуванням порошок пентапласту було витримано протягом 24 год при температурі 323 К для видалення летких низькомолекулярних домішок.

В якості наповнювача було використано кислотно очищені від мінеральних домішок багатошарові вуглецеві нанотрубки (ВНТ) із зовнішнім діаметром 10 ÷ 40 нм, питомою поверхнею 200 ÷ 400 $м^2/г$ та питомим електричним опором 0,05 ÷ 0,1 Ом·см.

Зразки системи пентапласт - ВНТ готували у наступному термо-баро-часовому (*T-p-t*) режимі: нагрівання зі швидкістю 3,5 К/хв, витримка при 483 К протягом 15 хв під тиском 20 МПа, охолодження з розплаву з швидкістю 0,5 К/хв, що відповідає найкращим технологічним умовам переробки композиту з урахуванням властивостей як наповнювача, так і полімерної матриці.

Вимірювання температурних залежностей теплопровідності за різного об'ємного вмісту дисперсних наповнювачів ($0 \le \varphi \le 2$ %) в інтервалі температур 293 – 493 К проводили при неперервній зміні температури нагрівника в режимах, близьких до регулярного нагріву з використанням динамічного λ - калориметра, що являв собою модернізований вимірювач теплопровідності "ИТ-λ-400".

Результати досліджень температурних та концентраційних залежностей теплопровідності композитів системи пентапласт – вуглецеві нанотрубки виявили характер взаємовпливу компонентів системи, що свідчить про їх активну взаємодію, яка, в свою чергу, позитивно впливає на значення коефіцієнта теплопровідності виробів при збереженні міцнісних характеристик.

Таким чином, було розроблено нові полімерні композиційні матеріали з оптимальним комплексом поліфункціональних і високими показниками експлуатаційних властивостей.

СПОСОБИ ПІДВИЩЕННЯ МІЦНОСТІ ПОЛІКРИСТАЛІЧНИХ МАТЕРІАЛІВ НА ОСНОВІ АЛМАЗУ

Русінова Н. О.
Інститут надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля НАН України (Україна)

Сучасний розвиток виробництва бурового та різального інструменту тісно пов′язаний із застосуванням полікристалічних матеріалів на основі алмазу [1–3]. Оснащення інструменту надтвердими різальними вставками сприяє значному підвищенню його ефективності. Можливі способи підвищення міцності композитів на основі алмазу, отриманих при спіканні за умов високого тиску, потребують подальшого всебічного вивчення.

Накопичено багато матеріалу, згідно з яким завдяки вибору нового складу компонентів просочуючого шару та їх співвідношення підвищується міцність композиційного матеріалу внаслідок посилення взаємозв'язку компонентів системи. Так, додаткове введення порошків титану або діоксиду титану (TiO_2), молібдену (Mo) та/або алюмінію (Al) зумовлює зміцнення матеріалу [4]. Підвищити міцність та термостабільність полікристалічного композиційного матеріалу можна також спіканням, за якого як добавки використовують карбіди і/або оксиди перехідних металів. У результаті забезпечується запобігання рекристалізації при спіканні, знижується поруватість та зникає негативний вплив сторонніх домішок і включень на формування структури, а за рахунок додаткового введення до добавок кремнію, бору, графіту або їх суміші ще інтенсивніше підвищується термостабільність [5], а при отриманні композиційного матеріалу в умовах високого тиску при просочуванні порошку алмазу кремнієм з введенням добавок до просочуючого шару, а саме нанопорошків алмазу, на 30% підвищується середня міцність композиційного матеріалу при випробуванні на стискання. Так, у разі введення до просочуючого шару нанопорошку алмаза 20% мас. статична міцність за одноосьового стискання (P = 7,1кН) в 1,3 рази перевищувала аналогічний показник матеріалу, отриманого без додавання домішки до просочуючого шару (P = 5,3кН). Необхідно зауважити, що отримані матеріали не відрізняються від традиційних за щільністю (відповідно 3,43±0,02 та 3,45±0,03 г/см^3) та твердістю (відповідно 55±7 та 52±7 ГПа) [6].

Доведено, що на міцність отримуваних полікристалічних матеріалів на основі алмазу впливають умови спікання, а саме тиск та температура. Встановлено, що внаслідок удосконалення умов одержання композиційного матеріалу на основі алмазу завдяки вибору режиму нагрівання алмазної маси збільшилась площа контакту на межах алмазних частинок і як наслідок уможливилось підвищення його міцності [7]. Оптимізація способу одержання композиційного матеріалу на основі алмазу включає формування алмазної маси з порошку алмазу та просочуючого шару із суміші порошків кремнію, графіту та нанопорошку алмазу, нагрівання цієї системи при тиску не менше 2,5 ГПа до температури, достатньої для плавлення кремнію, і витримуванні за цієї температури перед нагріванням системи до температури, достатньої для плавлення кремнію, її нагрівають до температури, яка відповідає області спікання алмазів та витримують при цій температурі упродовж 40–60 с [8]. Іншими словами, одержання матеріалу здійснювалось шляхом двостадійного спікання композиту, за якого відбувається підвищення міцності матеріалу на 25-30%.

Вкотре доведено вплив на міцність отримуваного полікристалічного матеріалу на основі алмазу (АПКМ) введення добавки, що активізує процес спікання. Дослідження структури та складу АПКМ, отриманого в системах $C_{алм}$ – Co та $C_{алм}$ – Co-34Ni довели, що підвищення міцності відбувається при використанні як активуючої спікання добавки кобальту та суміші кобальту з нікелем. Отриманий матеріал використовують для оснащення коронок для буріння порід осадочного типу [9; 10].

Формування міжалмазних меж визначається переважно розвитком масоперенесення в місцях взаємного мікроіндентування зерен. Такі добавки як кобальт та нікель, при

спіканні в міжзеренних проміжках відіграють роль технологічного середовища, де відбувають взаємодія в системі алмаз - добавка і перекристалізація через рідку фазу, джерелом якої є кобальт та нікель. Це зумовлює до виникнення зв'язків алмаз - алмаз та підвищення міцності матеріалу. Із введення кобальту та нікелю підвищується в'язкість матеріалу (зменшується його крихкість) та відповідно міцність. Крім того, сплав кобальту з нікелем в умовах високого тиску і високої температури краще змочує алмазні зерна, ніж тільки кобальтом.

Із введенням тугоплавких карбідів, таких як WC, так само підвищується міцність внаслідок утворення розчинів WC-Co аналогічно процесу, що відбувається у твердих сплавах типу ВК 15, ВК 20. Це сприяє заглушенню формування мікротріщин у міжзеренних проміжках. Відомо, що високі фізико-механічні властивості полікристалу визначають наявністю неперервного каркасу алмазних часток, насамперед, з формуванням зв'язку алмаз – алмаз належить пластичній деформації алмазних частинок під дією високого тиску та високої температури.

Відомі дані [11] про отримання надтвердих композиційних матеріалів, що відрізняються від існуючих надтвердих матеріалів за допомогою «безусадочной» технології. Зазначений метод полягає в отриманні композиційних матеріалів без застосування високого тиску шляхом реалізації хімічних реакцій в об′ємі заготовки. Саме правильний вибір хімічної реакції сприяє отриманню виробу необхідного складу та структури. Згідно із зазначеними даними твердість матеріалу за Кнуппом становить 50 - 55 ГПа. Іншими словами, без застосування виского тиску відбувається зрощення алмазних зерен, що в подальшому забезпечує високу міцність отримуваного матеріалу. При цьому не наводиться навантаження на індентор, при якому отримується зазначена висока твердість отримуваного матеріалу (виробу). Проте наведені в [4; 5; 7–10] дані свідчать про те, що пластична деформація, яка призводить до зрощення зерен алмазу, а саме утворення каркасу з алмазних зерен, можлива лише в умовах високого тиску та високої температури.

Відомо два способи отримання надтвердих композиційних матеріалів в умовах високого тиску та високої температури. Згідно з першим способом підготування шихти (алмазної маси та домішок) відбувається тривалим її змішуванням; згідно з другим формується алмазна маса та просочуючий шар (кобальт, кремній) у кількості, достатній для просочування алмазної маси, потім за підвищеного тиску впорядковуються частинки, а в подальшому при підвищенні температури просочення складових просочуючого шару алмазної маси складовими просочуючого шару, при цьому під дією пластичної деформації частинки алмазу зрощуються. При цьому зносостійкість зразків, що отримують спосібом просочення алмазної маси активуючими спікання добавками вище на 30–40%, ніж зносостійкість зразків, отриманих за допомогою довготривалого змішування шихти.

Відомо, що при спіканні алмазних порошків можливо управляти структурою та властивостями полікристалів за рахунок розміру зерна порошку алмазу, що використовується. Доведено [12], що складові фаз, пористість та мікроструктура фаз - це основні фактори, що впливають на механічні властивості композитів на основі алмазу. Всі ці фактори одночасно змінюються, коли змінюється розмір зерна алмазу у порошку алмазу, що використовується. Зразки, що отримані з порошку алмазу з більшим початковим розміром зерна, мають більшу міцність внаслідок меншої пористості та меншого місту SiC. Крупнозеренні композити застосовують у разі неохідності високої міцності, проте дрібнозеренні використовують в тих випадках, коли бажано підвищена в′язкість руйнування.

Таким чином, наведений огляд дозволяє визначити перспективні шляхи підвищення міцності алмазних композиційних матеріалів при спіканні в умовах високого тиску.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бочковский А.М. Алмазные комбинированные вставки для бурового инструмента // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его

изготовления и применения: Сб. науч. тр. – К.: ИСМ им. В.Н. Бакуля НАН Украины, 2005. – С. 75–77.

2. Богданов Р.К., Закора А.П, Исонкин А.М. Буровой инструмент из алмазного композиционного термостойкого материала // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения: Сб. науч. тр. – К.: ИСМ им. В.Н. Бакуля НАН Украины, 2004. – С. 18–21.

3. Богданов Р.К., Дутка В.А., Закора А.П. К вопросу оснащения сверхтвердыми материалами инструмента для бурения скважин в породах средней твердости // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения: Сб. науч. тр. – К.: ИСМ им. В.Н. Бакуля НАН Украины, 2005. – С. 78–82.

4. Пат. № 65297 Україна, 7 С22 С 26/00. Спосіб одержання композиційного матеріалу на основі алмазу / О.О. Шульженко, В.Г. Гаргін. - 2004.- Бюл. № 3.

5. Пат. на винахід № 86321, МПК (2009) С01В 31/06 (2008.01). Спосіб одержання композиційного матеріалу на основі порошку алмазу / О.О. Шульженко, В.Г. Гаргін, Н.О. Русінова та ін. – Опубл. 10.04.2009, Бюл. № 7.

6. Влияние некоторых добавок на прочность и электрофизические свойства композита алмаз-карбид кремния. / А.А. Шульженко, В.Г. Гаргин, А.А. Бочечка, Л.А. Романко // Синтез, спекание исвойства сверхтвердых материалов. - К., 2000. – С. 79 - 88.

7. Пат. № 34174А Україна, М. кл^6 С22С 26/00. Спосіб одержання композиційного матеріалу на основі алмазу / М.В. Новіков, О.О. Шульженко, В.Г. Гаргін, О.О. Бочечка. - Опубл. 15.02.2001; Бюл. № 1.

8. Пат. на корисну модель № 21897, МПК (2006) С01В 31/00 (2007.01). Спосіб одержання композиційного матеріалу на основі алмазу / О.О. Шульженко, В.Г. Гаргін, Н.О. Русінова. – Опубл. 10.04.2007; Бюл. № 4.

9. А.А. Шульженко, В.Г. Гаргин, Н.А. Русинова, А.С. Осипов и др. Алмазный поликристаллический композиционный материал и его свойства // Сверхтвердые материалы: Сб. науч. тр. – К.: ИСМ им. В.Н. Бакуля НАН Украины, 2010. – №6. – С. 3-14.

10. А.А. Шульженко, Р.К. Богданов, В.Г. Гаргин и др. Алмазный поликристаллический материал для оснащения бурового инструмента // Породообразующий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения: Сб. научн. тр. – К.: ИСМ им. В.Н. Бакуля НАН Украины, 2007. – Вып. 10. – С. 189-196.

11. С.К. Гордеев, А.Ю. Ежов А. Ю., Т.Д.Каримбаев и др. Дисперсно-упрочненные композиции алмаз-карбид кремния – новые материалы для машиностроения // Композиты и наноструктуры. - 2015. – Т. 7, № 2, С. 61 - 71.

12. Properties of nanostructured diamond-silicon carbide composites sintered by high pressure infiltration technique. G.A. Voronin, T.W. Zerdaa, J. Gubicza, T. Ungár,.N. Dub. J. Mater. Res., Vol. 19, No. 9, Sep 2004.

ПІДВИЩЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ДВОТАКТНОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

Самарін О.Є.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. Відомо двотактний дизель з наддувом, що складається з поршня, розташованого у циліндровій втулці, яка накрита кришкою циліндра, у середині якої встановлено випускний клапан, навколо якого розташовані паливні форсунки, а також колектора випускних газів, газотурбокомпресора, охолоджувача наддувного повітря і ресивера наддувного повітря [1].

Недоліком такого двотактного дизеля з наддувом є те, що в нижній частині циліндрової втулки розташовані продувні вікна, які утворюють втрачений об’єм циліндра, що зменшує потужність двигуна.

Малий тиск продувного повітря не забезпечує повного очищення циліндрової втулки від продуктів згорання, що також зменшує потужність двигуна. При такому тиску не забезпечується інтенсивне перемішування продувного повітря з паливом. Тому для повного згорання палива необхідно забезпечити підвищений коефіцієнт надлишку повітря, що приводить до зростання спожитої потужності, маси і габаритних розмірів газотурбокомпресора.

Враховуючи масове використання на суднах дизельних двигунів з наддувом, проблема підвищення їх потужності без збільшення габаритних розмірів і маси є актуальною.

Актуальність досліджень. Залежно від типу приводу нагнітачів повітря наддув суднових двигунів прийнято поділяти на механічний, газотурбінний і комбінований [2, 3].

Механічний наддув - стиснення повітря від атмосферного тиску до тиску наддуву здійснюється в наддувноме агрегаті (компресорі) відцентрового або об'ємного типу, що приводиться в дію через зубчасту або ланцюгову передачу від валу двигуна.

Оцінка ефективності механічного наддуву може бути здійснена шляхом аналізу механічного ККД двигуна з механічним наддувом. Застосування механічного наддуву обмежується помірними значеннями тиску наллуву 0,15…0,16 МПа.

До переваг механічного наддуву відносяться конструктивна простота, відносно невисока вартість додаткового обладнання і надійність.Механічний наддув звстосовується в основному в двигунах малої потужності або в потужних двотактних двигунах в комбінації з системою газотурбінного наддуву.

Газотурбінний наддув - стиснення повітря від атмосферного тиску до тиску наддуву здійснюється у наддувочному агрегаті, що представляє собою відцентровий компресор, об'єднаний з газовою турбіною. У турбіні, встановленій у випускному тракті двигуна, використовується значна частина енергії випускних газів, яка в двигунах без наддуву зазвичай втрачається в атмосферу. Оскільки привід компресора здійснюється турбіною, відпадає необхідність у відборі потужності від двигуна. При газотурбінному наддуві з ростом тиску у компресорі потужність механічних втрат не змінюється, а індикаторна потужність збільшується. У результаті механічний ККД двигуна зростає, а питома ефективна витрата палива відповідно знижується. У цьому полягає істотна перевага газотурбінного наддуву, що вигідно відрізняє його від механічного.

Комбінований наддув - стиснення повітря відбувається в турбонаддувному агрегаті і в приводному нагнітачі, в якості якого в двотактному двигуні зазвичай використовують підпоршневі порожнини циліндрів.

Залежно від способу включення в систему повітряпостачання агрегатів наддувного повітря в двотактних двигунах застосовували такі види комбінованого наддуву: послідовний (стиснення в ГТК, потім в навішеному компресорі або подпоршневій

порожнині), паралельний (стиснення в ГТК і в подпоршневій порожнині здійснюється паралельно).

Оскільки при комбінованому наддуві не вся енергія, необхідна для стиснення повітря до тиску наддуву, відбирається від вала двигуна, а лише її частина, яка визначається витратою потужності на стискання в приводному нагнітачі, то при рівних умовах механічний ККД двигуна з комбінованим наддувом більше механічного ККД двигуна з механічним наддувом і менше механічного ККД двигуна з газотурбінним наддувом.

Таким чином, із зіставлення систем механічного, газотурбінного і комбінованого наддуву видно, що найбільш перспективним є газотурбінний наддув, чим і визначається його переважне застосування в суднових двигунах. До комбінованого наддуву вдавалися в тих випадках, коли енергії газів було недостатньо для реалізації газотурбінного наддуву.

У всіх відомих двотактних дизельних двигунах продування циліндрів відбувається через продувні вікна, розташовані у нижній частині циліндрової втулки. Вікна займають частину циліндра, що зменшує корисний об'єм втулки і потужність двигуна.

Очищення циліндра відбувається тільки за рахунок подачі продувного повітря. Витискання продуктів згорання поршнем не використовується.

Продувне повітря, що подається при відносно незначному тиску, частково перемішується з відпрацьованими газами і не забезпечує повного очищення циліндрової втулки від продуктів згорання, що також зменшує потужність двигуна.

Існуюча система не забезпечує надійного продування циліндрів на перехідних режимах і режимах часткового навантаження двигуна. Тому додатково необхідно застосовувати продувні агрегати з електроприводом, що включаються автоматично.

Мета та задачі проведення досліджень. Створити такий двотактний дизель з наддувом, циліндри якого не мають втраченого об'єму, а продувне повітря подається з акумулятора з підвищеним тиском.

Для досягнення поставленої мети необхідно провести аналіз конструкції існуючих систем наддуву двотактних дизелів.

Рішення поставленої задачі. Пропонується між охолоджувачем наддувного повітря 8 і акумулятором наддувного повітря 9 встановити додатковий компресор 10, а на кришці циліндра 3 навколо випускного клапана 4 між паливними форсунками 5 розташувати продувні сопла 11, з'єднані з ресивером наддувного повітря 9 через блок управління подачі надувного повітря 12 (рис. 1).

Встановлення додаткового компресора 10 між охолоджувачем наддувного повітря 8 і акумулятором наддувного повітря 9 дозволяє підвищити тиск надувного повітря, що подається у циліндр.

Розташування продувних сопел 11 на кришці циліндра 3 навколо випускного клапана 4 між паливними форсунками 5 дозволяє рівномірно заповнювати циліндр продувним повітрям і максимально очищати його від продуктів згорання.

З'єднання продувних сопел 11 з акумулятором наддувного повітря 9 через блок управління подачі надувного повітря 12 дозволяє регулювати кількість і час подачі продувного повітря у циліндр.

На рис..1 показано схему двотактного дизеля з наддувом, а по виду А показано розташування випускного клапана, форсунок і продувних сопел.

Двотактний дизель з наддувом складається з поршня 1, розташованого у циліндровій втулці 2, яка накрита кришкою циліндра 3, у середині якої встановлено випускний клапан 4, навколо якого розташовані паливні форсунки 5, а також колектора випускних газів 6, газотурбокомпресора 7, охолоджувача наддувного повітря 8 і акумулятора наддувного повітря 9.

Між охолоджувачем наддувного повітря 8 і акумулятором наддувного повітря 9 встановлено додатковий компресор 10, а на кришці циліндра 3 навколо випускного клапана 4 між паливними форсунками 5 розташовано продувні сопла 11, з'єднані з акумулятором наддувного повітря 9 через блок управління подачі наддувного повітря 12.

Двотактний дизель з наддувом працює наступним чином.

Перший такт - продування і стиснення.

При русі поршня 1 у циліндрі 2, накритому кришкою циліндра 3, від НМТ до ВМТ продукти згорання витискаються через відкритий випускний клапан 4 у колектор випускних газів 6.

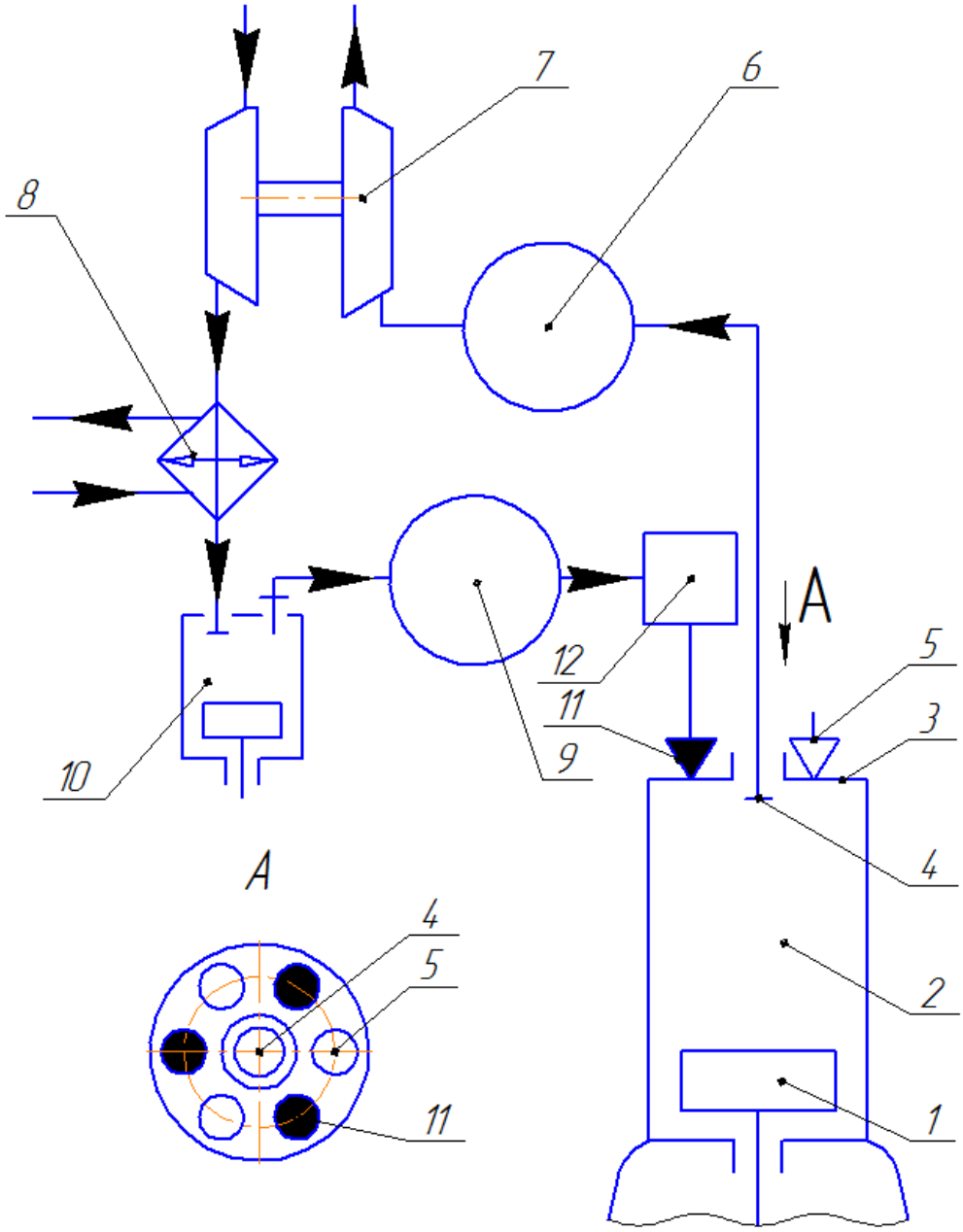


Рисунок 1. Схема акумуляторного наддуву двотактного дизеля: 1 – поршень; 2 - циліндрова втулка; 3 - кришка циліндра; 4 - випускний клапан; 5 - паливна форсунка; 6 - колектор випускних газів; 7 – газотурбокомпресор; 8 - охолоджувач наддувного повітря; 9 - акумулятор наддувного повітря; 10 - додатковий компресор; 11 - продувні сопла; 12 - блок управління

При відкритті продувних сопел 11 блоком управління подачі наддувного повітря 12, повітря з ресивера наддувного повітря 9 під тиском поступає на зустріч поршню 1 до тих пір, поки не витисне продукти згорання і не заповнить весь об’єм циліндра 2.

