Міністерство освіти і науки України

Херсонська державна морська академія

Херсонський національний технічний університет

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова

Одеський національний морський університет

Одеська національна морська академія

Академія військово-морських сил ім. П.С. Нахімова

Marlow Navigation

Матеріали 4-ї Всеукраїнської науково-практичної конференції

СУЧАСНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ НА ТРАНСПОРТІ, ТЕХНОЛОГІЇ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЇХ ОБСЛУГОВУВАННЯ СЕУТТОО-2013

м. Херсон - 2013

Організатори конференції

Міністерство освіти і науки України
Херсонська державна морська академія
Херсонський національний технічний університет
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова
Одеський національний морський університет
Одеська національна морська академія
Академія військово-морських сил ім. П.С. Нахімова
Marlow Navigation

Програмний комітет:

Букетов А.В., д.т.н., проф. ХДМА
Варбанець Р.А., д.т.н., проф. ОНМУ
Гедвілло О.І., к.п.н., проф. ХДМА
Івановський В.Г., д.т.н., проф. ОНМУ
Ісаєв Є.О., д.т.н., проф. ХДМА
Іщенко І.М., к.т.н., проф. ХДМА
Казаренко В.М., к.т.н., доц. АВМС
Колегаєв М.О., к.т.н., проф. ОНМА
Кравченко С.О., к.т.н., с.н.с. НТУ «ХПІ»
Лєонов В.Є., д.т.н., проф. ХДМА
Малигін Б.В., д.т.н., проф. ХДМА
Настасенко В.О., к.т.н., проф. ХДМА
Селіванов С.Є., д.т.н., проф. ХДМА
Тимошевський Б.Г., д.т.н., проф. НУК
Ткач М.Р., д.т.н., проф. НУК

Організаційний комітет:

Голова:
Ходаковський Володимир Федорович, професор, ректор Херсонської державної морської академії (ХДМА)
Заступники голови оргкомітету:
Бень Андрій Павлович, к.т.н., доц., проректор з науково-педагогічної роботи ХДМА.
Білоусов Євген Вікторович, декан факультету суднової енергетики, к.т.н., доц.
Букетов Андрій Вікторович, д.т.н., проф ., завідувач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та загальноінженерної підготовки (ЕСЕУ та ЗП)
Настасенко Валентин Олексійович, проф. кафедри ЕСЕУ та ЗП
Вчений секретар конференції:
Блах Ігор Володимирович, начальник відділу технічної інформації ХДМА
Заступник вченого секретаря конференції:
Савчук Володимир Петрович, доцент кафедри ЕСЕУ та ЗП ХДМА
Технічний секретар:
Сімагін Антон Федорович, інженер кафедри ЕСЕУ та ЗП ХДМА

Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування. Всеукраїнська науково-практична конференція, 9-11 жовтня 2013 р. – Херсон: Херсонська державна морська академія.

У програмі Всеукраїнської 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 проблемам підготовки спеціалістів у сфері транспортної енергетики й устаткування.

Матеріали конференції розраховані на вчених, викладачів, аспірантів та студентів вищих навчальних закладів та фахівців відповідних науково-дослідних установ і підприємств.

ВСТУП

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 безпеки та охорони праці при експлуатації енергетичних установок та допоміжного обладнання на транспорті. Так вантажопідйомність сучасних офшорних кранів сягає кількох тисяч тон, що ставить на чільне місце вимоги до безпеки робітників та цілісності унікального коштовного обладнання. Підвищення швидкохідності двигунів енергетичних установок робить першорядною проблему оцінки рівня шуму і вібрації та захисту від них людей.

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 вітчизняних фахівців з експлуатації, проектування та виробництва енергетичних установок, обміну думками, проведення наукових дискусій стала причиною проведення Всеукраїнської конференції СЕУТТОО-2013 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, які знайдуть у них відповіді на питання, що їх цікавлять.