Після закриття випускного клапана 4 паливні форсунки 5 впорскують паливо в циліндр, де воно згорає.

Другий такт - робочий хід.

Утворені продукти згорання тиснуть на поршень 1, який рухається від ВМТ до НМТ. У районі НМТ відкривається випускний клапан 2 і продукти згорання під дією залишкового тиску вільно виходять через нього у колектор випускних газів 6.

З колектора 6 випускні гази потрапляють у газотурбокомпресор 7, який подає свіже повітря в охолоджувач наддувного повітря 8, з якого воно потрапляє у додатковий компресор 10, де повітря стискається і поступає у ресивер наддувного повітря 9.

Висновки та рекомендації. Продування циліндрової втулки через сопла, розташовані у кришці циліндра, дозволить відмовитись від продувних вікон у нижній частині втулки, що збільшить робочий об'єму циліндра і потужність двигуна.

Застосування акумулятора наддувного повітря дозволить подавати свіже повітря з підвищеним тиском і за менший час, що зменшує частку залишкових газів у циліндрі після продування , що також сприяє підвищенню потужності.

З урахуванням того, що акумулятор надувного повітря – це об'єкт підвищеного тиску, на ньому має бути встановлено запобіжний клапан і манометр, що контролює тиск. По конструкції акумулятор може бути виконаний у вигляді товстостінної труби.

Застосування блоку управляння дозволяє регулювати час і об'єм свіжого повітря, що подається у циліндри. Таке рішення забезпечує задовільне продування циліндрів на всіх режимах роботи двигуна.

Найбільшого ефекту можна досягнути при комплексному застосуванні акумуляторної системи продування з акумуляторною системою подачі палива у циліндри. Це дозволить подавати необхідну кількість палива і об'єм повітря у встановлений період часу.

Запропонована система продування циліндрів може бути адаптована до вже існуючих двотактних двигунів. Для її впровадження необхідно замінити циліндрові втулки і кришки циліндрів та встановити додатковий компресор, акумулятор надувного повітря і блок управління.

Застосування запропонованого рішення дозволить підвищити потужність двотактного дизеля з наддувом за рахунок збільшення робочого об'єму циліндра і зменшення залишкових газів у циліндрі після продування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Самсонов В.И., Худов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов. Учебник для высш. учеб. заведений. - 2-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1990. – 368 с.

2. Возницкий И.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания, том.1: М. Моркнига, 2008.-282 с.

3. Возницкий И.В., Пунда А.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания, том 2: М. МОРКНИГА, 2008, - 470 с.

К ВОПРОСУ УЛУЧШЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПРИМЕНЕНИЕМ ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПРИВОДА ВЕДУЩИХ СТОЕК

[1]Скалыга Н.Н., [1]Рудинец Н.В., [1]Бодак В.И., [2]Вербовский В.С., [3]Белоусов Е.В., [3]Грицук И.В.
[1]Луцкий национальный технический университет (Украина)
[2]Институт газа Национальной Академии Наук Украины (Украина)
[3]Херсонская государственная морская академия (Украина)

Традиционные компоновочные схемы дорожно-транспортных средств (ДТС) предусматривают необходимость наличия на борту платформы соответствующих мест для размещения элементов силового блока. Это влечет за собой уменьшение общего объема рабочего пространства платформы, порою весьма существенное, который мог бы быть использован для коммерческой загрузки. Поэтому, как считают разные исследователи [1-6], разрешение вопросов, связанных с увеличением полезного коммерческого объема ДТС при неизменных его габаритах и повышение общего КПД трансмиссии является одним из актуальнейших вопросов развития транспорта на сегодняшний день, требующих стратегического решения.

Целью работы на данном этапе исследований является обоснование возможности реализации концепции создания платформы с ведущими стойками на базе модуля «паросиловой блок + упругие элементы + вариатор (механизм сцепления) + передача на колесо» для улучшения экономических и экологических показателей ДТС.

Широкораспространенные сегодня схемы трансмиссий не позволяют использовать всю эффективную мощность ДВС для прямого привода ведущих колес. Это происходит именно из-за потерь в звеньях трансмиссии [1-6]. Эти потери нельзя не учитывать, так как они существенно влияют на линейный расход топлива. При этом, наименьшими потерями обладает трансмиссия с механической коробкой перемены передач (КПП) – до20% для автомобилей колесной формулы 4х2 и до 30% у полноприводных автомобилей. У автомобилей с автоматической трансмиссией эти потери больше порядка на 5%, при прочих равных условиях [3].

Улучшить экономические и экологические показатели ДТС, устранить либо значительно уменьшить недостатки использующихся различных традиционных схем трансмиссии [1-6], по мнению авторов, можно было бы путем применения отдельных ведущих стоек. Такая схема, в общем виде, предполагает, что силовой блок вместе с упругими элементами стойки будет интегрирован в единый модуль привода отдельных колес ведущей оси.

Для анализа возможности реализации данной концепции улучшения экономических и экологических показателей ДТС путем применения ведущих стоек в качестве прототипа была избрана платформа автомобилей, типа Audi Quattro со следующими усредненными техническими характеристиками: мощность двигателя 147,1кВт/6300мин$^{-1}$; максимальный крутящий момент 285Нм/3500мин$^{-1}$; максимальная скорость 222км/час; разгон от 0 до 100км/час – 6,7с. При этом средняя масса двигателей такого типа составляет 210кг, а коробки передач и раздаточной коробки – 50кг. То есть, для обеспечения необходимых тягово-скоростных характеристик платформы к каждому колесу, в идеале, нужно подвести 25,7кВт, с учетом возможных потерь в элементах трансмиссии.

С учетом массы двигателя и основных агрегатов трансмиссии, приведенная удельная мощность, приходящаяся на каждое ведущее колесо, составит около 0,4кВт/кг.

Первый этап исследований после отработки основных ключевых моментов концепции был посвящен краткому анализу удельных показателей применяемых в современных ДТС силовых агрегатов различного типа, с целью их возможного использования для привода ведущих стоек.

Следующим этапом стало проведение комплекса исследований по созданию 3D модели ведущей стойки с приводом от паросиловой установки. Программа исследований состояла из таких основных блоков: разработка варианта парового двигателя для привода ведущей стойки; эскизная 3D проработка элементов ведущей стойки в усредненном габаритном диапазоне стандартной колесной стойки автомобильной платформы, типа Audi Quattro; разработка математической модели для исследования влияния использования ведущих стоек с приводом от паросиловой установки на показатели эксплуатационных свойств автомобиля.

В качестве рабочей машины паросиловой установки для привода ведущей стойки было решено использовать роторно-поршневой двигатель (схема Ванкеля). При этом предполагалось, что рабочий процесс такой паросиловой установки будет осуществляться аналогично поршневым классическим, то есть по двухтактному циклу двухстороннего действия. В тоже время принято допущение, что в качестве источника пара целесообразно использовать парогенератор, типа Saab, запитывающий приводы двух ведущих стоек одной оси.

С целью снижения критических параметров пара, необходимых для достижения соответствующих показателей удельной мощности ведущей стойки, принято решение использовать в качестве преобразователя крутящего момента тороидный вариатор. На последний, кроме того, возложены еще функции механизма сцепления и заднего хода.

Целью эскизной 3D проработки конструктивной конфигурации элементов ведущей стойки было стремление вписать их в усредненные габаритные рамки стандартной стойки автомобиля, типа Audi Quattro с сохранением необходимых эксплуатационных свойств. Результаты предварительного 3D моделирования подтвердили принципиальную возможность создания ведущей стойки с приводом от паросиловой установки в массово-габаритных параметрах, соответствующих стандартным усредненным стойкам автомобиля, типа Audi Quattro.

В основу математической модели положено допущение о ездовом цикле ДТС, описанном в ряде источников и состоящим из этапов разгона с переключением передач, установившегося движения и выбега. При этом в математическую модель внесены изменения и дополнения, касающиеся специфики, присущей работе паросилового агрегата.

Выводы. Анализ результатов исследований позволяет сделать предварительный вывод о возможности улучшения экономических и экологических характеристик ДТС путем создания платформы на базе отдельных ведущих стоек с их приводом от паросиловой установки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ю. Мацкерле. Современный экономичный автомобиль. Перевод с чешского В.Б. Иванова Под редакцией канд. техн. Наук А.Р. Бенедиктова. М., Машиностроение, 1987.

2. Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия: [Учеб. пособие для спец. «Автомобили и тракторы»/А. И. Гришкевич, В. А. Вавуло, А.В. Карпов и др.]; Под ред. А. И. Гришкевича. – Мн.: Выш. шк., 1985 – 240 с., ил.

3. Гришкевич А. И. Автомобили: Теория: Учебник для ВУЗов.: – Минск: Выш. шк., 1986. – 208 с.: ил.

4. "Электромобиль: техника и экономика", В. А. Щетина, Ю. Я. Морговский, Б. И. Центер, В. А. Богомазов, Ленинград, 1987г., Машиностроение.

5. Tesla Model S – Best Car Ever! Frank van Gilluwe, Kim Rogers ISBN: 978-0-9860689-0-4.

6. И.Я. Рытвинский. Автомобиль за 100 лет. – М. Высш. шк., 1991.

ТЕПЛОЄМНІСТЬ ПОЛІМЕРНИХ НАНОКОМПОЗИТІВ СИСТЕМИ ПОЛІХЛОРТРИФТОРЕТИЛЕН - ДІОКСИД ОЛОВА

Тульженкова О.С., Рокицький М.О., Шут А.М.
Національний педагогічний університет імені М.П. Драгоманова (Україна)

Композиційні матеріали на основі полімерів знаходять широке застосування в суднoремонті та суднобудуванні. Одним із перспективних матеріалів, на основі якого розробляються композиційні системи, є поліхлортрифторетилен (ПХТФЕ). Використання композитів на основі ПХТФЕ дозволить вирішити ряд питань, пов'язаних з проблемами енергозбереження, надійності та безпеки енергетичних установок і допоміжного обладнання на транспорті. Введення до складу композитів на основі ПХТФЕ оксидних наповнювачів в перспективі дозволить повною мірою використати весь комплекс позитивних характеристик, притаманних як полімерному матеріалу так і дисперсному наповнювачу. У даній роботі нами було досліджено композиційну систему на основі ПХТФЕ та діоксиду олова (SnO_2), що з успіхом може використовуватись на транспорті.

Суміш ПХТФЕ з розміром частинок 200 нм за формою близькою до сферичної та SnO_2 з розміром частинок 40 ÷ 150 нм гомогенізували в рідинному акустичному середовищі і після термообробки в термовакуумній шафі пресували з розплаву полімеру в однакових термобаричних умовах (T = 513 К, p = 32 МПа), що відповідає технологічним умовам переробки ПХТФЕ у вироби при об'ємних концентраціях SnO_2 0 ÷ 54 % (об.).

Дослідження питомої теплоємності в інтервалі температур 74 – 493 К проведено за допомогою диференціального скануючого калориметра Кальве, модифікованого для визначення теплофізичних та релаксаційних параметрів полімерних матеріалів. Густину і пористість визначено методом гідростатичного зважування.

В результаті проведення експериментальних досліджень температурних та концентраційних залежностей питомої теплоємності композитів, було виявлено, що на відповідних графічних залежностях спостерігаються характерні піки плавлення матриці в інтервалі температур ≈ 443 ÷ 489 К з відповідними питомими теплотами плавлення.

Аналіз залежностей показує, що для малих концентрацій ПХТФЕ 0 ÷ 3% (об.) температура плавлення змінюється слабко. Для інтервалу концентрацій 3 ÷ 20% спостерігається помітне зростання температури плавлення матриці, що відповідає досягнення порогу перколяції та його розвитку. Це підтверджується зростанням густини системи, пов'язаним із розвитком переходу все більшого об'єму матриці у стан поверхневого шару. Однак після концентрації ≈ 20% (об.) температура плавлення помітно знижується (з ≈ 489 К до 479 К), що відповідає припиненню зростання густини системи в цьому інтервалі концентрацій не дивлячись на збільшення кількості більш щільного наповнювача (SnO_2) в об'ємі менш щільної матриці (ПХТФЕ).

Крім того, на температурних залежностях питомої теплоємності в областях температур ≈ 343 ÷ 443 К спостерігаються максимуми. Як свідчать результати, ці піки відносяться до властивостей чистого SnO_2, оскільки спостерігаються саме на його калориметричній кривій у чистому вигляді, а яскравість їх прояву зростає із ростом концентрації наповнювача.

Особливу увагу викликає потужне зменшення питомої теплоємності в інтервалі плавлення, що яскравіше проявляється при збільшенні концентрації наповнювача. Такий процес може однозначно спостерігатися лише при наявності структурних перетворень із виділенням кількості теплоти.

Калориметричні дослідження композиту свідчать про наявність таких структурних перетворень в SnO_2 в діапазоні температур 343 – 443 К, які супроводжуються виділенням теплоти в зоні плавлення та вище, що призводить до значного падіння питомої теплоємності.

ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРОДІАЛІЗНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ДЛЯ ПОПОВНЕННЯ ЗАПАСІВ ПРІСНОЇ ВОДИ ПРИ СПАЛЮВАННІ ВОДОПАЛИВНИХ ЕМУЛЬСИЙ

Шевченко В.В., Філіпщук О.М., Горячкін В.Ю.
Національний університет кораблебудування, Херсонська філія (Україна)

Вступ. При спалюванні важких сірчистих палив зростає швидкість низькотемпературної корозії (НТК) до 1,2 мм/рік низькотемпературних поверхонь нагріву (НТП) при температурах стінки $t_{ст}$ нижче 140…120 °С, що істотно знижує їх надійність і довговічність, обмежує можливості зниження температури вихідних газів $\vartheta_{вих}$ і, отже, підвищення ККД ДВЗ і котлів та економії палива при експлуатації СЕУ. При цьому зростає і швидкість високотемпературної корозії елементів ДВЗ, ГТД, котлів, що призводить до зниження надійності і довговічності їх роботи.

Актуальність досліджень. Загальновизнаним напрямом підвищення ефективності використання палив з погляду енергозбереження і захисту навколишнього середовища вважається спалювання важких мазутних палив у вигляді водопаливних емульсій (ВПЕ): при вмісті води до 10…25 % коефіцієнт корисної дії ДВЗ й котлів за рахунок поліпшення процесів горіння може навіть підвищуватися. Збільшення вмісту води в емульсії до 20…50 % призводить зменшення вмісту токсичних компонентів (NO_x, SO_x, CO, бенз(а)пірену). При водовмісті 25…30 % має місце зменшення інтенсивності корозійних процесів, насамперед низькотемпературних поверхонь нагріву (до 015 мм/рік) при спалюванні ВПЕ з водовмістом ~30%, оскільки саме вони визначають не тільки надійність роботи котлів при глибокій утилізації димових газів, але й температуру вихідних газів, економічні показники та, як наслідок, ефективне використання палива і вторинних енергоресурсів СЕУ.

Досліджено вплив солевмісту ВПЕ на швидкість високотемпературної корозії (ВТК) в залежності від впливу солевмісту ВПЕ. Результати проведених експериментальних і розрахунково-теоретичних досліджень інтенсивності коррозійних процесів дозволили визначити необхідну якість води, що використовується для приготування ВПЕ. На підставі аналізу статистичних даних і результатів експериментальних досліджень швидкостей високотемпературної корозії сталей 1Х18Н10Т и сталі 20 в елементах СЕУ при спалюванні з надлишком повітря α = 1,5 и 3,0 ВПЕ W^r = 30 % з солевмістом в діапазоні 16,9 … 490 мг/л. Побудовані номограми предоставляют можливість вибору допустимого солесовмісту ВПЕ в залежності від швидкості ВТК для вуглецевої сталі 20 і аустенитної сталі Х18Н10Т при різних температурах металу стінки поверхні нагріву і надлишках повітря різних марок сталі. Ці номограми дозволяють визначити солевміст ВПЕ, при якому при заданій температурі металу поверхні нагрівання забезпечується допустима швидкість ВТК даної марки сталі; по солевмісту різних видів води, яку можливо отримати на судні і застосувати для приготованя ВПЕ з W^r = 30 %, визначити ймовірну швидкість ВТК при визначеній температурі металу и заданому значенні надлишку поавітря α; визначити допустимий діапазон солевмісту суміші різних видів води, що маються на судні, які належить и можно застосувати для вогневого знешкодження у складі ВПЕ при забезпеченні допустимих меж швидкостей ВТК.

В зв’язку зі спалюванням ВПЕ з водовмістом 30% (водопаливне відношення 42%) необхідно мати дані з можливості одержання на судні додаткової кількості прісної води відповідної якості. Практично відсутні конкретні відомості з якості та кількості води, що необхідна для підготовки ВПЕ в умовах використання високоефективних ДВЗ з низькими питомими витратами палива і втратами теплоти з водою, що охолоджує ДВЗ, на рівні 6…8 % (опубліковані дані носять загальний характер).

Постановка задачі досліджень. В зв’язку з неможливістю забезпечити достатню кількість прісної води за рахунок утилізаційної опріснювальної установки (ОУ) необхідні

додаткові джерела прісної води за новітніми мембранними технологіями (зворотній осмос, електродіаліз) при одночасному використання всіх видів технічної прісної води (насамперед, нафтомастильновмістких вод, стічних вод). Тому необхідно оцінити суднові запаси прісної води, її якість з врахуванням витрат на підготовку прісної води. Рекомендується застосувати електродіалізне опріснення.

У техніко-економічному відношенні електродіаліз відрізняється від інших методів опріснення води рядом переваг: відсутність фазових перетворень води, і як наслідок великих втрат теплової енергії; здатність високого відновлення, тобто великий вихід діалізату (ділюату) в порівнянні з розсолом; технологічний процес протікає безперервно і може бути автоматизований; глибина знесолення води легко піддається регулюванню і не вимагає додаткової мінералізації; здатність до обробки води з великою кількістю солей, ніж зворотний осмос; низьке споживання хімічних реактивів для попередньої підготовки вихідної води і відмовою їх використання для регенерації смол в іонообмінній технології. У електродіалізних опріснювальних установках (ЕОУ) тільки потрібно витрачати енергію на створення електростатичного поля і прокачування робочого розчину через електродіалізний осередок, тому втрати електроенергії на опріснення води електродіалізом залежать тільки від солоності опріснювальної води

В зв'язку з меншими витратами електроенергії на цю технологію і можливістю повного використання її продуктів: дилюату на підготовку ВПЕ, а католіту на зрошення скруберів, що забезпечить зниження викидів токсичних газів (NO_x, SO_x, а також CO_2) до рівня сучасних вимог і рекомендується використання ЕОУ. Для зменшення витрат на підготовку більшої кількості прісної води необхідно визначитися з можливістю інтенсифікації процесів в електродіалізних ОУ.

Результати досліджень. Поставлене завдання вирішується тим, що електродіалізний апарат, що містить електродні камери з електродами, між якими розміщені робочі канали, що утворені іонообмінними мембранами, ізо льованими одна від одної сепараторами-турбулізаторами, згідно винаходу доповнений вторинними електродами з комірчастою структурою, що розміщені між листами дволистових селараторів-турбулізаторів і підключені до джерела живлення.

Комірчаста структура вторинних електродів дозволяє зменшити екрановану поверхню мембран. Щоб виключити електричний контакт вторинних електродів із прилеглими мембранами, у робочих каналах використані дволистові сепаратори-турбулізатори, між листами яких розміщені вторинні електроди. На вторинні електроди подасться електричний потенціал від джерела живлення. Наявність у робочих каналах вторинних електродів збільшує електропровідність робочих каналів і кількість перенесених через поверхню мембран іонів солі за рахунок формування об'ємних зарядів. Зменшення електричного опору робочих канатов шляхом формування в них вторинними електродами об'ємних зарядів ефективно на всіх режимах роботи електродіалізного апарата, а не тільки при граничних значеннях струму, як при заповненні міжмембранного простору іонітами.

Ефективність інтенсифікації процесів опріснення води оцінювалась на основі порівняння вольтамперних характеристик (ВАХ) електродіалізних апаратів без встановлення додоткових електродів і при їх використанні.

Висновки: Результати досліджень ВАХ розробленого модуля ЕОУ показали, що при напрузі між елетродами 50 В інтенсивність масопереносу модуля при підключенні додаткових електродів в розсольних камерах і камерах знесолення зросла на 16,8 %, про це свідчить зростання струму через модуль з 1,61 А до 1,88 А. В той же час сумарні струми, що протікають в додаткових електродах не дорівнюють один одному (0,326 А через електроди, що знаходилися в камерах знесолення і 0,483 А через електроди, що знаходилися в рассольних камерах). Різними є струми через модуль і при підключенні додаткових електродів тільки в камерах знесолення 1,81 А і тільки в розсольних камерах 1,75 А зростання відповідно склало 12,4 і 8,7 %.

АЛМАЗНЫЙ ПОЛИКРИСТАЛЛИЧЕСКМЙ КОМПОЗИЦИОННЫЙ МАТЕРИАЛ, ПОЛУЧЕННЫЙ В СИСТЕМЕ АЛМАЗ–ГРАФЕН–КРЕМНИЙ

[1]Шульженко А. А., [2]Jaworska L., [1]Соколов А. Н., [1]Гаргин В. Г., [1]Закора А. П.,
[1]Романко Л. А., [3]Белявина Н. Н., [4]Шевченко А. Д.
[1]Институт сверхтвердых материалов им. В. Н. Бакуля НАН Украины (Украина)
[2]The Institute of Advanced Manufacturing Technology (Poland)
[3]Киевский национальный университет имени Тараса Шевченко (Украина)
[4]Институт металлофизики им. В. Г. Курдюмова НАН Украины (Украина)

Благодаря уникальности свойств алмаза (твердости, высокой теплопроводности и низкого коэффициента трения) инструмент, оснащенный рабочими элементами из композиционного поликристаллического материала на основе порошков алмаза с активирующими спекание добавками, более полувека активно внедряют во многие отрасли [1].

В целях обеспечения пластической деформации микропорошков алмаза спекание алмазных поликристаллических композиционных материалов осуществляют в аппаратах высокого давления при более высоких баротермических условиях, чем при синтезе алмаза.

Обычно спекание алмазных поликристаллических композиционных материалов осуществляют в присутствии активирующих спекание добавок, например, кобальта или кремния.

Цель настоящей работы – исследовать влияние добавки n-слойного графена к алмазному порошку при HPHT-спекании в присутствии активирующей добавки (кремния) на его износостойкость, а также прочность, твердость и электрофизические свойства полученного алмазного поликристаллического композиционного материала.

Выбор n-слойного графена обусловлен тем [2], что добавка его в исходную шихту позволяет существенно повысить физико-механические свойства спекаемого в условиях высокого давления и высокой температуры алмазного поликристаллического композита, в частности, вследствие снижения трения и взаимного заклинивания алмазных частиц при холодном уплотнении алмазного порошка за счет высоких трибологических характеристик n-слойного графена, проявляющихся при его нанесении не только на плоские, но и на развитые поверхности [3]. Кроме того, n-слойный графен, как электропроводящая добавка, перспективен в качестве компонента, способного формировать электропроводящие свойства материалов при сохранении их другие свойства [4].

В качестве исходных материалов использовали микропорошки синтетического и природного алмаза различной зернистости, порошки n-слойного графена двух типов: марки Gn(4) (фирма «Cheap Tubes Inc.», США), частицы которого состоят из нанопластинок, представляющих собой стопку из менее четырех слоев графена, и марки N002-PDR (фирма «Angstron Materials», Корея), представляющих собой стопку из менее трех слоев графена. Удельный насыпной объем порошка графена марки N002-PDR значительно превышал этот показатель порошка графена марки Gn(4).

Исходную шихту для спекания брали как однокомпонентную (порошок АСМ 40/28), так и двухкомпонентную, содержащую алмазные микропорошки и 0,1–1,0% (по массе) графена. При выборе количества вводимого в шихту графена руководствовались следующими критериями: его должно быть достаточно для равномерного распределения по поверхности зерен алмаза, но при этом не превышать количества, необходимого для заполнения пор, так как в противном случае будет снижаться прочность межзеренных границ. Но, для удовлетворения этих критериев в зависимости от марки графена (или иного наноуглеродного материала), отличающихся плотностью и удельной поверхностью, необходимое их количество различное и составляет от 0,05 до 0,3% (по массе) [2]. В частности, при использовании в шихте для спекания алмазных поликристаллических композитов графена марки N 002-PDR оптимальное его количество составляет 0,1% по массе.