Секція 1

ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ТРАНСПОРТІ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТОЛЩИНЫ СЛОЯ ЗАГРЯЗНЕНИЙ НА НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА СУДОВЫХ КОТЛОВ ПРИ СЖИГАНИИ ВОДОТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ

Акимов А.В.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Данные о загрязнении низкотемпературных поверхностей нагрева (НТПН) котлов при сжигании водотопливных эмульсий (ВТЭ) немногочисленны, особенно при температурах стенки ниже температуры точки росы (ТТР). Но так как при таких температурах скорость коррозии при сжигании ВТЭ с водосодержанием W^r до 30 % оказались на уровне газовой коррозии при температурах стенки выше ТТР, то возникает необходимость исследования толщины слоя загрязнений на НТПН котлов с температурами стенки ниже ТТР при сжигании ВТЭ.

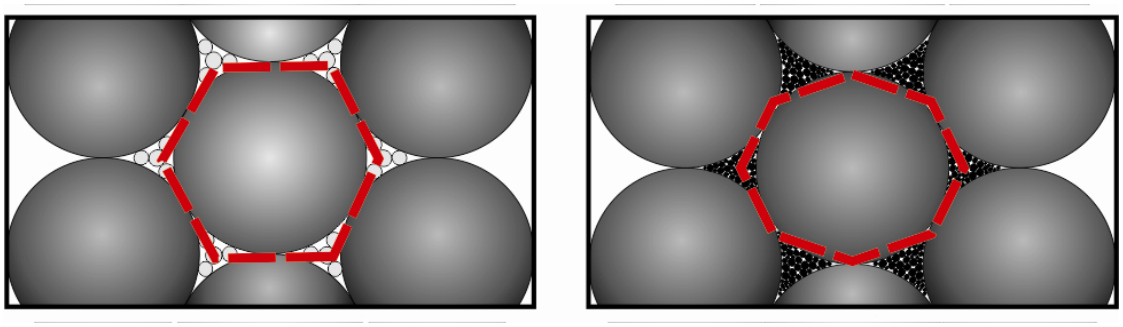
Для нахождения расчетных значений толщины загрязнений $\delta_{загр}$, образующихся на НТПН судовых котлов при сжигании жидких сернистых топлив и ВТЭ, необходимо знать реальную плотность этих загрязнений (так называемую насыпную массу) с учетом геометрии системы твердых частиц, которые оседают из потока дымовых газов на корродирующую поверхность металла НТПН. Вследствие прохождения процессов коррозии нарастание слоя отложений сопровождается ростом слоя сульфатов. Эти два процесса определяют рост слоя загрязнений.

Слой отложений представляет собой дисперсную структуру. Отложения можно рассматривать как порошок, особенно при температурах стенки выше температуры точки росы (ТТР) паров серной кислоты, который состоит из большого числа частиц разных размеров, осевших из потока дымовых газов, а также из продуктов коррозии металла поверхности нагрева. Любые порошки характеризуются пористостью, т.е. объемом пустот между частицами. Соотношение твердой составляющей и пустот в единице объема является показателем степени упаковки порошка, характеристикой состояния дисперсного или пористого тела, которое является определяющим для нахождения реальной плотности слоя загрязнений, а потом и их толщины. Степень упаковки зависит от состояния и размеров частиц, из которых состоит слой загрязнений.

Максимально возможная плотность, которая может быть достигнута для данного вещества, определяется параметрами его кристаллической решетки и называется теоретической плотностью – ρ_T. Реальная плотность любого материала $\rho = k\rho_T$ пропорциональна его теоретической плотности при коэффициенте пропорциональности $k = 0…1$. Плотность дисперсного материала зависит от степени взаимной упаковки его частиц. Для порошка формулу нужно представить в виде $\rho_П = k_v k_{отн}\rho_T$. Здесь $\rho_П$ - плотность порошка; k_v – коэффициент упаковки частиц в порошке; ρ_T - плотность материала, из которого состоят частицы порошка; $k_{отн}$ – коэффициент, учитывающий изменение плотности частиц при изменения соотношения количества золовых и сажистых частиц.

Коэффициент упаковки монофракции сферических частиц составляет $k_{у1} = 0{,}635$ [1]. Порозность соответственно равна $П_1 = 0{,}365$. От размера частичек $d_ч$ эти параметры не зависят, если размер емкости, в которую засыпается порошок, не менее чем в 10 раз больше $d_ч$ [1]. Это условие выполняется при образовании слоя загрязнений на конвективной поверхности нагрева при сжигании стандартного мазута с $W^r = 2$ %.

Коэффициент упаковки увеличится, если в промежутках между частицами основной фракции разместятся частицы второй монофракции, которую называют дополнительной к первой. Диаметр второй монофракции должен удовлетворять условию $d_{2ч} \le 0{,}15\ d_{1ч}$ [1]. Дальнейшим шагом в образовании слоя отложений можно рассматривать размещение третьей монофракции между частицами первой и второй монофракции, рис. 1,*а*. Последняя фракция может быть полифракционной.



а) ***б)***

Рисунок 1. Стадии повышения упаковки отложений путем заполнения промежутков между частицами первой монофракции (*а*) и второй (более мелкой) монофракцией (*б*). Пунктиром показано изменение предполагаемой фигуры геометрической модели элементарной ячейки

Частица каждой следующей фракции должна быть определенной, иначе эффект заполнения пустот будет неполным (рис. 1,*б*). Фракции, диаметры которых отвечает отвечают условию $d_{2ч} \le 0{,}15\, d_{1ч}$, называют взаимнодополняющими. В [2] принято, что каждая следующая дополнительная фракция будет заполнять в порошке оставшуюся пустоту с одним и тем же коэффициентом упаковки $k_{y1} = 0{,}635$.

Реальные порошки имеют полидисперсный состав, часто с нормальным распределением частиц по размерам. Их упаковка выше, чем в монодисперсном порошке. Методики точного расчетов степени упаковки полидисперсных порошков по известному распределению частиц порошка нет [2]. На рис. 2 в относительных координатах приведены сравнительные данные экспериментальных исследований [2] насыпной плотности порошка и результатов полуэмпирических расчетов степени упаковки того же порошка по описанной выше методикой с учетом сопоставления реальных размеров твердых частиц в отложениях при соответствующей обводненности ВМЭ.

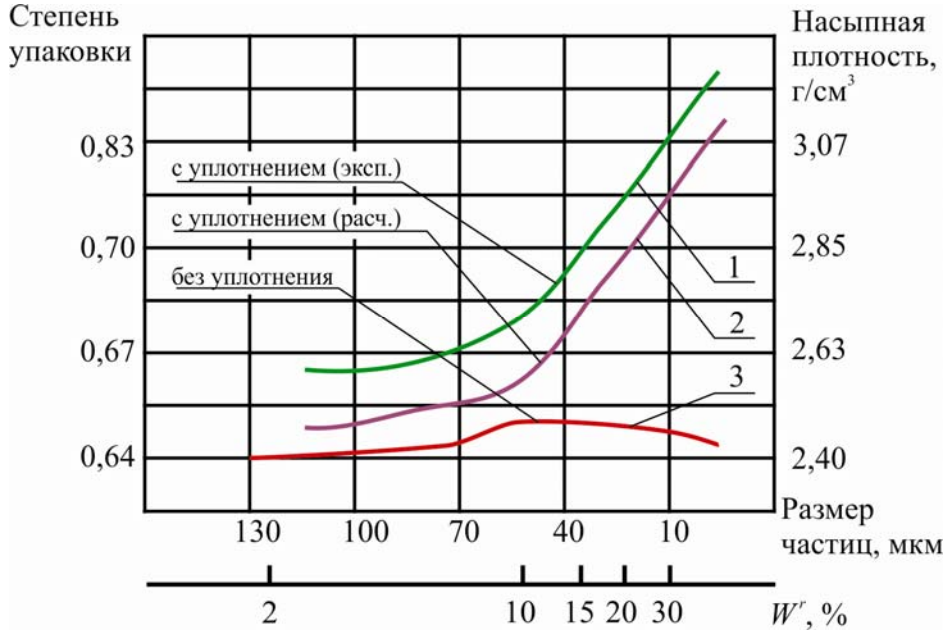


Рисунок 2. Сравнение расчетных и экспериментальных данных по упаковке порошков, принятый по их размерам при сжигании ВМЭ с соответствующей обводненностью W^r

Кривая 1 (рис. 2) отвечает насыпной плотности (с уплотнением) фракционных смесей порошка, определенной исследовательским путем, и кривая 2 изменения степени упаковки, полученная расчетным путем по приведенной методике, близки по форме.