Спекали шихту при давлении 7,0–7,5 ГПа, температуре 1250–1350 °С по схеме, предложенной в [10]. Продолжительность спекания составляла около 100 с.

После спекания поверхность полученных образцов композиционного материала диаметром 4 мм и высотой 4,5 мм подвергали химической обработке с целью очистки от остатков графита.

Состав и структуру зерен исследовали с помощью рентгенофазового (РФА) и рентгеноструктурного (РСА) анализов на дифрактометре «ДРОН-3», используя линию возбуждения CuKα медного анода. Дифрактограммы образцов снимали в угловом интервале 2θ = 22–120° в дискретном режиме с шагом сканирования 0,05° и продолжительностью экспозиции в каждой точке 4 с. Для фазового анализа образцов и уточнения периодов кристаллической решетки использовали аппаратно-программный комплекс, разработанный на физическом факультете Киевского национального университета имени Тараса Шевченко [5].

Твердость полученных поликристаллов определяли стационарным микротвердомером «UIT-HV micro-1» с использованием в качестве индентора алмазной пирамиды Кнупа.

Испытания образцов на сжатие проводили на универсальной разрывной машине Р-5, способной создавать нагрузку на образец до 50 кН. В качестве опор использовали алмазно-твердосплавные пластины. Как известно, с увеличением сжатия на торцевых поверхностях образца возникают направленные по радиусам к его центру силы трения, что приводит к усложнению схемы напряженного состояния, которая становится разной в различных участках образца. В целях снижения силы трения на опорных поверхностях образца по торцам образца использовали прокладки из алюминиевой фольги. Предел прочности при статическом сжатии для каждой изготовленной партии образцов определяли как среднее значение по испытанию восьми образцов.

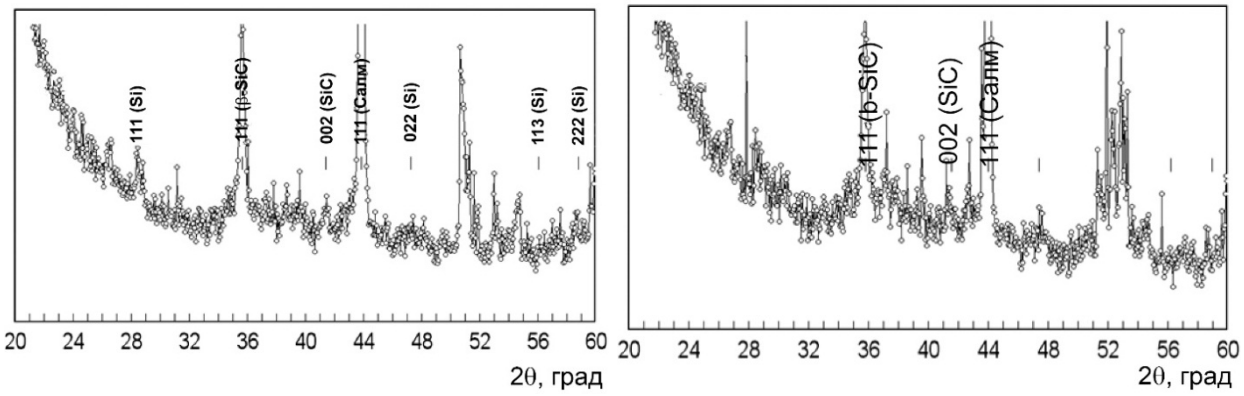
Износостойкость образцов сверхтвердого композиционного поликристаллического материала исследовали при точении на токарно-винторезном станке модели «ДИП-200» коростышевского гранита XI категории по буримости со стабильными свойствами, высокой твердостью и абразивностью. Исследуемый образец сверхтвердого композиционного поликристаллического материала закрепляли в патроне специального приспособления и подводили к поверхности керна горной породы, где и осуществляли врезание и дальнейшее точение. Интенсивность изнашивания определяли как отношение потери массы образца к величине проходки на вставку.

Методика измерения сопротивления полученных образцов электропроводящего поликристаллического сверхтвердого материала на основе алмаза и n-слойных графенов основана на регистрации падения напряжения на образце в зависимости от силы тока, проходящего через образец. Для измерения образец зажимали непосредственно между измерительными электродами. При этом измеряли объемные характеристики образца. Для измерения сопротивления на образцы методом магнетронного распыления в вакууме наносили электроды из меди.

Магнитные характеристики образцов исследовали методом магнитометрии с помощью вибрационного магнитометра «Vibrating Magnetometer 7404 VSM» (фирмы «Lake Shore Cryotronics, Inc.», США) в магнитных полях напряженностью до 13 кЭ. Чувствительность магнитометра составляла 10^{-7} эмо, что позволяло измерять магнитный момент образцов массой до единиц миллиграмм. Массу исследуемых образцов определяли с помощью электронных микровесов AB135-S/FACT с автокомпенсацией (фирмы «Mettler Toledo», Швейцария). Чувствительность весов составляла 10^{-5} г.

Рентгенограммы образцов сверхтвердого композиционного поликристаллического материала, полученных спеканием шихты, состоящей как микропорошка АСМ 40/28 с активирующей спекание добавкой, так и с дополнительным введением добавки графена

марки N002-PDR в количестве 0,1% (по массе)[1], показаны на рис. 1, а их фазовый состав и параметры структуры в табл. 1.



а б

Рисунок 1. Рентгенограммы образцов сверхтвердого композиционного поликристаллического материала: а – без добавления графена; б – с добавлением графена

Таблица 1. Фазовый состав и параметр решетки фаз в исследуемых образцах

Образец	Фазовый состав и параметр *a*, нм, решетки фаз			
Без добавления графена	$C_{алм}$ 3,5669(0)	β-SiC 4,3506(9)	Si 5,4310(0)	α-SiO_2 4,9210(0)
С добавлением графена марки N002-PDR	$C_{алм}$ 3,5733(4)	β-SiC 4,3591(3)	–	–

В результате измерения твердости спеченных поликристаллов установили, что добавление в шихту 0,1% (по массе) графена не влияет на нее. Так твердость НК1.0 поликристалла с добавлением графена составила 50,1±0,4 ГПа, а без добавления графена – 50,9±0,6 ГПа. В то же время прочность на сжатие существенно изменилась. Средняя прочность образцов с добавлением графена составляла 2316±224 МПа, а максимальное значение прочности достигало 2700 МПа. В то же время средняя прочность образцов без добавления графена составляла 1721±98 МПа при максимальном ее значении 1994 МПа. Следовательно, введение в шихту нанографена обеспечивает повышение прочности поликристалла более чем на 35%.

Таким образом, благодаря формированию с участием графена при спекании более плотной и однородной структуры в поликристалле в целом повышается общая прочность алмазного композиционного поликристаллического материала.

Как показали результаты сравнительных испытаний образцов алмазного поликристаллического композиционного материала при точении песчаника IX категории по буримости (табл. 2), добавление в шихту n-слойного графена позволяет более чем в 7 раз повысить его износостойкости спеченного материала.

Таблица 2. Сравнительные испытания образцов при точении песчаника IX категории по буримости

Образец	Износ по массе, мг	Интенсивность изнашивания по массе, мг/км
Без добавления графена	0,60	0,140
С добавлением графена марки N002-PDR	0,08	0,019

1 В обоих случаях в качестве активирующей спекание добавки использовали порошок кремния.

Выше нами был описан один из вариантов получения износостойкого алмазного композита, а именно, с добавлением в шихту n-слойного графена марки N 002-PDR. Однако, как показали результаты экспериментов, положительный эффект достигается как при использовании n-слойных графенов, так и других добавок неалмазных форм наноуглеродных материалов, например, нанографита. Объем вводимой в шихту добавки должен быть достаточным для равномерного распределения по поверхности всех зерен алмаза, но при этом не превышать уровня, необходимого для заполнения пор, так как в противном случае это будет вести к снижению прочности межзеренных границ.

Таким образом, при использовании предложенного подхода к изготовлению сверхтвердого алмазного поликристаллического композиционного материала получили материал с высоким уровнем таких физико-механических свойств, как прочность и износостойкость, что позволяет использовать его для оснащения различного вида инструментов.

Результаты исследования температурной зависимости электросопротивления (рис. 2) показали, что с повышением температуры сопротивление образцов, полученных с добавлением графена, снижается, что характерно для полупроводникового типа проводимости.

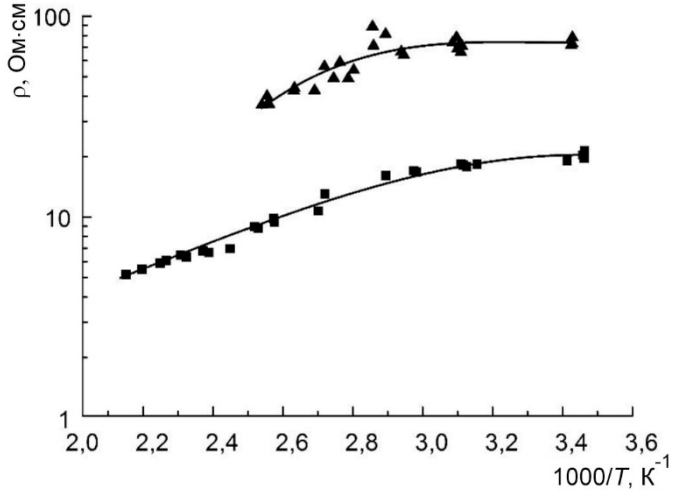


Рисунок 2. Температурная зависимость электросопротивления образцов поликристаллического сверхтвердого материала на основе алмаза при содержании графена Gn(4) в шихте (по массе): ▲ – 0,5%; ■ – 1,0%

Результаты изучения электросопротивления поликристаллических компактов, полученных спеканием природных алмазных микропорошков разной зернистости с добавкой графена различных марок приведены в табл. 3. Для удаления влаги и других летучих примесей образцы предварительно термообрабатывали при температуре T = 700 К.

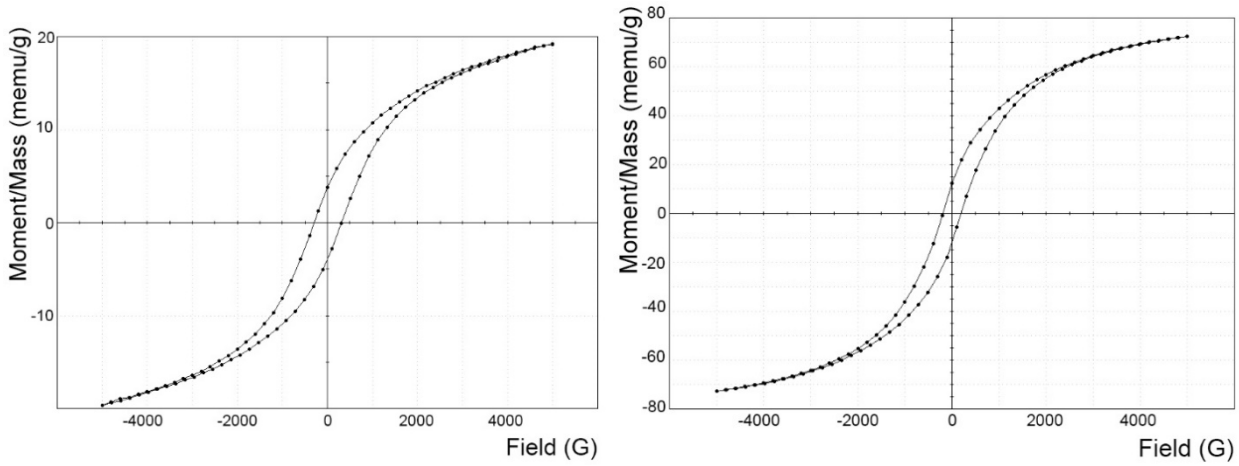
Таблица 3. Электросопротивление алмазных поликристаллических композитов, различающихся размерами зерен и марками добавленного графена

Алмазный микропорошок	Содержание графена, % (по массе)	Удельное электросопротивление, Ом·см
АМ 20/14	0,1 Gn(4)	$3{,}38 \cdot 10^3$
АМ 14/10	0,1 Gn(4)	$1{,}55 \cdot 10^2$
АМ 20/14	0,1 N002-PDR	$3{,}23 \cdot 10^5$

Согласно приведенным в табл. 3 при одинаковом содержании n-слойного графена в поликристаллическом композите его удельное электросопротивление зависит от размера алмазных зерен: с их уменьшением удельное электросопротивление снижается. В то же время при уменьшении количества слоев в графене удельное электросопротивление существенно (на два порядка) повышается.

Электрофизическими измерениями также установлено, что в образцах, содержащих добавку графена Gn(4), при увеличении и уменьшении прикладываемого напряжения вольт-амперные характеристики практически не отличаются. Это свидетельствует об отсутствии поляризации образцов в электрическом поле.

Результаты исследования магнитных свойств, полученных образцов алмазных композитов, показаны на рис. 3 и приведены табл. 4.



а б

Рисунок 3. Петля гистерезиса в образцах алмазного композита состава:
а – микропорошок природного алмаза АМ 14/10 и 0,3% (по массе) графена Gn(4);
б – микропорошок синтетического алмаза АСМ 40/28 и 0,5% (по массе) графена Gn(4)

Таблица 4. Магнитные свойства образцов алмазного поликристаллического композита различного состава

Образец	Магнитный момент насыщения m_S, эмо/г	Коэрцитивная сила H_c, э	Площадь петли гистерезиса, эрг/г
АСМ 40/28 + 0,5% (по массе) графена Gn(4)	$72{,}561 \cdot 10^{-3}$	189,79	39,66
АСМ 40/28 + 1,0% (по массе) графена Gn(4)	$75{,}435 \cdot 10^{-3}$	215,01	43,67
АМ 10/14 + 0,3% (по массе) графена Gn(4)	$19{,}423 \cdot 10^{-3}$	303,22	15,99

Петля гистерезиса (рис. 3) указывает на наличие ферромагнитных свойств образцах. Напряженность магнитного поля H_{ms}, при которой достигается магнитный момент насыщения m_S, во всех случаях составляет 5000 э. По коэрцитивной силе образцы относятся к магнитотвердым материалам, таким как сплавы викаллой и кунифе, кунико, Fe-Co-Cr, применяемые для изготовления постоянных магнитов. При увеличении содержания графена с 0,5 до 1,0% (по массе) коэрцитивная сила возрастает примерно на 14%; уменьшение размера зерен спекаемых алмазных порошков влияет существеннее:

коэрцитивная сила возрастает в 1,4–1,6 раза, при этом магнитные потери, определяемые по площади петли гистерезиса, уменьшаются в 2,5–2,7 раза.

Природа проявления ферромагнитных свойств в исследуемых образцах может определяться несколькими причинами. Как известно, беспримесный алмаз является диамагнетиком, а магнитные свойства реальных порошков алмаза, как и электрические, зависят от наличия в них примесей и включений [6]. Однако, в последние десятилетия появились публикации, посвященные анализу условий, при которых углерод может проявлять ферромагнитные свойства [7–10]. В частности, было показано, что при определенных экстремальных условиях, таких как, например, высокие температуры, давления, возникает особое упорядочение углеродных атомов, благоприятное для спонтанного намагничивания.

Таким образом, ферромагнитные свойства полученных нами поликристаллических алмазных композитах могут формироваться как вследствие содержания ферромагнитных примесей в порошках природного алмаза, а также примесей и включений металлов-растворителей углерода (Ni, Fe, Co) в порошках синтетического алмаза, так и спонтанного магнитного упорядочения в нанографеновых слоях, появление которого регулируется искажениями решетки, вызванными электрон–фононным взаимодействием [10].

Следовательно, совершенствование технологии получения алмазных поликристаллических композитов с добавлением n-слойных графенов с ферромагнитными свойствами позволит расширить области применения алмазных композитов, в частности, для создания постоянных магнитов.

Кроме того, если дальнейшие экспериментальные исследования приведут к воспроизводимым результатам, подтверждающим гипотезу об индуцированном магнетизме в n-слойных графенах, это откроет перспективы использования поликристаллических алмазных композитов с добавлением n-слойных графенов в медицине и биологии как уникальных биосовместимых магнитов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Синтетические сверхтвердые материалы: в 3 т. Т. 3. Применение синтетических сверхтвердых материалов / Редкол. Н. В. Новиков (отв. ред.) и др. – К.: Наук. думка, 1986. – 280 с.

2. Патент на корисну модель № 113565 Україна. МПК B24D 18/00. Спосіб виготовлення надтвердого алмазного полікристалічного композиційного матеріалу / О. О. Шульженко, Л. Яворска, О. М. Соколов та ін. – Опубл. 10.02.17, Бюл. № 3.

3. Tribology of Graphene: A Review / O. Penkov, H.-J. Kim, H.-J. Kim, D.-E. Kim // Intern. J. of Prec. Eng. and Manufacturing. – 2014. – 15. – N 3. – P. 577–585.

4. Сорокин П. Б. Теоретические исследования физико-химических свойств низкоразмерных структур: дисс. … д-ра физ.-мат. наук: 01.04.07 – «Физика конденсированного состояния». – М., 2014. – 324 с.

5. Марків В. Я., Бєлявіна Н. М. Апаратно-програмний комплекс для дослідження полікристалічних речовин за їх дифракційними спектрами: Тез. доп. II міжнар. конф. «КФМ 97». – Л., 1997. – С. 260–261.

6. Физические свойства алмаза: справочник / Н. В. Новиков (ред). – К.: Наук. думка, 1987. – 188 с.

7. González J., Guinea F., Vozmediano M. A. H. Electron-electron interactions in graphene sheets // Phys. Rev. – 2001. – B 63. – N 13. – P. 134421.

8. Макарова Т. Л. Магнитные свойства углеродных структур // Физика и техника полупроводников. – 2004. – 38. – № 6. – С. 641–665.

9. Mielke A., Tasaki H. Ferromagnetism in the Hubbard model. Examples from models with degenerate single-electron ground states // Comm. Math. Phys. – 1993. – 158. – N 2. – P. 341–371.

10. Magnetic structure of graphite ribbon / K. Wakabayashi, M. Fujita, K. Kusakabe, K. Nakada // Czechosl. J. Phys. – 1996. – 46. – N 4. – P. 1865–1866.

ЗАЛЕЖНІСТЬ МОДУЛЯ ПРУЖНОСТІ ПОЛІАМІДНИХ ЗРАЗКІВ РІЗНОЇ ТОВЩИНИ ВІД ВОДОПОГЛИНАННЯ

Ярема І. Т., Зеленський К.В., Сімора С.М.
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Конструкційні матеріали групи «Поліаміди» мають широке застосування не тільки в машинобудуванні, приладобудуванні, верстатобудуванні, газотранспортному обладнанні, а також на транспорті. Поліаміди характеризуються здатністю до водопоглинання, яке суттєво впливає на фізико-механічні властивості матеріалу та деталі, з яких вони виготовлені, що в багатьох випадках може приводити до деяких похибок у роботі вузлів та обладнання в цілому. Авторами проведені дослідження по вивченню кінетики водопоглинання поліамідних зразків різної товщини та впливу вологи на модуль пружності при згинанні. Зразки для випробувань виготовлялись із ненаповненого поліаміду марки ПА 6-210/311 методом лиття під тиском на термопластавтоматі. Виготовлення та випробовування зразків проходило за однакових умов. Після витримки у вакуумній сушильній шафі, зразки витримувались на протязі визначеного часу у воді при кімнатній температурі (+20 С) та визначалась їх водопоглинання згідно ГОСТ 4650-80 та величину модуля пружності при згинанні згідно ГОСТ 9550-81. Для зразків товщиною 2 мм на протязі перших трьох діб середнє добове водопоглинання становило приблизно 1,23%. В період між шостою і пятнадцятою добою середнє добове водопоглинання становило 0,27%, а вже між 20-ю і 30-ю добою – тільки 0,15%. В той же час для зразків товщиною 4 мм на протязі перших трьох діб середнє добове водопоглинання становило 0,7%, між 6-ю і 15-ю добою – 0,07%, а між 20-ю і 30-ю добою – всього 0,01%. Звідси випливає, що інтенсивне набухання проходить в перші три доби, після чого процес водопоглинання уповільнюється у часі (рис.1.). Із збільшенням водопоглинання різко знижується величина модуля пружності поліаміду при згині. Проведенні дослідження можуть використовуватись при проектуванні деталей вузлів різноанітних машин та обладнання..

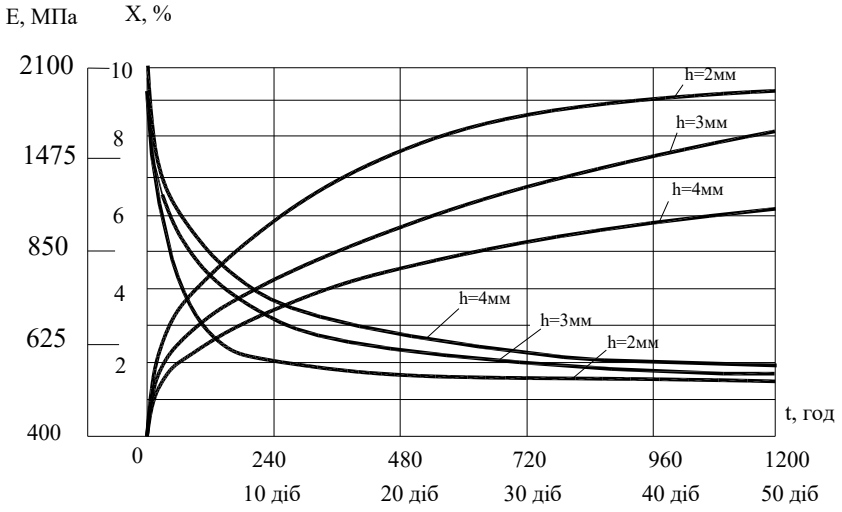


Рисунок 1. Кінетика водопоглинання поліамідних зразків різної товщини та вплив вологи на модуль пружності

Дані результати проведених досліджень можуть бути використані при проектуванні деталей та вузлів із ненаповнених матеріалів групи «Поліаміди» у різноманітних галузях машинобудування.

ПОЛІМЕРКОМПОЗИТНА КОНСТРУКЦІЇ УЩІЛЬНЕННЯ ПОРШНЯ КЛАПАНУ КОМПРЕСОРА ГПА-25 І

Ярема І.Т, Кашуба Н.П., БуховецьВ.М., Чорний А.В
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Від надійності роботи протипомпажного клапану в значній частині залежить робота всього компресора . Протипомпажний клапан відцентрового компресора ГПА-25 І приводиться в дію пневматичним приводом та спрацьовує при пуску і зупинці газової турбіни. При пуску турбоагрегату і досягненні турбіною приблизно 92% обертів від номінальної величини протипомпажний клапан закривається. До пневмоциліндра 1 (рис.1) повітря подається із 10-ї ступені осьового компресора і тиск при цьому становить — 0,7 - 0,8 МПа та температурі до + 80^0 С. В канавці поршня 2 пневмоциліндра встановлено пластмасове ущільнююче кільце 3, в прямокутну канавку якого встановлюється гумове кільце 4. Під дією тиску повітря поршень переміщується в осьовому напрямку і через механізм приводу відкриває кран. Коли повітря в циліндр не подається, то поршень під дією пружини 5 повертається в початкове положення.

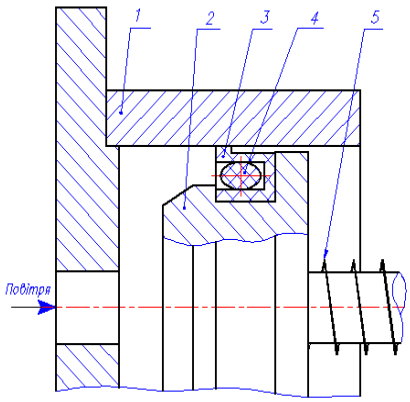


Рисунок1. Схема роботи поршня блоку управління протипомпажного крану

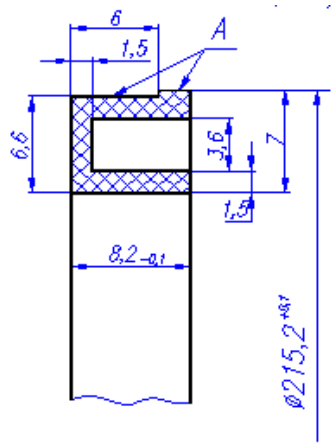


Рисунок.2 Моднізована конструкція ущільнення поршня

Непрацездатність ущільнення поршня блоку управління протипомпажного клапану відбувається через зношення ущільнюючої поверхні пластмасового кільця та виривання частини його в процесі «закушування» в парі тертя «поршень-циліндр».

Із врахуванням умов та термінів експлуатації блоку управління розроблена вдосконалена конструкція пластмасового ущільнення із застосуванням полімеркомпозитних матеріалів. Так, як верхня границя робочої температури клапану становить +80 ^{0}С , то до уваги не бралися ті конструкційні полімерні матеріали, які мають нижчу границю робочої температури. Такий матеріал повинен мати низький коефіцієнт тертя, добру зносостійкість та володіти властивостями самозмащування. Такими властивостями володіють фторопласти та полімеркомпозиційні матеріали на їх основі. Полімеркомпозитний матеріали типу «Флубон» має низький коефіцієнт тертя (0,1-0,3), інтервал робочих температур – від -60^0 до +250^0С, інтенсивність зношування $0{,}8 \cdot 10^{-3} \div 3{,}0 \cdot 10^{-3}$ г/год.

Модернізована конструкція розробленого ущільнення поршня блоку управління (рис2), яке виготовляється методом механічної обробки на токарному верстаті із фторопластових полімеркомпозиційних матеріалів при конкретних режимах різання, і в яке вставляється гумове кільце круглого перерізу 4, що забезпечує притискання робочої кромки кільця 3 до внутрішньої поверхні поршня 1 та забезпечує герметичність та працездатність приводу клапану.

Секція 5

ПРОБЛЕМИ ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ ДЛЯ ТРАНСПОРТНОЇ ГАЛУЗІ

ТРЕНАЖЕР МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ НА ПУТИ СТАНОВЛЕНИЯ КОМПЕТЕНТНОГО СУДОВОГО МЕХАНИКА

Богдан Ю.А., Манжелей В.С.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Машинное отделение (МО) современного судна, оснащено высокотехнологичным оборудованием с высокой степенью автоматизации, зачастую с безвахтенным режимом обслуживания. В связи, с чем судовладельцы запрашивают на свои суда, хорошо подготовленных механиков при этом сокращая время для подготовки на борту судна. Соответственно возникает острая потребность в подготовке судовых механиков компетентных в технической эксплуатации энергетической установки современного судна в относительно сжатые сроки. Такую подготовку можно осуществить, используя тренажер МО, который нацелен облегчить процесс обучения, одновременно улучшить степень готовности к практической деятельности курсантов и частично восполнить при этом уменьшение времени практической подготовки на борту судна. Тренажерная подготовка является весьма эффективной в плане повышения компетентности судовых механиков и их навыков при технической эксплуатации энергетической установки и управлении машинной командой в штатных и аварийных ситуациях.

На сегодняшний день тренажеры машинного отделения различных производителей (KONGSBERG, TRANSAS, UNITEST и др.) [1] основательно утвердились в обучении, подготовке, переподготовке и повышении квалификации судовых механиков [2, 3]. Морские учебные заведения во всем мире признают ценность тренажерной подготовки при обучении курсантов и оценке их уровня компетентности. Международная морская организация (International Maritime Organisation, IMO), самый высокий международный морской орган, официально содействует использованию тренажеров при подготовке судовых механиков [4]. Его одобрение закреплено в международной конвенции о стандартах обучения, сертификации и несения вахты для моряков 1978 года, международного кодекса о подготовке о стандартах обучения, сертификации и несения вахты для моряков 1995 года с манильскими поправками, внесенными в 2010 году (Конвенция и кодекс STCW 78/95) [5]. Конвенция STCW 78/95 рекомендует использовать тренажеры для обучения, а также для оценки компетентности.

Тренажерная подготовка, осуществляемая в контролируемой среде с помощью преподавателя (инструктора) дает курсантам (действующим механикам) возможность изучить экспериментально управление элементами энергетической установки, непосредственно в различных вариантах реальных ситуаций, которые могли бы быть небезопасными, сложными или финансово затратными, чтобы отобразить их в реальной жизни.

Подготовка на тренажере машинного отделения имеет следующие преимущества:

1. Повышение безопасности несения машинной вахты
2. Накопление опыта по эксплуатации типовых судовых энергетических установок
3. Возможность специализированной подготовки судовых механиков
4. Понимание требований конвенций [5-7]
5. Низкие эксплуатационные затраты (в большей мере связаны с приобретением тренажерного оборудования)
6. Уменьшение страховых выплат
7. Оценка компетентности с целью приема на работу.

Тренажер МО разработан для обучения и подготовки судовых механиков при эксплуатации оборудования МО и получения навыков безопасного несения вахты в машинном отделении судна с высоким уровнем автоматизации.

Цели подготовки на тренажере МО следующие:

- изучение и анализ схем судовых систем;

- контроль и управление работой систем, механизмов и оборудования;
- обучение принципам работы систем управления, автоматизации и аварийно-предупредительной сигнализации;
- отработка операций по подготовке, пуску, эксплуатации во время работы и остановки главного и вспомогательного оборудования;
- маневрирование пропульсивной установкой;
- контроль вредных выбросов, способы оптимизации вредных выбросов и экономии топлива;
- управление судовой электростанцией, балансом мощностей;
- предметы первой необходимости и стандарты;
- стандарты взаимосвязи (коммуникации) в машинном отделении
- отслеживание системных процессов;
- эксплуатация и несение вахты в штатных и аварийных условиях работы, поиск и устранение неисправностей;
- управление рисками;
- анализ аварийных ситуаций;
- анализ человеческого фактора в машинном отделении;
- измерение реакции командного состава в чрезвычайных случаях;
- повышение квалификации судомехаников путем предварительной тренажерной подготовки на судах оснащенных новым оборудованием;
- управление ресурсами машинной команды;
- тщательная отработка специальных эксплуатационных вопросов, вопросов энергоэффективности с последующим детальным анализом, то есть формирование аналитических навыков обработки информации.

Для осуществления тренажерной подготовки в Херсонской государственной морской академии установлен и успешно применяется в процессе обучения тренажер машинного отделения фирмы TRANSAS ERS 5000 TechSim – версия тренажера, модели которой являются точными и подробными копиями современных судов: их систем, механизмов и оборудования. Эта версия тренажера предназначена для проведения углубленной и расширенной подготовки в условиях штатной или аварийной ситуаций. На тренажере установлены следующие модели судов: танкер LCC (типа Aframax) с дизельной энергетической установкой и прямой непосредственной передачей мощности на винт фиксированного шага, паром типа Ro-Pax с двухмашинной двухвальной дизельной энергетической установкой с редукторной передачей мощности на винты регулируемого шага (Twin Medium Speed Engine + CPP – Ro-Pax Ferry), круизный лайнер с дизель-электрической энергетической установкой (AZIPOD Diesel-Electric Cruise Ship), танкер-газовоз с дизель-электрической энергетической установкой работающей на двух видах топлива (Dual Fuel Diesel-Electric LNG Carrier). Общий вид тренажера машинного отделения фирмы TRANSAS ERS 5000 TechSim установленного в Херсонской государственной морской академии показан на рис. 1.

Рисунок 1. Общий вид тренажера МО фирмы TRANSAS ERS 5000 TechSim

Тренажер TRANSAS ERS 5000 TechSim охватывает важнейшие направления морского обучения в полном соответствии с требованиями Конвенции STCW 78/95, часть А-1/12 и часть В-1/12 [5]; Международному Кодексу по управлению безопасностью (МКУБ) часть 6 и часть 8 (ISM Code) 78/95) 78/95) [8]; удовлетворяет требованиям конвенций [6, 7], резолюций IMO и модельных курсов IMO Model Courses 2.07, 7.02, 7.04 [9, 10]; стандартам IEC; сертифицирован норвежским классификационным обществом DNV согласно Стандарту на сертификацию морских тренажеров № 2.14 (2011).

В процессе подготовки является необходимой отработка различных сценариев с последующим анализом выполненных действий и ошибок, как в режиме обучение, так и в экзаменационном режиме. Хотя наилучший способ приобрести практический опыт эксплуатации и безопасного управления это обучаться в реальной жизни на реальном судне, где все оборудование реальное и работает, а также возникает периодически необходимость принятия взвешенных корректных решений, все же актуальным и эффективным для получения такого опыта является тренажер. Тренажерная подготовка разрешает морякам идти через понимание энергетической установки и определения неисправностей современным и эффективным образом. Тренажер разрешает работать в реальном времени или когда масштаб времени задается в соответствии с необходимостью выполнения задания. Тренажер также разрешает создавать практически любые проблемы эксплуатации энергетической установки, с которыми можно столкнуться в море. Как известно в профессиональных кругах проблема, возникшая при эксплуатации энергетической установки судна, может повлечь за собой другие проблемы, в плоть до полной остановки.

Применение тренажера машинного отделения при подготовки судовых механиков, приводит к лучшему их пониманию судовых энергетических установок, судовых систем, процедур по управлению, эксплуатации и обслуживанию машинного оборудования и в результате повышает безопасность, способствует снижению человеческого фактора, рисков повреждений машинной команды, минимизирует риски нанесения ущерба окружающей среде и судовым системам. Технически грамотная эксплуатация компетентными судовыми механиками оборудования машинного отделения повышает энергоэффективность судовой энергетической установки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Соболенко А.Н. Обобщение опыта эксплуатации тренажеров машинного отделения морского судна / А.Н. Соболенко, Ю.А. Корнейчук, Д.К. Глазюк // Вестник АГТУ. Сер.: Морская техника и технология, 2016, №2. – С. 59-69.

2. Сафин И.В. Анализ опыта и технологии организации тренажерной подготовки по повышению компетенции инженерно-технического персонала судна на уровне управления в предрейсовый период / И.В. Сафин, К.Л. Обертюр // Судовые энергетические установки, 2011, №28. – С. 92-98.

3. Unlugencoglu K. Engine room simulator and importance of applied maritime education / Kaan Unlugencoglu, Burak Yildiz, Eda Turan // The Online Journal of Science and Technology, 2011, Vol.1, Issue 4, p.10-16.

4. Модельный курс IMO 2.07 "Тренажер машинного отделения" (Model course 2.07 Engine-Room Simulator).

5. The International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers, STCW-78/95 with Manila Amendments 2010.

6. MARPOL 73/78. Consolidated Edition [Text]. – London: IMO, 2002. – 511 p.

7. INTERNATIONAL CONVENTION FOR THE SAFETY OF LIFE AT SEA, SOLAS-74/78.

8. International Safety management Code (ISM Code).

9. Модельный курс IMO 7.04 "Вахтенный механик" (Model course 7.04 Officer in Charge of an Engineering Watch)

10. Модельный курс IMO 7.02 "Старший механик и второй механик" (Model course 7.02 Chief Engineer Officer and Second Engineer Officer).

ДОРОЖНАЯ КАРТА УЧЕБНОГО КУРСА КАК ИНСТРУМЕНТ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОДГОТОВКИ СПЕЦИАЛИСТОВ

Горяинов А.Н.
Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко (Украина)

Введение. Развитие информационных технологий и дистанционных форм получения образования способствуют распространению и внедрению новых методов при подготовке специалистов в разных сферах деятельности. Возрастает потребность в более четком планировании и более точной оценке результатов обучения. Поэтому разработка новых и совершенствование существующих подходов в образовании является актуальным.

Актуальность исследования. Использование в системе высшего образования 100 бальной системы оценки создает предпосылки для детализации отдельных элементов учебного курса. Вместе с этим, помимо самой детализации учебного курса, важным элементом является привязка к определенным временным отрезкам. В этой направлении полезным является опыт Массачусетского технологического института (МТИ). Благодаря дистанционным курсам, которые предложены для всех желающих через систему www.edx.org [1], есть возможность оценить все особенности системы оценки МТИ (пример, рис.1, табл.1). Одна из них – это жесткая привязка к временным ограничениям для прохождения контрольных заданий. Это является отличительной особенностью МТИ. В то же время, различные мировые университеты имеют очень разную степень жесткости к временным ограничениям (из авторского опыта прохождения курсов в области логистики и транспорта на дистанционных курсах различных университетов).

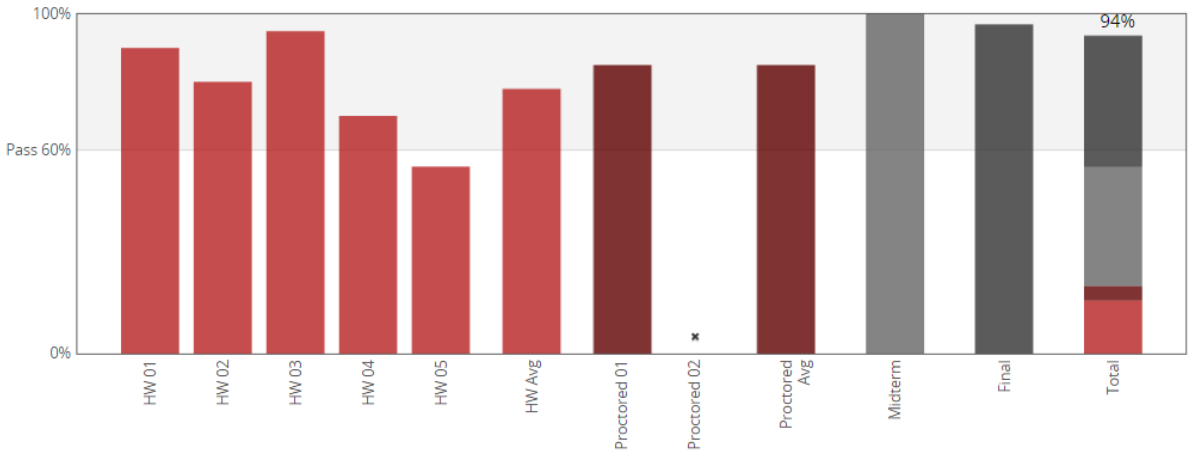


Рисунок 1. Прогресс по учебному курсу « Supply Chain Technology and Systems» («Технологии и системы цепи поставок») - 25.01.17-12.04.17

Таблица 1. Сроки выполнения контрольных мероприятий по учебному курсу

Учебный элемент	Сроки выполнения	Учебный элемент	Сроки выполнения
Week 1: Data management I	Homework due Feb 15, 2017 17:00 EET	Week 6: Machine Learning	Homework due Mar 22, 2017 17:00 EET
Week 2: Data management II	Homework due Feb 22, 2017 17:00 EET	Week 7: ERPs and Supply Chain Software Systems	Homework due Mar 29, 2017 18:00 EEST
Week 3: Data management III	Proctored Homework due Mar 1, 2017 17:00 EET	Week 8: Software Selection/Implementation and Technology Trends	Homework due Apr 5, 2017 18:00 EEST
Week 5: Midterm Exam	Midterm Exam due Mar 8, 2017 17:00 EET	Week 10: Final Exam	Final Exam due Apr 12, 2017 18:00 EEST

С другой стороны, наблюдается тенденция использования дорожной карты как инструмент в рамках определенных проектов (в политике, экономике и др.). Например, «дорожная карта реформ» [2], «дорожная карта для детей с аутизмом» [3], «дорожная карта плана BEPS» [4], «дорожная карта Windows 10» [5], «дорожная карта земельной реформы» [6].

Постановка задачи. Целью является описание опыта использования дорожной карты дисциплины при подготовке специалистов по специальности «транспортные технологии».

Результаты исследований. Согласно Википедии, одним из вариантов термина «дорожная карта», является понятие «план». План «Дорожная карта» — план мероприятий по продвижению к некоторому целевому состоянию, например, устойчивому эффекту процесса и/или отношению его характеристик, например «цена-стоимость», или к форме процесса [7]. На сегодняшний день функции дорожной карты в определенной степени реализованы в виде рабочей программы учебного курса (дисциплины). Это нормативный документ, который определяет объем знаний, который должен освоить студент [8]. Для студента такой документ достаточно сложный и не способствует простому и четкому пониманию достижения максимального результата. Добавляя к этому опыт преподавания в Массачусетском технологическом университете (МТИ), предлагается в учебном процессе, наряду с существующими документами и материалами, использовать «дорожную карту дисциплины» (пример – рис. 2, табл. 2).

Дорожня карта дисципліни «**Вантажні перевезення**»

студент _____ група _____
Модуль 1 (осінній семестр 2017-2018 навч.р.)
(лекцій – 15 год, практ. – 30 год, залік)

Номер	Тиждень	Дата виконання	Лекції (тези лекцій)				Тести				Реферат		Практика				Результат по датах		Накопичув. результат		Додаткові бали	
			Тема	План (бал)	Факт		Тема	План (бал)	Факт		План (бал)	Факт (бал)	Тема	План (бал)	Факт		План (бал)	Факт (бал)	План (бал)	Факт (бал)	Бал	Приміт
					Бал	Дата			Бал	Дата					Бал	Дата						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
Змістовний модуль (ЗМ) 1.1																						
			Max = 6 бал				Max = 6 бал				Max = 4 бал		Max = 14 бал									
1	3	15.09											1	4			4		4			
2	4	22.09	1	1			1	1									2		6			
3	5	29.09											2	5			5		11			
4	6	06.10	2	1			2	1									2		13			
5	6	06.10	3	1			3	1									2		15			
6	7	13.10											3	5			5		20			
7	7	13.10	4	1			4	1									2		22			
8	7	13.10	5	1			5	1									2		24			
9	7	13.10	6	1			6	1			4						6		30			
Всього за ЗМ 1.1				6				6			4			14			30					
Змістовний модуль (ЗМ) 1.2																						
			Max = 5 бал				Max = 5 бал				Max = 4 бал		Max = 16 бал									
10	10	03.11											4	6			6		6			
11	12	17.11	7	1			7	1									2		8			
12	13	24.11											5	6			6		14			
13	14	01.12	8	1			8	1									2		16			
14	14	01.12	9	1			9	1									2		18			
15	14	01.12	10	1			10	1									2		20			
16	15	08.12	11	1			11	1			4						6		26			
17	15	08.12											6	4			4		30			
Всього за ЗМ 1.2				5				5			4			16			30					
Всього за Модулем 1				11				11			8			30			60					

Рисунок 2. Общий вид дорожной карты дисциплины «Грузовые перевозки»

Таблица 2. Общая структура дорожной карты дисциплины

Номер	Неделя	Дата выполнения	Учебный элемент 1				Учебный элемент N	Результат по датам		Накопител. результат		Дополнит балы	
			Тема	План (бал)	Факт		…	План (бал)	Факт (бал)	План (бал)	Факт (бал)	Бал	Прим
					Бал	Дата							
1	2	3	4	5	6	7	…						

В дорожную карту дисциплины (курса) включены все учебные элементы, за которые студент может получить балы. Каждый учебный элемент имеет зафиксированную величину балов.

Использование дорожной карты требует более четкой увязки планирования работы преподавателя. Необходимо разрабатывать и придерживаться графика подачи материалов.

Для реализации дорожной карты дисциплины (рис. 2) необходимо сначала составить план-график занятий – рис. 3.

Свой собственный опыт преподавания, а также опыт обучения на курсах МТИ свидетельствует о том, что в рамках одного курса (дисциплины) не целесообразно делать более чем два содержательных модуля (две части курса). В приведенном примере (рис. 2) не введен контроль знаний между содержательными модулями. Это не сложно ввести и использовать. Однако, первые годы использования дорожной карты дисциплины показали, что выполнение студентами отдельных элементов дисциплины в четко отведенные временные рамки – это уже серьезная нагрузка – психологическая и физическая. Такой подход в корне меняет подход студента к обучению. Теряется (по иному воспринимается) смысл поговорки «от сессии до сессии живут студенты весело».

План-графік занять з дисципліни
«**Вантажні перевезення**»

Модуль 1 (осінній семестр 2017-2018 навч.р.)
(лекцій – 15 год, практ – 30 год, залік)

Лекційний курс (15 годин)						Практичний курс (30 годин)					
Лекційні заняття	Модуль	Дата		Тема		Практичні заняття	Модуль	Дата		Тема	
		План	Факт	План	Факт			План	Факт	План	Факт
Лекція 01	ЗМ 1.1	01.09		1		Заняття 01	ЗМ 1.1	01.09		1	
Лекція 02	ЗМ 1.1	08.09		2, 3		Заняття 02	ЗМ 1.1	08.09		1	
Лекція 03	ЗМ 1.1	22.09		4, 5		Заняття 03	ЗМ 1.1	15.09		2	
Лекція 04	ЗМ 1.1	06.10		6		Заняття 04	ЗМ 1.1	22.09		2	
						Заняття 05	ЗМ 1.1	29.09		3	
Лекція 05	ЗМ 1.2	20.10		7, 8		Заняття 06	ЗМ 1.1	06.10		3	
Лекція 06	ЗМ 1.2	03.11		8, 9							
Лекція 07	ЗМ 1.2	17.11		9, 10		Заняття 07	ЗМ 1.2	13.10		4	
Лекція 08	ЗМ 1.2	01.12		11		Заняття 08	ЗМ 1.2	20.10		4	
						Заняття 09	ЗМ 1.2	27.10		4	
						Заняття 10	ЗМ 1.2	03.11		5	
						Заняття 11	ЗМ 1.2	10.11		5	
						Заняття 12	ЗМ 1.2	17.11		5	
						Заняття 13	ЗМ 1.2	24.11		6	
						Заняття 14	ЗМ 1.2	01.12		6	
						Заняття 15	ЗМ 1.2	08.12		6	

Рисунок 3. Общий вид план-графика дисциплины «Грузовые перевозки»

Проведем параллели между предложенным подходом (с использованием «дорожной карты дисциплины») и подходом МТИ – табл. 3. Рассмотрим более подробно отдельные особенности реализации учебной дисциплины с использованием дорожной карты.

Подход Массачусетского технологического института является очень жестким к вопросам темпа обучения и аттестации знаний. Не сдача вовремя контрольного задания приводит к потере возможности получить хоть какую-то часть балов. Такой подход может быть оправдан в случае высочайшего уровня качества образования и высокого уровня мотивации студентов. В реалиях постсоветского образовательного пространства такой подход не целесообразен для большинства учебных заведений. Автором выбран подход, согласно которому мотивация строится на основании «упущенной выгоды» и «стремлению к победе». В учебном курсе заложена потеря половины возможных балов при не вовремя сданном учебном элементе (это составляющая – «*упущенная выгода*»). Другой составляющей является возможность досдать учебный элемент и претендовать на максимальное количество балов, если была попытка сдать учебный элемент в установленные сроки (это составляющая – «*стремление к победе*»). В этом случае есть возможность досдавать учебный элемент на протяжении еще двух недель от контрольной даты. Например, студент по каким-то причинам не успевает вовремя сдать учебный элемент (заболел, семейные трудности и др.), но у него есть часть выполненной учебной работы и он планирует наверстать «упущенную выгоду» в течение следующих двух недель. Студенту достаточно в этой ситуации отправить свою учебную работу, в том виде какая она есть, на электронную почту преподавателя. Тем самым фиксируется дата отправки и

получения работы, что дает понимание преподавателю о намерениях студента (обратная связь).

Таблица 3. Сравнительные характеристики использования «дорожной карты дисциплины» с подходом Массачусетского технологического института

Параметр	Опыт реализации дорожной карты дисциплины (дневная форма обучения)	Массачусетский технологический институт (дистанционный курс)
1. Ограничения по получению балов	Можно настраивать уровень штрафов (сейчас в практике применяется понижение балов на половину)	После контрольной даты балы получить нельзя
2. Информация о детализации курса перед его началом	Полная информация о балах по всех элементам курса и о контрольных датах их получения	Информация только о первом блоке курса
3. Подача материала на протяжении курса	Можно настраивать любой уровень (сейчас в практике часть материалов доступна в начале курса, часть подается по мере прохождения курса)	Материал следующего блока курса подается только после окончания предыдущего
4. Творческие задания	Часть заданий заключается в поиске информации студентом за рамками информации курса (реферат, тезисы лекции и др.)	Основная часть материала выдается преподавателем. Поиск дополнительной информации не нужен
5. Возможность получения дополнительных балов	Поощрение студентов через виды работ по курсу, которые не запланированы (разработка макетов, моделей, программ и др.)	Нет такой возможности
6. Минимальный контрольный временной интервал	Одна неделя	Одна неделя

Возможны и другие варианты мотивации студентов. Интересным видится технология с динамическим изменением потери балов («упущенная выгода»). Например, не сдача вовремя учебных элементов первой темы – потеря балов составит 20%, при не сдаче вовремя учебных элементов второй темы – потеря балов составит 40 % и т.д. Варианты реализации могут самые разнообразные. Тут необходимо проводить отдельные исследования и выявлять факторы, которые оказывают наибольшее влияние на эффективность обучения. Отметим из опыта автора, что само наличие таких стимулов не оспаривается студентами и принимается как достаточно справедливое.

Подход к предоставлению информации о детализации курса перед его началом видится достаточно неоднозначным. Учитывая, что Массачусетский технологический институт эту информации подает по мере открытия новых блоков и закрытия возможности получения балов по предыдущему блоку, можно говорить о психологическом аспекте этого вопроса (возможно и маркетинговом). Речь идет о том, что предоставляя подробную информацию в виде дорожной карты, вскрываются подробности о трудоемкости курса. Это может повлиять на психологическое восприятие студентом курса. Другими словами, без использования дорожной карты на старте (например, вначале семестра) все дисциплины, которые студент начинает изучать, выглядят относительно одинаковыми (есть лекции, практика, индивидуальные задания). Дисциплины воспринимаются на *качественном* уровне. При использовании «дорожной карты дисциплины», учебная дисциплина переходит на уровень *количественного* восприятия. Реакция студентов на такой подход может быть разнообразной. Можно предположить, что для целеустремленных студентов

это может повысить мотивацию, для слабо организованных – вызвать замешательство. Это при условии, если «дорожная карта дисциплины» вводится не с первого года обучения. При внедрении «дорожной карты дисциплины» по всем учебным дисциплинам с первого курса обучения – проблем со стороны студентов не должно быть.

Касательно подачи материалов – отдельных блоков учебной дисциплины. Массачусетский технологический институт идет по пути постепенного открытия информации. Этот путь видится достаточно рациональным. Однако он не совсем приемлем в случае наличия индивидуальных, творческих заданий на курсе. Поэтому целесообразнее использовать гибкую систему подачи материалов.

Далее остановимся на особенностях, которые внедрены в учебный курс и которые обусловлены потребностью сближения реального и виртуального образовательного пространства.

Особенностью современного времени является стремительное увеличение количества электронных материалов и доступность их получения и использования. Соответственно, студенты, как прогрессивная часть общества, активно используют электронные материалы для выполнения учебных заданий. Однако культура предоставления и использования электронных материалов находится на достаточно низком уровне. Часто нарушаются авторские права, много электронных ресурсов анонимного характера, фейковые материалы и др. Поэтому было решено внедрить такой элемент как «тезисы лекций». Суть заключается в том, что студент находит и оформляет материал в виде тезисов по темам, которые изучаются в учебной дисциплине. Сколько учебных тем, столько и тезисов лекций. Требования к тезисам следующие: 1) Название тезиса полностью соответствует названию теме дисциплины. 2) В тезисы не должны входить материалы, которые даются в конспекте лекций дисциплины. 3) Минимальный объем тезиса – 1 страница формата А4. 4) Минимальное количество источников информации – 2. 5) Источники информации должны быть достоверными (касается Интернет-ресурсов).

Аналогичный подход к подготовке реферата. Отличием является то, что: 1) Название реферата не должно дублировать название ни одной из тем дисциплины. 2) Минимальный объем тезиса – 3 страницы формата А4. 3) Минимальное количество источников информации – 3.

Такой подход позволяет привить у студента культуру работы с информацией, научить отличать достоверные источники информации от недостоверных, корректно пользоваться авторским правом и др. В такой работе главное не количество страниц материала, а индивидуальная работа с расширением кругозора по темам дисциплины.

Под достоверными источниками в рамках учебного курса понимается Интернет-ресурс, на котором присутствуют такие элементы как: 1) название организации, которой принадлежит ресурс; 2) телефоны, почтовые адреса; 3) фамилии ответственных и др.

Вид и форма представления данных об Интернет-ресурсах могут быть очень разнообразными. Однако через небольшое количество времени навык отбора информации из достоверных источников информации успешно закрепляется.

Следует отметить, что сами поисковые системы постоянно совершенствуют свои алгоритмы выдачи информации, что приводит к отсеиванию большей массы недостоверных сайтов.

Отдельно отметим необходимость автоматизации отдельных элементов учебной дисциплины. В рамках рассматриваемого курса была реализована автоматизация проверки знаний студентов по учебному элементу «тесты». Для этого используется Интернет-ресурс - http://tests.logistics-gr.com/ [9]. Данный сайт поддерживается автором и используется для реализации различных образовательных технологий. У студента есть возможность в удобное для себя время тестироваться по отдельным темам, доводя уровень своих знаний до необходимого уровня.

Подводя итог, выделим основные преимущества «дорожной карты дисциплины»: 1) фиксация результатов оценивания по каждому учебному элементу курса. Детализация

производиться до самого наименьшего учебного элемента; 2) информация о результатах обучения всегда в наличии у студента; 3) информация размещается на одном листе формата А4; 4) серьезный шаг к автоматизации учебного курса.

Сама реализация использования «дорожной карты дисциплины» следующая. Студент приносит с собой дорожную карту на занятия. Показывает выполненные учебные элементы на компьютере или любом другом электронном устройстве (телефон, планшет и др.). Преподаватель фиксирует полученные балы в дорожной карте студента. Студент хранит дорожную карту на протяжении всего модуля (семестра), делая периодически ее копии (фотокопии или ксерокопии). Максимальная сумма балов, которую студент может получить на протяжении всего модуля (семестра) – это 60 балов. Еще 40 балов он может получить на зачете или экзамене. Общая сумма по дисциплине – 100 балов.

Выводы. Использование дорожной карты вскрывает потребности в более глубоком анализе структуры дисциплины, ее трудоемкости. Необходимы серьезные шаги по автоматизации проверки отдельных учебных элементов. В тоже время использование «дорожной карты дисциплины» поднимает уровень предоставления образовательных услуг на более высокий уровень. Это будет способствовать повышению эффективности образования, а также повышению квалификации преподавательского состава университетов.

ЛИТЕРАТУРА

1. https://www.edx.org/ - платформа для онлайн обучения, основанная Гарвардским университетом и Массачусетским технологическим институтом в 2012 году

2. Дорожня карта реформ (вересень 2016 — грудень 2017 рр.) / За ред. Міського В. В., — Київ, 2016. — 72 с. - http://rpr.org.ua/wp-content/uploads/2016/09/Dorozhnya-karta-reform-RPR-do-kintsya-2017-roku.pdf - 2017.09.19

3. Разработана образовательная Дорожная карта для детей с аутизмом – режим доступа: https://cwf.com.ua/ru/news/news-feed/1609-razrabotana-obrazovatelnaya-dorozhnaya-karta-dlya-detej-s-autizmom (сайт фонда помощи детям с синдромом аутизмом) – 2017.09.19

4. Представлена дорожная карта реализации плана BEPS – режим доступа: http://jurliga.ligazakon.ua/news/2017/5/16/159823.htm (сайт информационного агентства "ЛИГА:ЗАКОН") - 2017.09.19

5. Дорожная карта Windows – режим доступа: https://www.microsoft.com/ru-ru/windowsforbusiness/windows-roadmap (сайт корпорации Майкрософт) - 2017.09.19

6. «Дорожная карта земельной реформы» подкреплена реальными законопроектами – Мирошниченко – режим доступа: http://agronews.ua/node/57902 (сайт информационного агенства «AgroNews.ua») - 2017.09.19

7. https://ru.wikipedia.org/wiki/Дорожная_карта - свободная энциклопедия «Википедия». Трактование термина «Дорожная карта» - 2017.09.19

8. Положення про робочу програму навчальної дисципліни – режим доступа: http://www.khnu.km.ua/root/dept/nmv/res/3.pdf (сайт Хмельницкого национального университета) - 2017.09.19

9. http://tests.logistics-gr.com/ - тесты и вопросы по логистике и транспорту (сайт проекта Logistics-GR) - 2017.09.19

ІНТЕРАКТИВНІ МЕТОДИ НАВЧАННЯ ЯК СКЛАДОВА КОМПЕТЕНТНІСНОГО ПІДХОДУ В ОСВІТІ

Зайцева Т.В.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. В Херсонській державній морській академії в рамках впровадження компетентнісного підходу до підготовки майбутніх спеціалістів морської галузі використовується система дистанційного навчання, яка побудована на основі відкритої платформи Moodle. Одним із головних модулів системи є підтримка інтерактивних методів навчання, які в свою чергу слугують ефективним засобом вдосконалення навчального процесу в вищих навчальних закладах.

Загальна постановка задачі та її актуальність. Основою запровадження компетентнісного підходу у вищій освіті має бути Національна система кваліфікацій, зокрема її складові – Національна і галузеві рамки кваліфікацій. Компетентнісно-орієнтована професійна освіта - це об'єктивне явище в освіті, викликане до життя соціально-економічними, політико-освітніми і педагогічними передумовами. Ринок праці пред'являє до сучасного фахівця цілий пласт нових вимог, які мають тенденцію змінюватися та повинні бути враховані в програмах підготовки спеціалістів.

Аналітичний аналіз останніх змін на ринку праці показує, що ці нові вимоги не пов'язані жорстко з тією або іншою дисципліною, вони носять міжпредметний, а можна сказати універсальний характер. Їх формування вимагає як оновлення предметного змісту дисциплін, так і інших педагогічних технологій. В цьому напрямку і діє компетентнісний підхід до навчання, що дозволяє:

- погоджувати мету навчання, яку ставить педагог, з власними цілями студентів;
- розвантажити студентів за рахунок підвищення долі індивідуальної самоосвіти;
- підготувати студентів до необхідності постійної самоосвіти;
- забезпечити ринок праці конкурентоспроможними фахівцями.

В Херсонській державній морській академії продовжується дослідна експериментальна робота з інтеграції навчального процесу на основі компетентнісного підходу в державну освітню політику України. Одним із напрямків впровадження компетентнісного підходу до системи підготовки фахівців є створення та впровадження платформи дистанційної освіти для підтримки навчального процесу.

Проблемам та умовам організації та впровадження дистанційної форми навчання були присвячені наукові роботи деяких вітчизняних та закордонних дослідників: Бикова В.Ю. [1], Кухаренко В.М. [3], Морзе Н.В., Олійника В.В., Полат Є.С., Триуса Ю.В. [4] Кравцова Г.М. [2], Рибалко О.В. та ін.

Проблему компетентнісного підходу в освіті розглядали в своїх дослідженнях вітчизняні науковці: Биков В.Ю., Овчарук О.В., Кузьміна Н.В., Бондаревська Є.В. та інші.

Зробивши аналіз публікацій можна зазначити, що впровадження інтерактивних форм навчання потребує організаційної, дослідницької та методичної роботи по використанню сучасних стратегій та ресурсів дистанційного навчання.

Виклад основного матеріалу. Використання дистанційних платформ навчання дає можливість широкого використання в процесі навчання курсантів інтерактивних методів навчання. Інтерактивне навчання це форма організації пізнавальної діяльності, де спосіб пізнання здійснюється у формі спільної діяльності курсантів. Інтерактивні методи навчання найбільш відповідають особистісно-орієнтованому підходу, так як вони припускають колективне, навчання у співпраці.

Викладачеві тепер недостатньо бути просто компетентним в області своєї дисципліни, даючи теоретичні знання в аудиторії. необхідно дещо інакше підходити до сучасного навчального процесу. Педагог частіше виступає лише в ролі організатора процесу навчання, лідера групи, створюючи умови для ініціативи курсантів. Інтерактивне

навчання засноване на власному досвіді молоді, на їх прямій взаємодії в області набуття професійного досвіду. Всі учасники навчального процесу взаємодіють один з одним, обмінюються інформацією, спільно вирішують проблеми, моделюють ситуації, оцінюють дії інших і свою власну поведінку, занурюються в реальну атмосферу ділової співпраці по вирішенню проблеми.

Для забезпечення інтерактивності пізнавального процесу слід створити комфортні умови навчання, при яких курсант буде відчувати свою успішність, інтелектуальну спроможність розв'язати проблему тим або іншим способом, все це і буде забезпечувати підвищення продуктивності процесу навчання. Тому б було помилкою не використовувати інтерактивні ресурси, які надає система управління контентом Moodle.

Навчальний процес з використанням інтерактивних об'єктів дистанційної платформи дасть можливість організувати навчальний процес таким чином, що практично всі учасники будуть втягнуті в активну пізнавальну діяльність, вони зможуть розуміти і рефлексувати з приводу того, що вони знають і думають. Особливість інтерактивних методів - це високий рівень взаємно спрямованої активності суб'єктів, взаємодії, емоційного, духовного єднання учасників.

В системі Moodle для підтримки інтерактивних форм навчання передбачена маса інструментів: вики, глосарій, блоги, форуми, завдання, семінари. При цьому процес навчання можна здійснювати як асинхронно (кожен курсант вивчає матеріал у власному темпі), так і в режимі реального часу, організовуючи онлайн лекції та семінари.

Широкі можливості для комунікації - одна з найсильніших сторін Moodle. У форумах можна проводити обговорення по групам, оцінювати повідомлення, прикріплювати до них файли будь-яких форматів. В особистих повідомленнях і коментарях - обговорити конкретну проблему окремо з викладачем, що зменшує психологічне навантаження та нівелює страх перед можливостю висловлення неправильного припущення. У чатах обговорення відбувається в режимі реального часу, участь можуть приймати будь-які учасники даного дистанційного курсу.

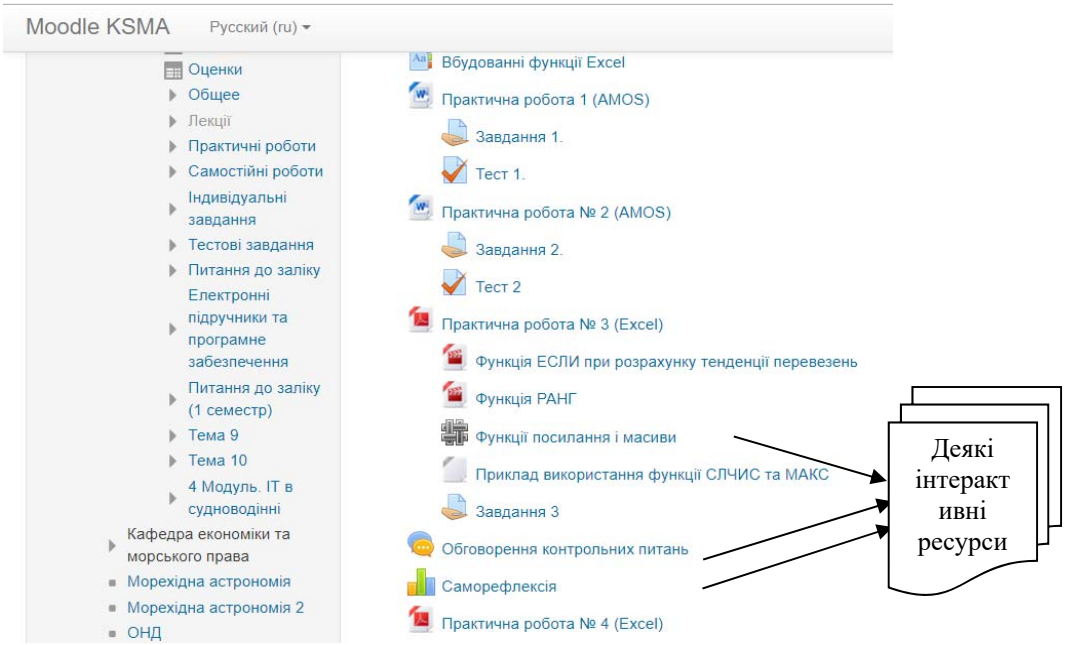


Рисунок 1. Дистанційна платформа навчання ХДМА

Moodle створює і зберігає портфоліо кожного курсанта: всі здані ним роботи, оцінки та коментарі викладача, повідомлення в форумі. Дозволяє контролювати «відвідуваність» - активність курсантів, час їх навчальної роботи в мережі. Викладач оперативно може збирати статистику по курсантам: хто що скачав, які домашні завдання зробив, які оцінки з тестів отримав. Таким чином, зрозуміти, наскільки курсанти розібралися в темі, і з урахуванням цього запропонувати матеріал для подальшого руху по навчальним темам.

В інтерактивній формі можуть проводитися як практичні (семінарські) заняття, так і лекції. Серед останніх, наприклад, можуть бути виділені:

- Проблемна лекція. Викладач на початку і по ходу викладу навчального матеріалу створює проблемні ситуації і втягує курсантів в їх аналіз.
- Лекція-провокація. Після оголошення теми лекції викладач повідомляє, що в ній буде зроблено певну кількість помилок різного типу: змістовні, методичні, поведінкові та ін. Курсанти в кінці лекції повинні назвати помилки.
- Лекція «прес-конференція». Викладач просить курсантів протягом 2-3 хвилин поставити йому цікаве для кожного з них питання по оголошеній темі лекції. Далі викладач систематизує ці питання і починає читати лекцію, включаючи відповіді на поставлені запитання в її зміст.
- Лекція-діалог. Зміст подається через серію питань, на які курсанти повинні відповідати безпосередньо в ході лекції.

Висновки та напрямки подальших досліджень. Якщо проаналізувати перші результати впровадження дистанційно-аудиторної форми навчання з використанням інтерактивних форм роботи, то можна виділити наступні ефекти впровадження:

1. Інтерактивні методи навчання дозволяють інтенсифікувати процес розуміння, засвоєння і творчого застосування знань при вирішенні практичних завдань. Дана ефективність забезпечується за рахунок більш активного включення курсантів в процес не тільки отримання, але і безпосереднього використання знань. Якщо форми і методи інтерактивного навчання застосовуються регулярно, то в курсантів формуються продуктивні підходи до оволодіння інформацією, встановлюються відносини співробітництва викладачами та курсантами.

2. Інтерактивне навчання підвищує мотивацію і залучення курсантів в обговорення методів розв’язування проблем, що дає емоційний поштовх до подальшої пошукової активності, процес навчання стає більш осмисленим.

3. Інтерактивне навчання формує здатність мислити неординарно, по-своєму бачити проблемну ситуацію, пропонувати свої методи та шляхи її вирішення; обґрунтовувати свої позиції, розвиває такі риси, як уміння вислуховувати іншу точку зору, вміння співпрацювати, вступати в партнерське спілкування.

4. Інтерактивна діяльність є необхідною умовою для становлення та вдосконалення компетентностей через включення учасників освітнього процесу в осмислене переживання індивідуальної та колективної діяльності для накопичення досвіду.

В подальшому планується розширити набір інтерактивних ресурсів платформи Moodle для проведення навчальних дисциплін кафедри.

ЛІТЕРАТУРА

1. Биков В.Ю. Методологічні та методичні основи створення і використання електронних засобів навчального призначення / В.Ю. Биков, В.В. Лапинський // Комп’ютер у школі та сім’ї. – 2012. – №2. – С. 3-6.

2. Кравцов Г.М. Система моніторингу якості електронних інформаційних ресурсів вузу / Г.М.Кравцов // Інформаційні технології в освіті. - 2008. - № 2. - С. 42-46.

3. Кухаренко В.М. Системний підхід до змішаного навчання / В.М.Кухаренко // Інформаційні технології в освіті. - 2015. - № 24. - С. 53-67.

4. Триус Ю.В. Система електронного ВНЗ на базі MOODLE: Методичний посібник / Ю. В. Триус, І. В. Герасименко, В. М. Франчук // За ред. Ю. В. Триуса. – Черкаси. – 220 с.

5. Сайт дистанційного навчання ХДМА. Режим доступу до сайту: http://www.dist.kma.ks.ua/.

ІНДИВІДУАЛЬНІ СТРАТЕГІЇ ДІЯЛЬНОСТІ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ВИРІШЕННЯ ПОТЕНЦІЙНО-КОНФЛІКТНОЇ СИТУАЦІЇ В СИСТЕМІ ТРЕНАЖЕРНОЇ ПІДГОТОВКИ

Землянський А.В., Сурков К.Ю., Авдеев В.С.
Кіровоградська льотна академія Національного авіаційного університету (Україна)

Вступ. Робота диспетчерів управління повітряним рухом (УПР) потребує швидкодії, впевненості і точності виконання. Якість підготовки авіадиспетчера залежить від сформованих на етапі професійної підготовки знань, навичок, умінь з УПР. Впровадження індивідуальних стратегій тренажерної підготовки (ІСТ), основаних на врахуванні індивідуальних особливостей авіадиспетчера дозволить підвищити якість підготовки авіаційних фахівців та підтримати належний рівень навичок та умінь. Одним з питань, що потребує вивчення для впровадження адаптивного підходу до навчальної діяльності є питання вибору ІСТ. Діяльність авіадиспетчерів в системі тренажерної підготовки оцінюється за багатьма критеріями, одним з яких є своєчасність [1]. Одним з видів помилок, що виникають у авіадиспетчера при виконанні вправ на диспетчерському тренажері, є помилки, пов'язані зі своєчасністю прийняття рішення при парируванні потенційно-конфліктних ситуацій (ПКС). У дослідженні А.В. Землянського [2] проведено аналіз парирування ПКС, яке було поділено на 5 етапів за критерієм своєчасності прийняття рішення: раннє рішення, своєчасне рішення, пізнє рішення, ПКС не вирішена (не обрано вірного методу), ПКС не вирішувалась.

Оцінювання виконання тренажерних вправ по критерію своєчасності та корекція навчальних стратегій виконується за допомогою компонентів, виділених при проведенні декомпозиції розвитку ПКС при її вирішенні авіадиспетчером (рис. 1).

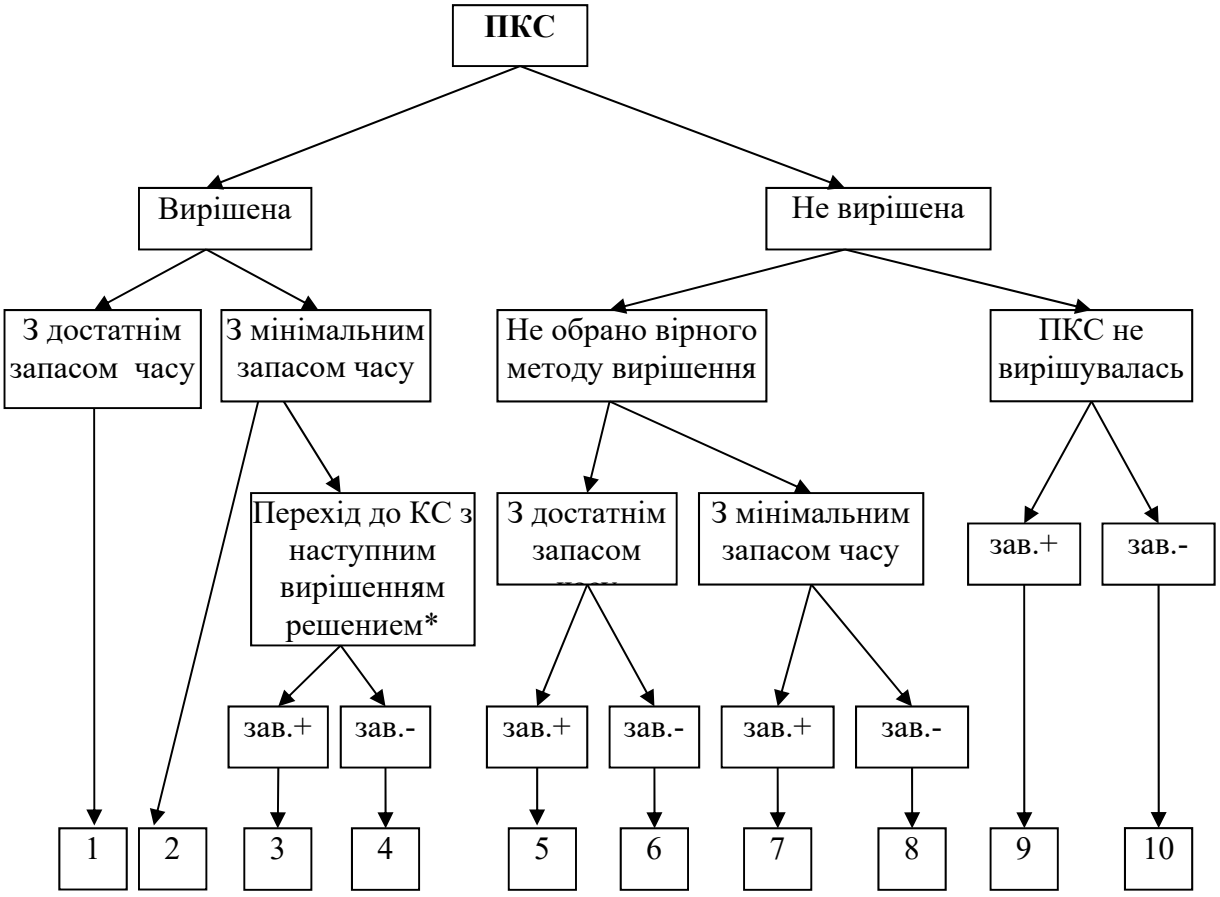


Рисунок 1. Декомпозиція розвитку ПКС за критерієм своєчасності

На рисунку розглянуто ситуації, в яких завантаженість авіадиспетчера може бути в межах норми (зав.+) та перевищувати норму (зав.-). В процесі аналізу виділено сценарії розвитку ситуації:

- ПКС вирішена, вказівки (команди) авіадиспетчера видані своєчасно;
- вказівки (команди) авіадиспетчера видані з мінімальним (недостатнім) запасом часу;
- не обрано вірного методу вирішення - були зафіксовані вказівки (команди), але вони не призвели до парирування ПКС;
- ПКС не вирішувалась - не були зафіксовані вказівки (команди) для парирування ПКС.

Під вказівками (командами) з парирування ПКС розуміємо будь-які вказівки, видані авіадиспетчером повітряним судам, задіяним у розвитку ПКС, з метою вирішення ПКС. Отриманий за допомогою декомпозиції розвитку ПКС перелік з десяти пунктів (наслідки розвитку ПКС) дозволяє оцінити правильність виконання завдання та сформувати ІСТ по критерію своєчасності:

1. ПКС вирішена з достатнім запасом часу. Користувач своєчасно розпізнав ПКС та прийняв рішення, що привело до вирішення ПК. Помилки немає, корекція ІСТ не потрібна.

2. ПКС вирішено з мінімальним запасом часу. Така ситуація є небажаною, тому що у випадку виникнення непередбачуваних/незапланованих факторів може не вистачити часу на вирішення ПКС. Можливі причини: невірна розстановка пріоритетів, пізнє виявлення ПКС. Необхідна корекція ІСТ.

3. Користувач пізно почав вирішувати ПКС, ПКС переходить в КС (ПКС не вирішена). Без додаткових вказівок авіадиспетчера КС вирішується. Завантаженість авіадиспетчера в межах норми. Можливі причини: невірна розстановка пріоритетів, пізнє виявлення ПКС, затягнуте рішення ПКС (авіадиспетчер витрачає більше розрахункового часу на технологічні операції). Необхідна корекція ІСТ.

4. Користувач пізно почав вирішувати ПКС, ПКС переходить в КС (ПКС не вирішена). Без додаткових вказівок з боку авіадиспетчера КС вирішується. Завантаженість авіадиспетчера вище норми. Можливі причини: висока завантаженість не дозволяє вирішувати ПКС своєчасно. Варіанти завантаженості: велика кількість ПС на управлінні (завдання занадто насичене), велика кількість одночасних ПКС (завдання занадто складне), зайнятість іншими операціями - видача інформації, узгодження, пультові операції т.д. (невірна розстановка пріоритетів). Необхідна корекція ІСТ.

5. Користувач видає вказівки (команди), які не призводять до парирування ПКС. Запас часу достатній. Завантаженість авіадиспетчера в межах норми. Не вибрані правильні методи парирування ПКС, не проводиться моніторинг розвитку ситуації. Можливі причини: авіадиспетчер видає вказівки ПС не визначився саму ПКС (не бачить ПКС). Причини: неправильний вибір методу вирішення ПКС (вивчити рекомендовані методи), відсутність моніторингу розвитку ситуації, невміння спрогнозувати КС. Необхідна корекція ІСТ.

6. Користувач видає вказівки (команди), які не призводять до парирування ПКС через високу завантаженість, що не дозволяє приділити достатньо часу рішенням ПКС. Варіанти завантаженості: велика кількість ПС на управлінні (завдання занадто насичене), велика кількість одночасних ПКС (завдання занадто складне), зайнятість іншими операціями - видача інформації, узгодження, пультові операції т.д. (невірна розстановка пріоритетів). Необхідна корекція ІСТ.

7. Користувач видає вказівки (команди), які не призводять до парирування ПКС. Запас часу недостатній. Завантаженість авіадиспетчера в межах норми. Причини: неправильний вибір методу вирішення ПКС (вивчити рекомендовані методи), відсутність моніторингу розвитку ситуації, невміння спрогнозувати КС, несвоєчасне виявлення ПКС. Необхідна корекція ІСТ.

8. Користувач видає вказівки (команди), які не призводять до парирування ПКС.

Запас часу недостатній. Завантаженість авіадиспетчера вище норми. Причини: неправильний вибір методу вирішення ПКС (вивчити рекомендовані методи), відсутність моніторингу розвитку ситуації, невміння спрогнозувати КС, несвоєчасне виявлення ПКС, несвоєчасне виявлення ПКС. Необхідна корекція ІСТ.

9. Відсутні вказівки для ПС, які беруть участь у розвитку ПКС. Користувач не бачить ПКС. Завантаженість авіадиспетчера в межах норми. Причини: відсутність необхідних знань (правила ешелонування і т.д.), відсутність навички виявлення ПКС, невірна розстановка пріоритетів (в разі виконання інших операцій під час розвитку ПКС). В цьому випадку система може дати підказку на рівні вказівки на ПКС. У разі відсутності результату - авіадиспетчер не готовий до такого вправи. Необхідна корекція ІСТ.

10. Відсутні вказівки для ПС, які беруть участь у розвитку ПКС. Користувач не бачить ПКС. Завантаженість авіадиспетчера вище норми. Причини: відсутність необхідних знань (правила ешелонування і т.д.), відсутність навички виявлення ПКС, невірна розстановка пріоритетів (в разі виконання інших операцій під час розвитку ПКС). В цьому випадку система може дати підказку на рівні вказівки на ПКС. У разі відсутності результату - авіадиспетчер не готовий до такого вправи. Необхідна корекція ІСТ.

Процедура корекції є основою адаптивного підходу до навчальної діяльності та визначення ІСТ. Вона складається з менших структурних компонентів – навчальних дій [3]: I_1 – повторне виконання вправи, в якій було допущено помилка/помилки; I_2 – виконання нової вправи з ситуацією/ситуаціями при вирішенні яких було допущено помилка/помилки; I_3 – опрацювання пунктів нормативних документів, які були порушенні в ході виконання навчального завдання; I_4 – повторне виконання вправи, в якій було допущено помилка/помилки, виконання нової вправи з ситуацією/ситуаціями при вирішенні яких було допущено помилка/помилки; I_5 – опрацювання пунктів нормативних документів, які були порушенні в ході виконання навчального завдання, повторне виконання вправи, в якій було допущено помилка/помилки; I_6 – опрацювання пунктів нормативних документів, які були порушенні в ході виконання навчального завдання, виконання нової вправи з ситуацією/ситуаціями при вирішенні яких було допущено помилка/помилки; I_7 – повторне виконання вправи, в якій було допущено помилка/помилки; виконання нової вправи з ситуацією/ситуаціями при вирішенні яких було допущено помилка/помилки; опрацювання пунктів нормативних документів, які були порушенні в ході виконання навчального завдання.

Для подальшого формування ІСТ по критерію своєчасності необхідно визначити вагові коефіцієнти кожного з наслідків розвитку ПКС та вагові коефіцієнти навчальних дій. Наступним кроком є створення моделі, що відображає досліджувані характеристики та відношення та механізм вибору ІСТ по критерію своєчасності (рис. 2). Співставлення елементів обох множин проводиться за допомогою методу експертного опитування.

На рисунку 2 показані: множина *M* - наслідки розвитку ПКС при її вирішенні авіадиспетчером; множина *I* – перелік навчальних дій; *v* – вагові коефіцієнти. В результаті отримуємо відповідність між елементами множини навчальних дій та елементами множини помилок в залежності від значення помилки.

Висновки. Декомпозиція розвитку ПКС дозволяє призначати певну навчальну дію в залежності від значимості помилки авіадиспетчера за критерієм своєчасності. Кожна навчальна дія детальніше визначає подальший напрямок навчальної стратегії. Отримані наслідки розвитку ПКС можуть бути використані в системах підтримки прийняття рішень, а також для організації автоматизованих систем побудови навчальних вправ з використанням адаптивного підходу. Наступним кроком дослідження є побудова відповідності переліку наслідків розвитку ПКС та переліку ІСТ в залежності від вагових коефіцієнтів помилки та розрахунок вагових коефіцієнтів помилок.

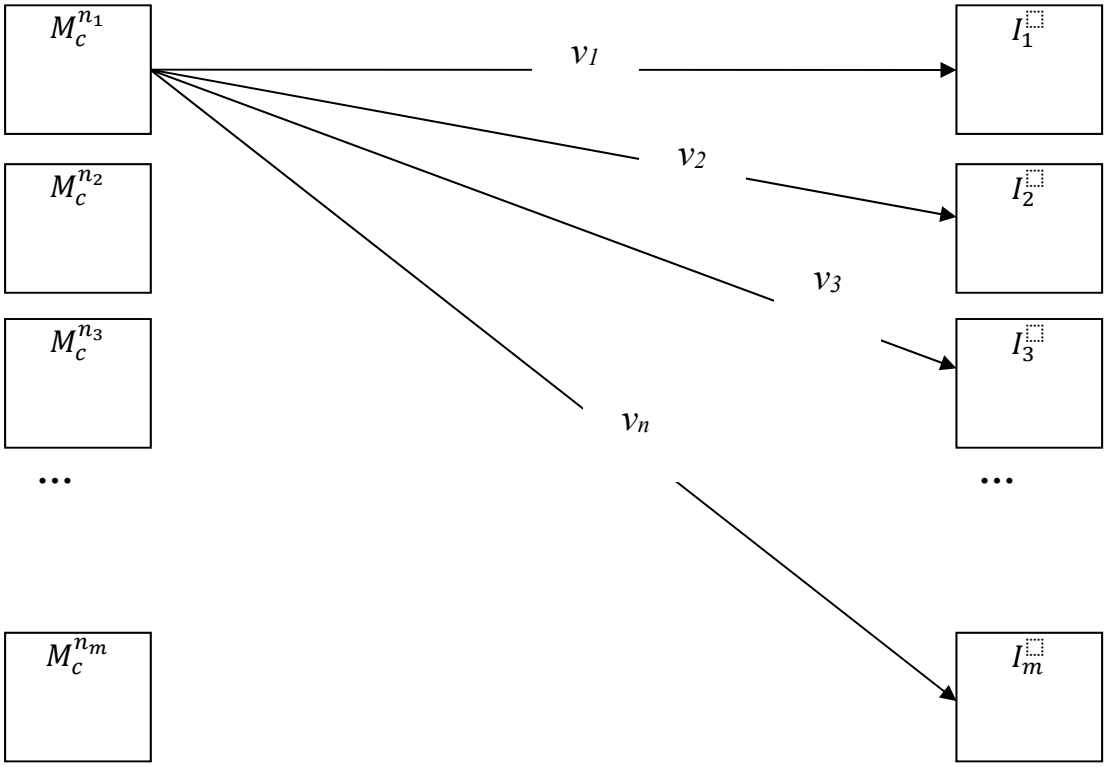


Рисунок 2. Модель вибору ІСН по критерію своєчасності

ЛІТЕРАТУРА

1. Григорецький, В.О. Моделі оцінки діяльності авіадиспетчерів в реагуванні на проблемні ситуації на диспетчерських тренажерах [Текст] / В.О. Григорецький, В.М. Неділько, А.С. Пальоний // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Серія: Інформатика та моделювання. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2015. – № 33 (1142). – С. 30-39

2. Землянский А.В. Классификация развития конфликтной ситуации по параметру своевременности /А.В. Землянский, О.М. Даниленко В.С. Авдеев // Управління високошвидкісними рухомими об’єктами та професійна підготовка операторів складних систем: матеріали IV Міжнародної науково-практичної конференції 26-27 листопада 2015 р. - Кіровоград. – Вид-во КЛА НАУ, 2015. – С.192.

3. Сурков К.Ю. Формування індивідуальних стратегій навчальної діяльності в системі тренажерної підготовки. / В.М. Неділько, К.Ю. Сурков, А.В. Землянський // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті: матеріали IX Міжнародної науково-практичної конференції 23-25 травня 2017р. - Херсон. С. 58-61.

ОРГАНІЗАЦІЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАВЧАЛЬНОЇ РОБОТИ В СИСТЕМІ ДИСТАНЦІЙНОГО НАВЧАННЯ ЗА ДОПОМОГОЮ MOODLE

[1]Знайдюк В.Г., [1]Ляшенко С.О., [2]Ляшенко О.С
[1]Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка (Украина)
[2]Харківського національного університету радіоелектроніки (Украина)

Сучасні соціально-економічні процеси в Україні вимагають розвитку та модернізації вищої освіти, відповідно вимог міжнародних стандартів. Розвиток та модернізація вищої освіти здійснюється за рахунок втілення системи інформаційних технологій в навчальний процес.

Одним з таких напрямків є втілення сучасних інформаційно-комунікаційних технологій, що базуються на модульному програмному забезпеченні і відповідній організаційній роботі в системі навчання. Важливою особливістю на сьогоднішній час є зміщення навчання в сторону самостійної та дистанційної освіти. Удосконаленню якості процесу навчання студентів в Україні, особливо в складний час реформування економіки, допомагає втілення сучасних навчальних технологій, що базуються на новітніх досягненнях провідних вчених в галузі дистанційної освіти. Виходячи з основної мети, що є в системі освіти – покращання отримання якості знань, виникає необхідність адаптування методології викладення навчального матеріалу з можливостями сучасних інформаційно-комунікаційних технологій, і що дасть можливість підвищити ефективність самостійного навчання в університеті.

Сучасні освітні технології дають можливість не тільки підвищувати якість навчання, але й скоротити час навчання і збільшити об’єм інформації, що студент може отримати. Але втілення сучасних освітніх та інформаційних технологій не означає, що вини повністю можуть замінити традиційну методику викладання, яка являє собою сукупність методів, форм, способів навчання, що застосовуються у навчальній діяльності. Однією з найважливіших задач сучасної освіти є зміна методів та технологій викладання, орієнтація на самостійне навчання та формування навиків у студентів та викладачів до самостійної діяльності і мотивації [1, 2].

З введенням багаторівневої освіти, виникли проблеми з організацією, підтримкою і супроводом самостійної роботи. Відповідно, стало необхідно змінювати і форми та методи викладацької роботи. У зв’язку з цим стало приділятись більше уваги навчально-методичному та інформаційному забезпеченню самостійної роботи та роботі в системі дистанційного навчання. Ця робота включає в себе створення дидактично обґрунтованого комплексу методів та засобів навчання, навчально-методичних рекомендацій по організації, плануванню та контролю навчальної роботи в системі дистанційного навчання. У зв’язку з цими проблемами виникає необхідність у створенні ефективних навчальних курсів, з відповідним навчально-методичним забезпеченням, яке проходить незалежну і багаторівневу перевірку на якість, і які адаптовано в систему дистанційного навчання університету за допомогою електронного навчаючого середовища Moodle.

Moodle – це система керування змістом сайту (Content Management System-CMS), яка розроблена для створення онлайн-курсів викладачами[3]. Цей програмний продукт використовується в системі освіти більш ніж у 100 країнах світу. Важливою складовою є безкоштовність та вільне розповсюдження по ліцензії GNU GPL [3, 4]. Система дистанційного навчання Moodle має близько 2 млн. зареєстрованих користувачів, 46 тис. освітніх порталів на 70 мовах і об’єднує більш ніж 300 програмістів-розробників [5]. Система Moodle надає можливість до комунікації та взаємодії між користувачами в системі дистанційного навчання: здійснення інформативно-консультативного зворотного зв’язку між викладачем та студентом; спільне створення електронних документів та навчальних матеріалів на основі wiki-технологій, баз даних [6].

Серед сучасних навчаючих середовищ, що застосовується при управління навчальним процесом, і які використовуються в багатьох університетах України та інших держав світу, електронне навчаюче середовище Moodle займає особливе місце [7]. Порівняльний аналіз навчальних середовищ, що було проведено в роботах, присвячених практиці використання Moodle в навчальному процесі О.М. Анисимовим, В.Г. Маняхіним, W. Rice, J. Cole, а також свій досвід, який було отримано при роботі в університеті з різними версіями Moodle, показав, що електронне навчаюче середовище Moodle, яке має значний педагогічний потенціал, може ефективно використовуватись в системі самостійного і дистанційного навчання тільки разом з відповідної організацією навчального процесу [2, 3]. Теоретичний аналіз літератури та практики показав, що теоретичний потенціал Moodle базується на закладеними в неї педагогічними основами, що реалізують філософію «педагогіки соціального конструкціонізму» (Л.С. Виготського, Д. Дьюи, Ж. Піаже, Э. фон Глазерфельда). Викладач, при цьому, отримує новий статус – організатора, наставника та партнера [8, 9, 10]. Для ефективного супроводу організації дистанційного навчання необхідне програмне середовище для вивчення дисциплін курсу, на які студента записано. Одним з способів рішення ефективного дистанційного навчання є створення електронних курсів в системі Moodle.

Moodle володіє потужним інструментарієм по збиранню, обробці та зберіганню аналітико-статистичної інформації про навчальний процес в системі дистанційного навчання. Втілення сучасних освітніх та інформаційних дистанційних технологій доповнює і розширює можливості в отриманні якісної освіти. Незалежний всебічний контроль навчально-методичного матеріалу, що використовується в дистанційному навчанню, підвищує якість викладання, що відповідає міжнародному рівню.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гриценко В.И. Дистанционное обучение: теория и практика // В.И. Гриценко, С.П. Кудрявцева, В.В. Колос, Е.В. Варенич. – К.: Наук. думка, 2004. – 375 с.

2. Михеев М.А. Системы управления учебными материалами как основа системы дистанционного обучения / М.А. Михеев // Открытое и дистанционное образование. – Томск: Изд-во ТГУ, 2011. – № 3(43). – С.51- 55.

3. Анисимов А.М. Работа в системе дистанционного обучения Moodle : учеб. пособие.- 2-е изд. ис. и допол. / А.М. Анисимов. – Харьков: Изд-во ХНАГХ, 2009. – 292 с.

4. СДО «Moodle» [Электронный ресурс] – URL: https://»Moodle».org/. (дата обращения: 14.03.2016).

5. Работа в системе дистанционного обучения Moodle [Электронный ресурс] – URL: dl.ki.sumdu.edu.ua/mod/resource/view.php?id=79 (дата обращения: 14.04.2016).

6. Электронные курсы ОГУ в системе обучения Moodle [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://moodle.osu.ru.

7. Винник В.К. Модель организации самостоятельной работы студентов с применением учебной платформы moodle // Современные проблемы науки и образования, 2013. – № 3.

8. Выготский Л.С. Педагогическая психология / Л.С. Выготский. – М.: Педагогика, 1991. – 480 с.

9. Глазерсфельд, Э. Радикальный конструктивизм и обучение / Э. Глазерсфельд // Перспективы. – М.: Париж, 2001. – Т. 31, № 3. – С. 81- 93.

10. Дьюи Д. Психология и педагогика мышления / Д. Дьюи; [Пер. с англ. Н. М. Никольской]. – М.: Совершенство, 1997. – 208 с.

11. Ляшенко С.О. Організація забезпечення навчальної роботи в системі дистанційного навчання в ХНТУСГ ім. П. Василенка за допомогою Moodle 3.0 С.О.Ляшенко, В.Г.Знайдюк, О.С.Ляшенко // Методологія університетської освіти: збірник науково-методичних праць / За ред. проф. В.І. Жили. – Харків: ТОВ Вид-во «Лідер», 2016. с. 158-171.

МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЗАЩИЩЁННОСТИ ТЕСТОВЫХ ОБУЧАЮЩИХ СИСТЕМ

Кравцова Л.В., Каминская Н.Г.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

В 2015-2016 учебном году в ХГМА начала своё существование система дистанционного обучения, созданная на базе платформы Moodle (Modular Object-Oriented Dynamic Learning Environment — модульная объектно-ориентированная динамическая обучающая среда), предназначенной для объединения педагогов, администраторов и обучающихся (учеников, студентов) в одну надёжную, безопасную, интегрированную систему для создания персонализированной обучающей среды [1]. Проект СДО Moodle ХГМА разработан и внедрён в учебный процесс коллективом кафедры информационных технологий, компьютерных систем и сетей академии. При этом было необходимо обеспечить качественную поддержку учебного процесса (смешанное обучение), проведение комплексной проверки знаний, профессиональных умений и навыков в режиме независимого компьютерного тестирования с учётом специфики подготовки моряка международного уровня. В 2016-2017 учебном году руководством академии было принято решение о проведении независимого экзаменационного тестирования по всем дисциплинам, формой контроля знаний по которым был экзамен. Для объективной оценки знаний курсанта по каждой дисциплине на сайте дистанционного обучения был сформирован банк тестовых вопросов, покрывающих весь учебный материал дисциплины. Система автоматически формирует для каждого тестируемого персональный вариант, учитывающий типы заданий, уровень сложности, тематику, время, отведённое на тестирование. Естественно, подготавливает тест и отвечает за его качество преподаватель дисциплины. С другой стороны, руководитель проекта, администратор сайта дистанционного обучения, учебный отдел должны обеспечить объективность проверки знаний в тестовом режиме.

К обучающим системам, в том числе и Moodle, используемой в ХГМА, предъявляются высокие требования, такие как защита от копирования, списывания и несанкционированного доступа к вопросам; наличие большой тестовой базы; простота программного интерфейса; удобство администрирования теста; полная автоматизация процесса тестирования; минимизация времени посылки запроса / получения отклика системы. В информационной безопасности существует понятие информационного риска, и это имеет прямое отношение к СДО Moodle ХГМА. Существуют различные способы защиты информации, в том числе и кардинальные. В рамках этого материала рассмотрим основные положения по защите информации, которые разработаны администрацией проекта и успешно применяются в использовании СДО в учебном процессе. Следует отметить, что доступ к электронным образовательным ресурсам СДО Moodle ХГМА предоставляется курсантам и студентам академии через процесс авторизации на портале https://mdl.ksma.ks.ua/ [2] с использованием индивидуального логина и пароля. Регистрация и/или удаление обучающихся в академии осуществляется администратором согласно приказам ректора академии о зачислении, распределении, переводе и восстановлении обучающегося. Доступ к ресурсам электронной информационно-образовательной среды ХГМА предоставляется после подписания соглашения о выполнении Правил использования ресурсов и ответственности пользователя. Приведём некоторые положения Правил. Веб-сервисы, базы данных и ресурсы элементов СДО Moodle ХГМА являются интеллектуальной собственностью Академии. Пользователи СДО имеют возможность доступа к персонализированной части электронной информационно-образовательной среды и обязаны использовать информацию с соблюдением авторских прав, не воспроизводить полностью или частично информацию ограниченного доступа. Пользователь, прошедший процедуру регистрации, в полной мере ответственен за сохранность регистрационных данных и обязуется нести ответственность за неумышленное или умышленное разглашение регистрационной информации, в результате собственной некомпетентности при работе с ресурсами и сервисами, в частности, за передачу своего логина и пароля другому лицу. Также пользователь несёт ответственность за умышленное использование программных средств (вирусов,

и/или самовоспроизводящегося кода), позволяющих осуществлять несанкционированное проникновение в электронные ресурсы с целью модификации информации, кражи паролей, угадывания паролей и других несанкционированных действий. Кроме того, пользователь обязуется соблюдать правила электронной этики внутри сетевого учебного сообщества ХГМА, а именно: компетентно отвечать в форумах, обсуждениях, опросах и других формах сетевого общения; проявлять корректность в общении с другими участниками сетевого сообщества.

Пользователь обязан немедленно уведомить администратора СДО ХДМА (непосредственно или через электронное сообщение) в случае невозможности авторизованного входа с первичным паролем, с целью временного блокирования доступа в систему от имени этого обучающегося, а также о любом нарушении безопасности. В случае потери учетных данных возможно восстановление доступа к учетной записи пользователя на СДО, для этого он должен непосредственно лично обратиться к администратору сайта для восстановления пароля. Администратор СДО Moodle ХГМА оставляет за собой право запретить использование определенных логинов (паролей) и/или изъять их из обращения.

Самая важная часть системы защиты информации на СДО ХДМА – это система разграничения доступа разных пользователей к различным таблицам. На сайте дистанционного обучения регистрируется большое количество пользователей. Каждый пользователь имеет свои права на каждую таблицу базы данных. Каждый из них может быть отнесён к определённой роли, и тогда права задаются только для нескольких ролей. Например, пользователь, являющийся студентом, не имеет права записывать данные в журнал с оценками. Но возможно, что кто-то из студентов захочет исправить себе плохую оценку в журнале и попытается взломать доступ к базе данных с помощью ввода SQL- команд в поля ввода интерфейсной части системы дистанционного обучения. Если в интерфейсе системы не реализована защита от подобных атак, то введённые злоумышленником SQL-команды выполнятся в СУБД. Причём, используя различные команды, можно не только исказить информацию в базе данных, но даже удалить сразу целую таблицу. Или можно прочитать некие засекреченные данные. Чтобы надёжно защитить базу данных от подобных атак, нужно использовать разграничение доступа. Различным пользователям (или пользователям различных ролей) нужно предоставить права доступа только на те таблицы, к которым им нужен доступ, и только доступ такого вида, который действительно нужен. Например, пользователь с правами студента имеет право читать данные из журнала оценок, но ни в коем случае не имеет права записывать какие либо данные в журнал. Кроме того, администратор следит за всеми действиями, которые пользователи совершают над базой данных. Например, это может понадобиться для того, чтобы определить, не были ли допущены ошибки при создании матрицы разграничения доступа. Для этого используется журнал аудита, в котором записываются все действия, совершаемые пользователями над базой данных. В журнале сохраняются имена пользователей, выполнивших действия, время, в которое каждое действие было выполнено, а также SQL-команды, которые были выполнены в каждом действии. Такие меры позволяют почти полностью исключить возможность несанкционированного доступа к информации, её искажения или уничтожения.

Выводы. Каждый ресурс в сети Интернет, в том числе и сайт дистанционного обучения ХДМА, должен быть снабжен грамотной системой безопасности. Практика показывает, что осознание всей важности этого действия приходит уже после того, как уязвимость обнаружена, сайт взломан, а информация украдена, изменена или уничтожена. Чтобы этого не произошло, необходимо заранее просчитать все риски для системы и максимально обезопасить её уже на стадии разработки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Триус Ю.В. Система електронного ВНЗ на базі MOODLE: Методичний посібник / Ю. В. Триус, І. В. Герасименко, В. М. Франчук // За ред. Ю. В. Триуса. – Черкаси. – 2012. – 220 с.

2. Кравцов Г.М. Система моніторингу якості електронних інформаційних ресурсів вузу / Г.М.Кравцов // Інформаційні технології в освіті. - 2008. - № 2. - С. 42-46.

3. Кухаренко В.М. Системний підхід до змішаного навчання / В.М.Кухаренко // Інформаційні технології в освіті. - 2015. - № 24. - С. 53-67.

ТРАНСФЕР ТЕХНОЛОГІЙ У ВИЩИХ НАВЧАЛЬНИХ ЗАКЛАДАХ

[1]Краснокутська З.І., [1]Покшевницька Т.В., [2]Грицук І.В.
[1]Національний транспортний університет (Україна)
[2]Херсонська державна морська академія (Україна)

Аналіз наявної в Україні інфраструктури інноваційної діяльності на базі вищих навчальних закладів (ВНЗ) свідчить про недосконалість, нерозвиненість ланки і механізму комерціалізації завершених науково-технічних розробок і технологій. Існує ряд чинників, що перешкоджають ефективному трансферу науково-технічних результатів:

- недостатньо розвинені механізми виявлення технологічних потреб компаній і підприємств та інформування про них наукових організацій;
- недостатньо розвинені механізми стимулювання компаній і підприємств до розвитку технологічної кооперації та використанню науково-дослідних результатів створених в університетах;
- інноваційна інфраструктура фрагментарна – недостатньо розвинені зв'язки (обмін досвідом, методологією, кращою практикою) між організаціями інноваційної інфраструктури;
- недостатня інформованість компаній і підприємств про існування нових технологій і можливостях доступу до них за допомогою ланок інноваційної інфраструктури.

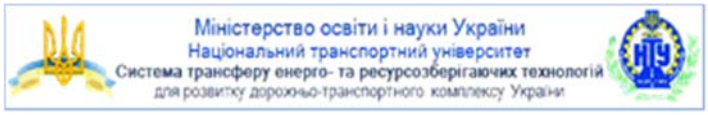
Це обумовлює потребу у формуванні в ВНЗ відповідних ланок інноваційної інфраструктури, відпрацюванні ефективних механізмів для комерціалізації завершених науково-технічних розробок і технологій [1].

На теперішній час у вищих навчальних закладах та науково-дослідних організаціях України створюються центри, офіси, відділи трансферу та комерціалізації наукових розробок, такі структури є складовою інфраструктури трансферу технологій. Нормативною базою для створення таких структур є Закон України «Про державне регулювання діяльності у сфері трансферу технологій» згідно з пунктом 3 статті 8 для забезпечення виконання функцій, пов'язаних із створенням, використанням, патентуванням та ліцензуванням прав на технології та їх складові, підприємства, наукові установи, вищі навчальні заклади створюють структурні підрозділи з питань трансферу технологій, інноваційної діяльності та інтелектуальної власності [2]. З метою організації та забезпечення роботи Національного транспортного університету з питань захисту інтелектуальної власності, інноваційної діяльності та трансферу технологій наказом ректора № 2 від 4 січня 2016 року створений науковий відділ з питань трансферу технологій, інноваційної діяльності та інтелектуальної власності.

Основними завданнями відділу є дослідження потреби ринку в об'єктах права інтелектуальної власності, майнові права на які належать Університету. Крім того, здійснюється, спільно з відповідними підрозділами Університету, аналіз наукових, науково-дослідних та методичних робіт, що плануються до виконання, прогнозування їх результатів з метою виявлення патентоздатних об'єктів права інтелектуальної власності, доцільності їх правової охорони в Україні та в іноземних державах; виконання разом з відповідними підрозділами Університету патентних, патентно-кон'юнктурних та маркетингових досліджень; участь у пошуку потенційних інвесторів для фінансування науково-дослідних робіт; забезпечення комерціалізації об'єктів права інтелектуальної власності, майнові права на які належать університету, в Україні та в іноземних державах; забезпечення функціонування та розвитку Системи трансферу енерго- та ресурсозберігаючих технологій для розвитку дорожньо-транспортного комплексу України (Система), аналіз результатів науково-технічної, науково-дослідної діяльності Університету щодо можливості внесення технологічних пропозицій в базу даних Системи; консультації співробітників університету та сторонніх організацій з питань оформлення і отримання охоронних документів та щодо структури технологічних профілів.

На сьогоднішній день фахівці відділу на договірній основі надають комплекс консультаційних послуг з питань інтелектуальної власності та оформлюють документи на отримання патентів України на корисну модель, винаходи та промислові зразки; свідоцтва України на знак для товару і послуг; свідоцтва авторського права на твір для сторонніх організацій.

Як зазначено вище, одним із завдань роботи відділу в університеті є забезпечення функціонування та розвитку Системи трансферу енерго- та ресурсозберігаючих технологій



для розвитку дорожньо-транспортного комплексу України [3]. Система є інформаційно-програмним комплексом, розробленим при підтримці Міністерства освіти і науки України та Національної мережі трансферу технологій. Система збудована за світовими стандартами, методологія роботи, а також формати представлення технологічних запитів/пропозицій сумісні з форматами та методологією Європейської мережі підтримки підприємництва (EEN). В базі Системи на сьогоднішній день розміщено 340 технологічних пропозицій. Зараз ведеться робота над створенням англомовної версії Систем, що дозволить зацікавленим зарубіжним організаціям отримати інформацію про розробки університету та сторонніх організацій. Система, крім пошуку потенційних покупців, містить інформацію з питань, пов'язаних з дорожно-транспортною галуззю, в тому числі автомобільним сектором. Система дозволяє знаходити партнерів (спеціалістів у конкретних областях) для спільної розробки або фінансування інноваційних технологій.

Система є однією з форм інноваційного розвитку університету, яка забезпечує комплексність та синергію як навчального процесу, так і науково-дослідної, науково-технічної та інноваційної діяльності на всіх етапах та етапах трансферу технологій, а також забезпечує залучення до процесу трансферу науково-педагогічних працівників університету. Система спрямована на створення сприятливого середовища для наступного покоління та просування інноваційних проектів від початкової ідеї до комерціалізації готової продукції. Створюються необхідні умови для підготовки фахівців більш високого рівня для розробки та впровадження інноваційних розробок [1, 3].

Одже, в сучасних умовах трансфер технологій є необхідною складовою інноваційного розвитку університетів, а комерційна реалізація технологій — системи науково-технічного співробітництва. Важливо розуміти, що основною функцією університетів була і залишається навчальна і науково-дослідницька діяльність, однак сучасні університети набули додаткову функцію — підприємницьку. Вочевидь, що українські науковці прагнуть світового визнання результатів їх наукової діяльності і тому намагаються знайти західних інвесторів. Чим більш обізнаними і досвідченими вони будуть в сфері трансферу технологій, тим з більш досвідченими і потужними інвесторами вони зможуть працювати, і тим легше їм буде потрапити зі своїми розробками до світової ринкової економіки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Трансфер технологій як засіб інноваційного розвитку дорожньо-транспортного комплексу України: монографія/ М.Ф. Дмитриченко, М.М. Дмитрієв, В. Д. Данчук, А. О. Корпач, С. О. Єгоров, В. П. Лясковський, Д.І. Дятчик, Т. В. Покшевницька, М. К. Покотілов. - К.: НТУ, 2015. - 207с

2. Закон України від № 143-V 14.09.2006 «Про державне регулювання діяльності у сфері трансферу технологій» [Електронний ресурс] - Режим доступу: http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/143-16 - Заголовок з екрану.

3. Система трансферу енерго- та ресурсозберігаючих технологій для розвитку дорожно-транспортного комплексу України [Електронний ресурс] - Режим доступу: http://urtc.ntu.edu.ua/- Заголовок з екрану.

КОМПЕТЕНТНІСНИЙ ПІДХІД В СИСТЕМІ МОРСЬКОЇ ОСВІТИ

Погорлецький Д.С., Курносенко Д.В.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Сьогодення вимагає від морської освіти професійної підготовки майбутніх фахівців у морській галузі, які володіють фундаментальними знаннями, вміннями та навичками, здатних творчо та своєчасно підходити до вирішення неординарних питань та проблем, бути конкурентоспроможними на світовому морському ринку праці.

Наша країна опинилася в числі найбільших країн-постачальників спеціалістів для світового торгового флоту. Сьогодні українські моряки працюють по всьому світу у складі екіпажів морських пасажирських, вантажних, риболовних та інших типів торговельних суден. На міжнародному ринку праці моряків для іноземних судновласників і їх комерційних суден Україна знаходиться на п'ятому місці – в десятці країн-постачальників командного складу екіпажів морських торговельних суден.

Морська галузь є однією з технічно удосконалених та розвинутих, яка потребує найбільш кваліфікованих спеціалістів як командного складу, так і обслуговуючого персоналу. У зв'язку з модернізацією морської освіти основною метою є: підготовка кваліфікованого працівника відповідного рівня та профілю, який є конкурентоспроможним на ринку праці, компетентного, відповідального, який вільно володіє своєю професією та орієнтується в суміжних областях діяльності, здатного до ефективної праці за спеціальністю на рівні світових стандартів, готового до постійного професійного зростання [1].

Із вище наведеного можна зробити висновок, що основним завданням сучасної вищої морської освіти є питання впровадження компетентнісного підходу у професійну підготовку студентів морської галузі. Основна увага акцентується на компетенціях, які сприяють адаптації фахівців до мінливих умов сучасного ринку праці й бурхливого розвитку науки та техніки. Сьогодні компетентнісний підхід стає невід'ємною складовою освітньої галузі, який впливає на зміст та якість освіти. Перевагою даного підходу є те, що завдяки йому можна оцінити як професійні знання, так і особистісні зміни фахівця, які відбулись у процесі професійної підготовки у вищому навчальному закладі. Запровадження компетентнісного підходу потребує значних зусиль професорсько-викладацького складу з визначення кола компетенцій, які повинні бути сформовані у майбутнього фахівця, а також визначення критеріїв, які б дали змогу визначати рівень сформованості та засвоюваності компетенцій [2].

У процесі професійної підготовки фахівців морської галузі виділяються наступні теоретико-методологічні підходи: галузевий, функціональний, компетентний. На початку професійне навчання курсантів базувалося на галузевому підході, який дозволяє готувати фахівців широкого профілю, необхідних для рішення різних професійних завдань. Із переходом до спеціалізації розповсюдження набув функціональний підхід, суть якого полягає в тому, що кожен фахівець має своє «професійне коло діяльності», діє в ньому та несе відповідальність за результати своєї праці. Дані підходи покладено в основі розробки державних стандартів вищої освіти. Переоцінка стану галузі та приєднання України до Болонського процесу зробили актуальним реалізацію в професійній підготовці фахівців компететнісного підходу [3]. У матеріалах Болонської декларації підкреслюється, що використання терміну «компетентність» або «компетенція» для визначення цільових установок освіти базується на зрушенні від традиційних норм оцінювання до комплексної оцінки професійної і соціальної підготовленості працівників. Це означає трансформацію освітньої системи в напрямку адаптації до роботи в довгостроковій перспективі, а також формування у працівника здатності до навчання та самовдосконалення впродовж усього життя.

На сьогодні не існує одностайного підходу до розуміння поняття «компетентнісний

підхід в освіті». Різні автори вкладають різний зміст у це поняття. Звернімо увагу на трактування поняття «компетентнісний підхід». В. Химинець розуміє його як спрямованість освітнього процесу на формування та розвиток у курсанта, майбутнього фахівця, ключових (основних, базових) та предметних компетентностей особистості [4]. Компетентнісний підхід скеровує освіту на формування цілого набору компетентностей (умінь, знань, навичок, тощо), котрими мають оволодіти курсанти під час навчання. При цьому наголошується на тому, що традиційна система вищої освіти акцентувала основні зусилля на набутті знань, умінь та навичок, що абсолютизувало знання і формувало підхід до навчання. Основна увага при цьому приділялася самим знанням, а те, для чого вони потрібні, розкривалося не в повному об'ємі та залишалося поза увагою. Сам по собі компетентнісний підхід не може модернізувати систему вищої освіти, підвищити якість і конкурентоспроможність випускників вищої школи, але здатний створити умови для цих нових структурних процесів.

Державний стандарт освіти нового покоління проектується на основі компетентнісного підходу. Його базовою основою є компетенції – здатність фахівця застосовувати знання, уміння та навички для успішної діяльності у конкретній галузі праці [2]. Реалізація компетентнісного підходу пов'язана із задоволенням потреб курсанта в освіті, що робить можливим формування стратегій особистісного і професійного розвитку. Саме такий підхід дозволяє забезпечити конкурентоздатність молодих фахівців на міжнародному морському ринку праці.

Ефект досягається за допомогою розв'язання наступних завдань:

1) у процесі навчання здійснюється мотивування особистісного та професійного розвитку студента; формування професійної компетентності через освоєння базових та професійних компетенцій;

2) у процесі професійної діяльності здійснюється розвиток професійних компетенцій в конкретних умовах праці (на судні, в організації, на підприємстві); формування індивідуального стилю професійної діяльності; проектування та бачення свого професійного майбутнього.

На підставі вищезазначеного можливо зробити висновок, що з позиції компетентністного підходу, рівень освіти визначається здатністю майбутнього фахівця вирішувати виробничі проблеми різної складності на основі наявних знань, здобутих вмінь та досвіду. Отже, компетентнісний підхід – це пріоритетна орієнтація на мету освіти: самовизначення, навчання, самоактуалізація, соціалізація та розвиток індивідуальності курсанта, а згодом і майбутнього фахівця. У якості інструментальних засобів досягнення цієї мети виступають принципово нові освітні компетентності та компетенції до фахівця з боку потреб ринку праці, на який було спрямовано особистий вибір курсанта.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гладка І.В. Місце України на світовому ринку праці моряків. - [Електронний ресурс] . – Режим доступу: studopedia.com.ua.

2. Ходокань О. Л. Компетентністний підхід до підготовки майбутніх фахівців у ВНЗ. Науковий вісник Ужгородського національно університету, 2014.-№34.

3. Байденко В.И. Болонский процесс: проблемы, опыт, решения.– М.: Исследовательский центр проблем качества подготовки специалистов, 2006.

4. Химинець В. Компетентнісний підхід до професійного розвитку вчителя [текст] / В. Химинець // Закарпатський інститут післядипломної педагогічної освіти. – [Електронний ресурс] . – Режим доступу: http://zakinppo.org.ua/2010-01-18-13-44-15/233-2010-08-25-07-10-49.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ 3D МОДЕЛЕЙ ПРИ ИЗУЧЕНИИ СТРОЕНИЯ СУДОВЫХ МЕХАНИЗМОВ И СИСТЕМ

Савчук В.П., Манжелей В.С., Ковальчук Д.В.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Повышение качества восприятия конструкции сложных механизмов и систем современных судовых энергетических установок возможно путем применения их 3D моделирования. Для образовательных целей ведущими разработчиками САПР представляются студенческие версии. Это позволяет неограниченно использовать возможности таких программных продуктов для создания твердотельных моделей деталей и сборок в учебном процессе.

Для осуществления возможности изучения курсантами и студентами конструкции механизмов и систем без необходимости применения предустановленных специализированных программ, например, в условиях рейса, существует возможность интеграции 3D моделей в распространенный формат документов Adobe Portable Document Format (PDF) (рис. 1). Такое применение визуализации моделей возможно в лекционных материалах и пособиях для самостоятельной работы. В программе Acrobat DC можно просматривать и управлять высококачественным 3D-содержимым, созданным при помощи трехмерных САПР или программ 3D-моделирования и встроенным в документ PDF. Например, можно скрывать и отображать части 3D-модели, снимать крышку, чтобы заглянуть внутрь, и поворачивать элементы как будто держа их в руках.

Первоначально 3D-модель отображается в виде двухмерного изображения. Модель можно активировать, щелкнув ее инструментом «Рука» или инструментом «Выделение»; при этом открывается панель инструментов «3D» и воспроизводится анимация.

Если открыть документ PDF с 3D-содержимым, вверху отображается желтая строка с сообщением «3D-содержимое отключено.

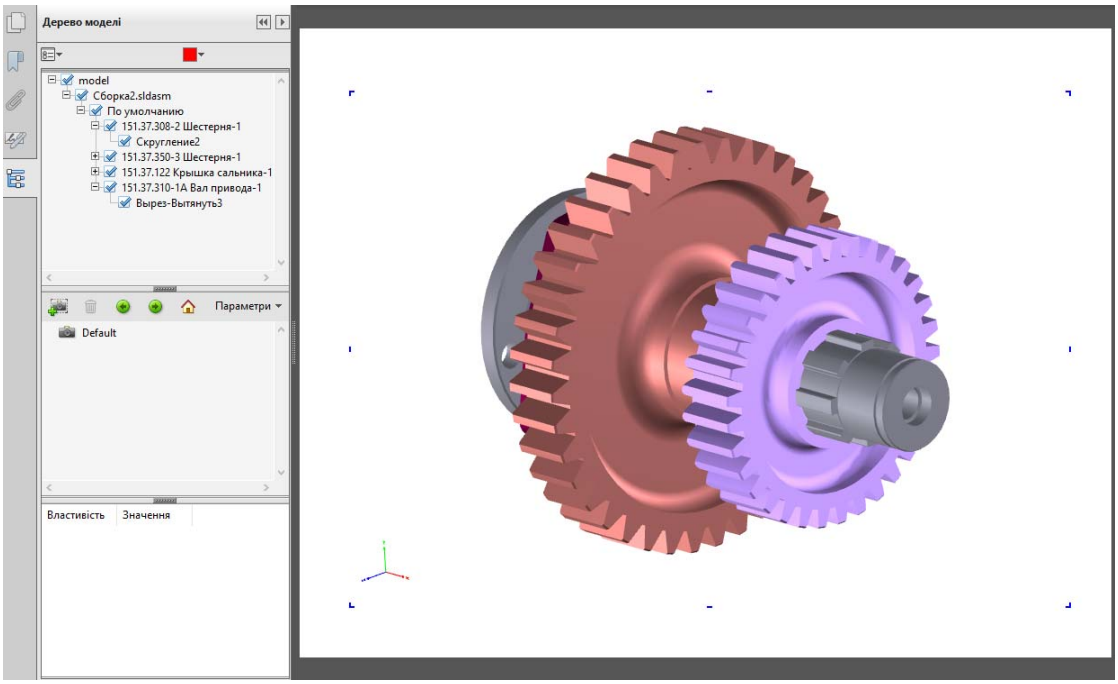


Рисунок 1. Окно программы Acrobat Pro с 3D-содержимым

Для включения 3D-содержимого в для всех документов необходимо выбрать: *«Правка» > «Установки» > «3D и Мультимедиа»* и установить флажок **«Включить воспроизведение 3D-содержимого»**.

Панель инструментов «3D» появляется при щелчке на 3D-модели инструментом «Рука». Это действие активирует 3D-модель и воспроизводит анимации, если их

воспроизведение задано при активации файла. Панель инструментов «3D» всегда появляется в области, расположенной в верхнем левом углу 3D-модели, при этом ее невозможно переместить в другое место. Справа от инструмента «Поворот» появится стрелка, которую нужно нажать для того, чтобы скрыть или развернуть панель инструментов.

Панель инструментов «3D» можно использовать для увеличения и уменьшения, поворота и панорамного просмотра объекта. Чтобы скрывать отдельные части модели, изолировать их или делать прозрачными, используйте **«Дерево моделей»**.

Можно манипулировать 3D-моделью, выбирая и перетаскивая различные инструменты 3D-навигации. Во время 3D-навигации удобно представить себе, что вы наблюдаете стационарную 3D-модель с помощью камеры. Ее можно поворачивать, просматривать панорамно (перемещаться вверх, вниз и в стороны), а также приближать и отдалять изображение.

Для того чтобы поместить 3D-файл на страницу документа PDF, можно использовать инструмент «3D» (в формате U3D версии 3 или PRC). В программе **Acrobat Pro** можно создавать **3D-файлы PDF**, но только на основе файлов **U3D ECMA** версии 1.

После создания 3D-файла можно определить область на *холсте*, где будет размещена 3D-модель, изменить свойства отображения панели инструментов и содержимого 3D, а также создать дополнительные виды.

Для добавления 3D-модели на страницу:

1. Выбрать **Инструменты** > **Rich Media** > **Добавить 3D**.
2. Перетащить прямоугольник на странице, чтобы определить область холста для вставки 3D-файла.
3. В диалоговом окне «Вставить 3D» нажать **Обзор** для выбора 3D-файла, затем нажать **Открыть**. Нажать кнопку **ОК**.

Перемещение, удаление и изменение размера холста для 3D-изображения выполняется в следующей последовательности:

1. Выбрать **Инструменты** > **Rich Media** > **Выбрать объект**.
2. Выбрать холст для 3D-изображения и выполнить нужные действия:

– чтобы переместить холст, перетащить его в новое место на странице;

– чтобы удалить холст (а также 3D-модель), выделить его и нажать клавишу Delete;

– чтобы изменить размер холста, перетащить углы рамки. При перетаскивании углов рамки размер 3D-содержимого меняется с сохранением пропорций.

Чтобы отобразить свойства 3D, необходимо дважды щелкнуть инструментом **Выбрать объект** («Инструменты» > «Rich Media» > **Выбрать объект**) на активированной модели.

Вкладка «3D». Параметры вкладки «3D» определяют способ представления 3D-модели. В отличие от параметров на других вкладках, параметры вкладки «3D» не влияют на сам импортируемый файл.

Параметры экспорта PDF.

Параметры экспорта становятся доступны при экспорте документов в формат PDF.

Символы, созданные с использованием внешней программы-редактора, не отображаются в выводе PDF.

Чтобы получить доступ к параметрам экспорта PDF:

1. В документе SOLIDWORKS нажмите Файл > Сохранить как.
2. Выберите Формат Adobe Portable Document (* .pdf) в поле Тип файла.
3. Выберите Параметры.
4. Установите описанные ниже параметры, затем нажмите ОК.

Во встроенную в PDF документ 3D модель существует возможность добавлять 3D-комментарии (рис. 2), производить измерения, добавлять камеры, изменять освещение модели и изменять режим визуализации модели (рис. 3).

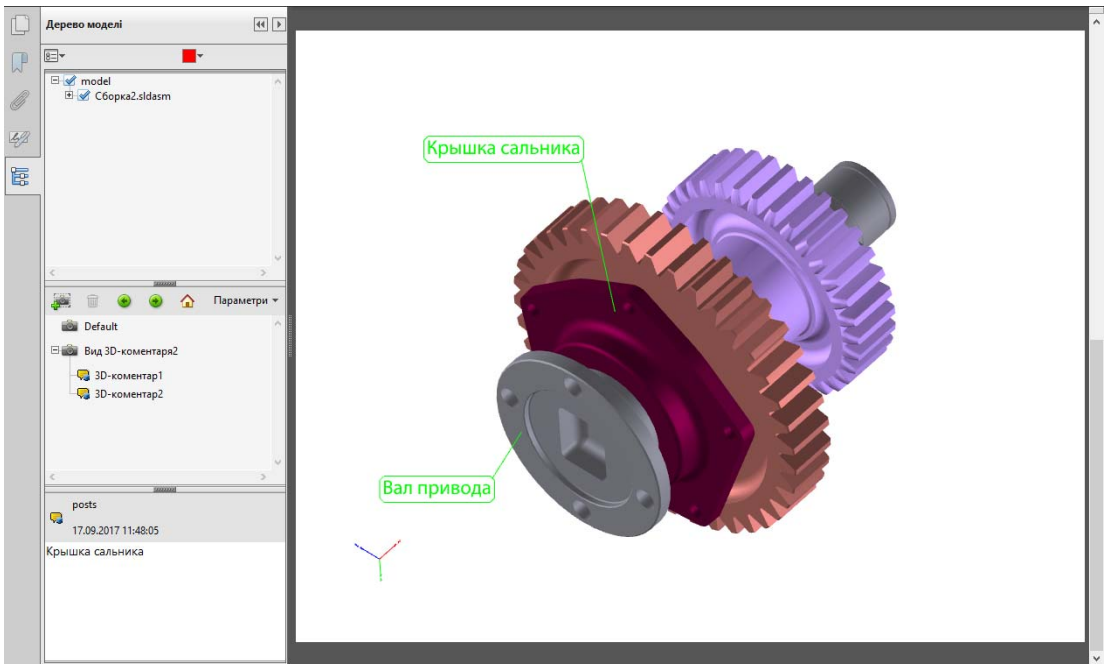


Рисунок 2. Окно программы Acrobat Pro с 3D-содержимым и комментариями

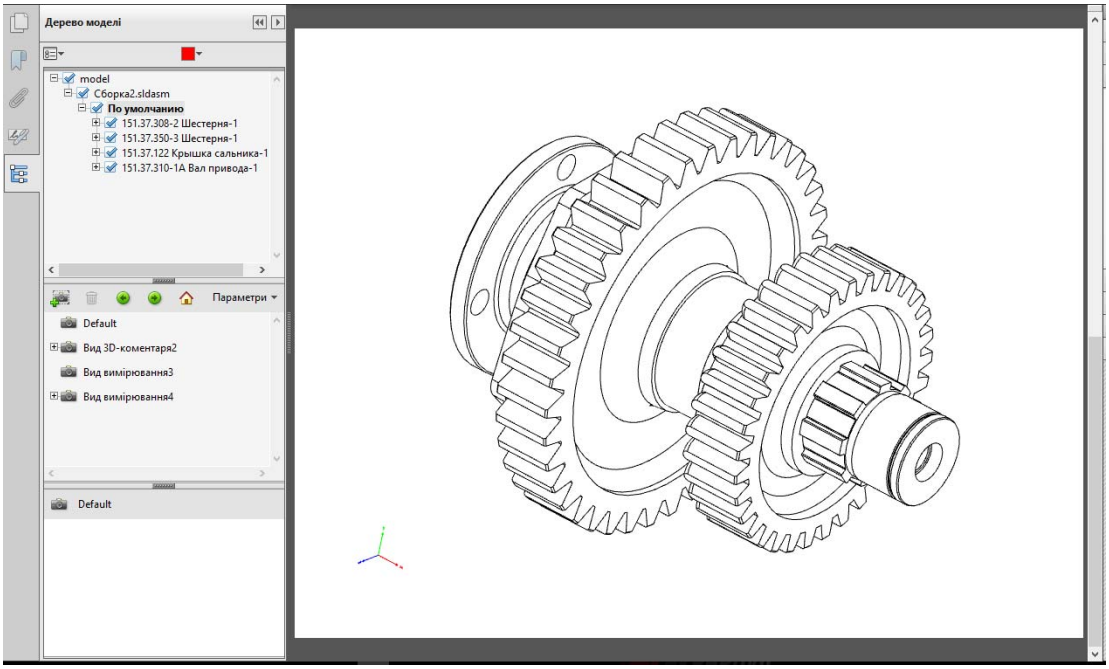


Рисунок 3. Окно программы Acrobat Pro с 3D-содержимым и измененным режимом визуализации модели в виде иллюстрации

ЛИТЕРАТУРА

1. https://helpx.adobe.com/ru/acrobat/using/adding-3d-models-pdfs-acrobat.html#adding_3d_models_to_pdfs_acrobat_pro
2. http://help.solidworks.com/2016/russian/SolidWorks/sldworks/c_Importing-Exporting_SOLIDWORKS_Documents.htm

ФОРМИРОВАНИЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНЫХ КОМПЕТЕНЦИЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИКОВ ПРИ ИЗУЧЕНИИ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Терещенкова О.В., Стрелковская Л.А., Пуляева А.В.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Современные суда оснащены большим количеством электрооборудования, обслуживанием которого занимается электромеханик. Согласно должностной инструкции он должен хорошо знать схемы распределения электроэнергии на судне, устройство и принцип работы электрических машин, аппаратов, приборов и порядок ухода за ними. В силу своих профессиональных обязаностей такой специалист находится в зоне повышенной ответственности. Его некомпетентность может привести не только к нанесению материального ущерба, но и к гибели людей.

Автоматизация судовых энергетических установок повышает надежность и экономичность работы оборудования, увеличивает производительность и улучшает условия труда плавсостава. На сегодняшний день, по разным оценкам, доля электромеханических реле, находящихся в эксплуатации, составляет от 70 до 80% от общего числа релейных устройств. В процессе изучения работы блоков электромеханических приборов возникает определённая проблема, для решения которой необходимо научиться читать логические схемы.

Исходя из вышеизложенного нужно отметить, что современному электромеханику необходимо иметь способность к логическому, интуитивному мышлению и мысленным образным представлениям. Уметь, по схемам и описаниям к приборам, мысленно создать картину того, как и в какой последовательности действует электрический ток. Логичность мышления позволяет судовому электромеханику шаг за шагом проверять версии возможных причин неисправности.

Цель изучения дисциплины «Информационные технологии» состоит в формировании у курсантов понимания информационной сущности решаемых профессиональных задач, роли и места компьютера и телекоммуникационных систем в будущей профессиональной деятельности, выработки навыков и умений в определении основных этапов постановки и решения профессиональных задач с помощью современных информационных технологий.

Для курсантов электромеханического факультета вводится комплекс лабораторных работ по дисциплине «Информационные технологии», предусматривающие закрепление знаний по алгебре логики. Выполнение предложенных заданий позволяет курсантам закрепить свои знания, полученные на спецпредметах, а также используя простые логические функции редактора Microsoft Excel научиться читать и составлять логические схемы. Иными словами, информационная компетенция курсанта рассматривается, как сложное системное образование, включающая в себя комплекс знаний о современных информационных технологиях и принципах их использования в образовательном процессе вуза и в будущей профессиональной деятельности.

Принципиальная электрическая схема — это самый краткий способ объяснить принципы работы устройства. Любая схема жестко прописывает алгоритм работы прибора, а с появлением микропроцессорных терминалов и контроллеров в жизнь энергетиков прочно вошли логические схемы. Это наиболее точный способ описать принципы работы современной релейной защиты, когда на принципиальной схеме множество элементов заменены одним “черным ящиком”. Наличие сигнала на определенном участке логической схемы обозначается как “1”, а отсутствие – как “0”. Для релейно-контактной схемы аналогия будет следующая: “1” – наличие оперативного напряжения на участке цепи (например, на катушке реле), а “0” – отсутствие напряжения.

Отталкиваясь от выше сказанного рассмотрим одну из лабораторных работ, на которой будущий электромеханик используя возможности логических функций может отследить работу простой логической схемы.

Постановка задачи. Дана логическая схема на 2 входа и на 1 выход. Ставится задача: сравнить сигналы, которые поступают на вход схемы – обозначим их переменными *a* и *b*.

На основании анализа действий, которые должны выполняться данным устройством, курсант определяет условия функционирования этой схемы. Необходимо выработать признак равенства или неравенства. В случае равенства – на выходе схемы должен появиться сигнал 1, в случае неравенства – 0. Все это оформляется в виде таблицы истинности. Все этапы синтеза и саму схему курсант выполняет в среде Excel. Самостоятельно курсант должен оживить схему, т.е. сделать эту схему действующей.

Этапы выполнения работы: 1. На входах схемы необходимо определить ячейки для ввода данных. В эти ячейки будут вводиться значения переменных *a* и *b*, определенные таблицей истинности. 2. На выходе схемы определяется ячейка для результата (*f*). В эту ячейку курсант должен ввести формулу, вычисляющую значение функции. Так как функция *f* – это логическое выражение, то для записи формулы используются стандартные логические функции, встроенные в Excel (ЕСЛИ, ИЛИ, И).

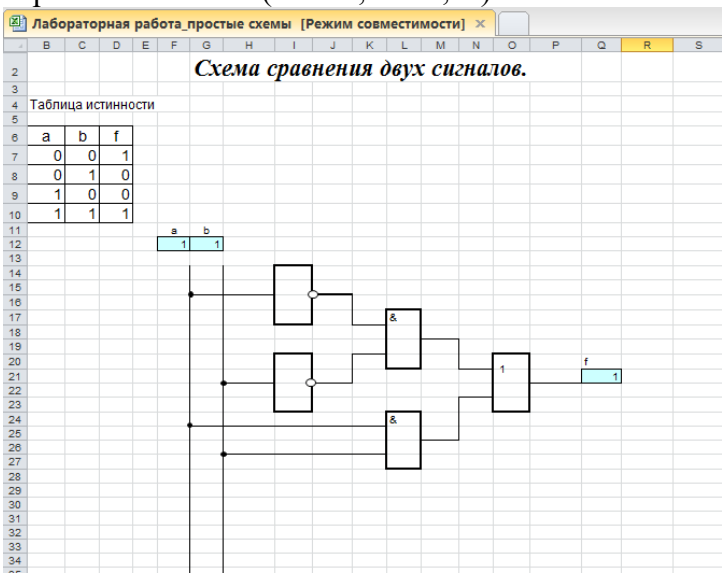


Рисунок 1. Пример оформления логической схемы в Excel

Выводы. Логика рассматривает законы и правила логического мышления, которые являются отображением наиболее общих форм информационных процессов объективной реальности. Знание основ логики помогает курсантам и в повседневной жизни, т.к. человек, овладевший знанием и навыками логического мышления, всегда понятен в изложении своих мыслей окружающим, исключает всякую расплывчатость в деловом разговоре, неоднозначность в составлении деловых бумаг, бессистемность в обработке информации. Он способен быстро находить решение, умеет абстрагироваться от конкретного содержания и сосредоточиться на структуре своей мысли.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тюфанова А. А. Анализ существующих алгоритмов перевода функции алгебры логики в вероятностную функцию при расчете эксплуатационной надежности технических средств системы управления движением судов [Текст] // Современные тенденции технических наук: материалы V Междунар. науч. конф. (г. Казань, май 2017 г.). — Казань: Бук, 2017. — С. 49-54.

2. Л. Кутюра. Алгебра логики. – Либроком, 2011.- 128 с.

ФОРМУВАННЯ ІНФОРМАЦІЙНОЇ КОМПЕТЕНТНОСТІ КЕРІВНОГО СКЛАДУ ВИЩИХ НАВЧАЛЬНИХ ЗАКЛАДІВ. ФОРМИ І МЕТОДИ ДІЯЛЬНОСТІ ННВ ВНЗ ПО ФОРМУВАННЮ ІНФОРМАЦІЙНОЇ КОМПЕТЕНТНОСТІ

Черненко В.В.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Мета вищої освіти сьогодні - це підготовка фахівців, здатних забезпечити перехід від індустріального до інформаційно-технологічного суспільства через новаторство у навчанні, вихованні та науково-методичній роботі.

У зв'язку з європейською орієнтацією України загалом та входженням України до Європейського освітнього і наукового поля зокрема наголос все більше робиться на якості освіти, універсальності підготовки випускника та його адаптованості до ринку праці, на особистісній орієнтованості освітнього процесу, його інформатизації, визначальній важливості освіти у забезпеченні сталого людського розвитку.

Сьогоднішня освіта неможлива без інтеграції освітньої діяльності в європейський і світовий інформаційний простір.

Тому основним змістом діяльності вищого навчального закладу повинно стати формування інноваційного освітньо - виховного середовища, що передбачає:

- зміну організації і змісту освіти з метою інтеграції у світовий освітній простір;
- оптимізацію кадрового забезпечення;
- комплексне удосконалення професійної майстерності педагогів через опанування інноваційними і дослідно-експериментальними видами діяльності.

Зміст освіти визначається освітньо-професійними програмами, в яких відображено змістово-реалізаційні аспекти освітньо-кваліфікаційних характеристик, визначено нормативний зміст навчання, встановлено вимоги до змісту, обсягу та рівня освітньої і професійної підготовки фахівців відповідного освітнього рівня певної спеціальності. Вони використовуються при розробці та коригуванні відповідних навчальних планів і програм навчальних дисциплін, розробці засобів діагностики рівня освітньо-професійної підготовки фахівців, визначенні змісту навчання як бази для опанування відповідними спеціальностями та кваліфікаціями.

Якщо використовувати системний підхід до вирішення питання інтеграції освітньої діяльності в європейський і світовий інформаційний простір та розглядати вищий навчальний заклад як відкриту освітню систему, то можна виділити п'ять підсистем інформаційної системи [2]: систему забезпечення доступу до глобальних інформаційних ресурсів (ворота в світ інформації), систему віддаленого доступу, освітню систему, адміністративну систему, транспортну систему.

В останні роки все більше значення у розвитку вищих навчальних закладів як відкритих освітніх систем набуває використання сучасних інформаційних технологій. Для цього необхідно створити систему інформаційної підтримки всіх процесів, які виконуються в освітніх установах.

Основне призначення системи забезпечення доступу до глобальних інформаційних ресурсів - підключення вузу на програмному рівні до глобальних інформаційних ресурсів. Система віддаленого доступу забезпечує, у свою чергу, апаратне підключення вузу до глобальних інформаційних ресурсів.

Освітня система призначена для управління освітніми процесами у вузі. Адміністративна система керує управлінськими процесами у вузі. А транспортна система забезпечує транспорт для інформаційних потоків всередині вузу.

Для ефективного функціонування цих систем необхідно розробити і впровадити апаратно-програмні засоби, що забезпечують інформаційну підтримку і коректну передачу інформації, що є результатом роботи системи, між системами.

До компонентів інформаційних технологій, що використовуються в даний час у навчальних закладах, відносяться:

- науково-освітні портали, що забезпечують доступ як глобальних інформаційних ресурсів з боку ВНЗ, так і доступ до внутрішніх інформаційних ресурсів вузу;
- системи дистанційного навчання, що забезпечують експорт освітніх процесів у зовнішній світ;
- системи автоматизації документообігу вузу, призначені для управління адміністративною інформацію;
- мережеві технології, що забезпечують доступ на апаратному рівні до глобальних інформаційних ресурсів і транспортну систему для внутрішньої інформації вузу.

Для ефективного функціонування цих компонент необхідно використовувати три рівня адміністрування:

- нижній рівень - мережеве адміністрування;
- середній рівень - адміністрування системи дистанційного навчання та адміністрування системи документообігу;
- верхній рівень - адміністрування науково-освітнього порталу.

Інтенсивному розвитку вищих навчальних закладів як відкритої освітньої системи в сучасних умовах сприяє широке впровадження інформаційних технологій.

ЛІТЕРАТУРА

1. Сенашенко В., Сенаторова Н., Солнцева Н. Ринок освіти потребує професійних менеджерів / / Платне освіту. - 2002. - № 2. - С.14-16.

2. Солдаткін В.І. Проблеми створення інформаційно-освітнього середовища відкритої освіти / / Університетське управління: практика і аналіз. - 2001. - № 4. - С.14-17.

3. Третьяков П.І. Адаптивне управління педагогічними системами. - М.: Академія, 2003. - 368 с. Формування інноваційного освітнього середовища у вищих навчальних закладах у контексті вимог Болонського процесу.

ПОКРАЩЕННЯ ПРИНЦИПІВ ОРГАНІЗАЦІЇ КЕРІВНИЦТВА ПЛАВАЛЬНОЮ ПРАКТИКОЮ

Шапар Л.А.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Однією з невід'ємних частин освітньо-професійної програми, навчальних планів підготовки морських фахівців і галузевих стандартів вищої освіти є практика. Вона спрямована на закріплення теоретичних знань, отриманих курсантами під час навчання, набуття і удосконалення практичних навичок і умінь за відповідною спеціальністю. Під час практики у курсантів закладаються основи досвіду професійної діяльності, практичних умінь і навичок, професійних якостей фахівця морської галузі.

Метою практики є формування та розвиток у курсантів професійного вміння приймати самостійні рішення в умовах конкретного виробничого середовища, оволодіння сучасними методами, формами організації праці в галузі їх майбутньої спеціальності.

Кожен курсант, як кандидат на отримання диплома особи командного складу суден, повинен завершити схвалену програму підготовки, спрямовану на надання допомоги майбутній особі командного складу в досягненні стандарту компетентності. Тільки належним чином спланована та реалізована програма підготовки на судні може дозволити майбутнім особам командного складу набути і використовувати на практиці необхідні уміння, навички та надати можливість продемонструвати досягнутий стандарт компетенції, визначений Кодексом ПДНВ та національними вимогами, що підлягає оцінці з метою дипломування для роботи на морських суднах [1], [2].

Перелік усіх видів практик, форм і тривалості їх проведення для кожної спеціальності визначається освітньо-професійною програмою та навчальним планом.

Для контролю якості практичної підготовки курсантів, для належного виконання ними програми практики випускаючі кафедри щороку призначають керівників практики, основними завданнями яких є:

1. До початку проходження практики курсантами:

- провести курсантам інструктаж щодо техніки безпеки та порядку проходження практики, надати курсантам методичні рекомендації щодо оформлення звітної документації;
- перевірити наявність усіх необхідних документів для проходження практики курсантів: посвідчення особи моряка, послужна книжка моряка, закордонний паспорт, медична комісія, сертифікати, завдання на плавальну практику, Книга реєстрації практичної підготовки курсанта, Книга звітів з практичної підготовки курсанта;
- забезпечити курсантів усією необхідною допоміжною методичною документацією (пам'ятка, методичні розробки, список рекомендованої літератури, посібники тощо);

2. Під час проходження курсантами практики:

- контролювати та відслідковувати процес проходження практики закріпленого за ним курсанта шляхом отримання (як правило засобами електронної пошти) щомісячних звітів курсанта;
- підтримувати тісний зв'язок з відділом організації практики, дипломування та працевлаштування в питаннях відстеження руху курсантів по базам практики;

3. Після закінчення практики керівник практики виконує наступні обов'язки:

- контролює повернення курсантів з плавальної практики;
- перевіряє звітні документи курсанта та готує їх на представлення комісії з підведення підсумків практики;
- контролює прибуття курсантів на залік з практики;
- приймає участь у роботі комісії по підведенню підсумків практики при складанні курсантом заліку з практики;

- звітує комісії з підведення підсумків практики щодо наявності у курсанта звітної документації;

- підводить підсумки практики, оцінює роботу кожного курсанта та звітує на кафедрі про підсумки проведеної практики; [3]

Усі ці заходи дають змогу організувати, проконтролювати процес практичної підготовки майбутніх фахівців та зафіксувати прогрес у отриманні практичних навичок курсантами на судні.

Основною проблемою керівництва практикою опираючись на досвід минулих років є той факт, що більшість курсантів не знають свого керівника практики і відбувають у рейс без попереднього інструктажу щодо підготовки звітної документації після практики та без завдання на плавальну практику що в подальшому ускладнює процес підтвердження курсантами рівня їх практичної підготовки під час заліку з практики. Це пов'язано з тим, що керівники практики призначаються випускаючими кафедрами перед початком навчального року, а деякі курсанти починають відбувати на практику заздалегідь до цього. І як результат, після повернення з практики курсанти не мають належним чином підготовлених звітних документів для здачі заліку з практики.

Для вирішення даної проблеми є декілька альтернативних рішень.

1. Після розподілу навантаження по практиці кожен керівник практики повинен зібрати інформацію щодо курсантів своєї групи (їх місце проходження практики, терміни прибуття з практики, контактні данні) щоб можна було зв'язатися з ними або під час їх рейсу або після повернення з практики та надати інструкції щодо подальших дій курсанта для підготовки звітної документації.

2. Також альтернативою може бути висвітлення на стенді кафедри списків керівників практики кожної групи з контактними даними, щоб курсант який відбуває на практику міг зв'язатися із своїм керівником практики від навчального закладу та вирішити всі питання стосовно завдання на практику та підготовки звітних документів під час рейсу.

Вище наведені заходи дають змогу більш якісно підготуватися курсантам академії до заліку з практики та підтвердити рівень своєї кваліфікації та здобуті знання в процесі практичної підготовки. Успішність наших курсантів з практичної підготовки залежить не тільки від їх підготовки, але й від організації та спрямування їхніх дій керівниками практики від академії.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Міжнародна Конвенція щодо підготовки та дипломування моряків і несення вахти 1978 року, з поправками.

2. «Положення про порядок присвоєння звань особам командного складу морських суден» затверджене наказом Міністерства інфраструктури України 07.08.2013, № 567.

«Положення про організацію та проведення практики курсантів Херсонської держаної морської академії».

Відповідальний за випуск *Р.Є. Врублевський, В.П. Савчук*
Технічний редактор *М.В. Бабій*
Друк, фальцювально-палітурні роботи *В.Г. Удов*

Формат 60х84/16. Папір офсетний.
Ум. друк. арк 31,75
Підписано до друку 22.09.17 р.
Тираж 300 прим.

Видавництво
Херсонська державна морська
академія, просп. Ушакова, 20, м.
Херсон, 73000 Тел.: 49–20–20
Ел. адреса: rvv@ksma.ks.ua

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої
справи до Державного реєстру
ДК №4319 від 10.05.2012