Насыпная плотность смесей без уплотнения практически не зависит от фракционного состава порошка (кривая 3 на рис. 2). При полидисперсном характере распределения частиц, которые имеют форму шара (размещение частиц меньшего диаметра между частицами больших диаметров) при начальной кубической упаковке частиц и четырех значений диаметров частиц максимальное значение пористости при касательных порах составит K_1 = 0,809, а при наличия перегородок K_1 = 0,737 [1]. В случае идеального распределения частиц в четырехмерной гексагональной решетке достигается предел пористости K_1 = 0,812 [1].

На основе проведенных исследований и литературных данных [3] принято, что при проведении расчетов плотности отложений при сжигании "сухого" топлива, когда образуются большие твердые частицы степень упаковки находится на уровне 0,67, а при W^r до 30 %, когда размеры частиц существенным образом уменьшаются, степень упаковки постепенно увеличивается до 0,89. Достоверность принятых допущений оценивалась по окончательным результатам определения коэффициента загрязнения ε.

Принятая зависимость изменения степени упаковки, а значит и пористости отложений, определяет значения их насыпной плотности (с учетом насыпной массы) и, следовательно, влияет на интенсивность теплопроводности всего слоя загрязнений. Проведенные расчетные исследования плотности загрязнений разного состава в зависимости от водосодержания ВМЭ W^r с учетом их насыпной плотности, результаты которые представлены на рис. 3, дают возможность определять средние значения толщин слоя загрязнений при известной массе загрязнений. Характер зависимостей (рис. 3) объясняется ростом степени упаковки частиц в слое с ростом W^r.

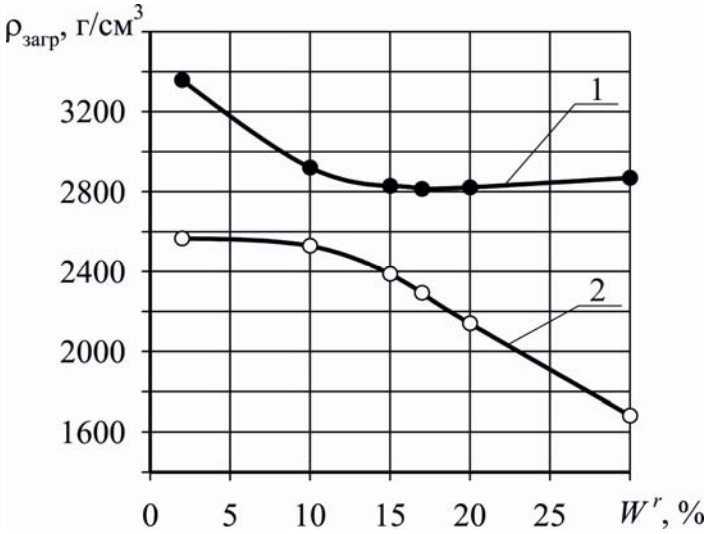


Рисунок 3. Расчетные зависимости теоретической (1) и насыпной (2) плотности загрязнений $\rho_{загр}$ при различной обводненности ВМЭ W^r

Экспериментальные исследования кинетики развития процессов загрязнения НТПН дают значения изменения удельной массы загрязнений, отнесенной 1 м^2 поверхности, от времени воздействия потока дымовых газов. На основе экспериментальных исследований в течение 2, 4, 8 и 12 часов в [4] были получены аппроксимирующие зависимости $\Delta G_{загр} = f(\tau)$, достоверность которых подтверждается результатами экспериментов за 80…100 часов (расхождение 1…5 %).

При определении толщины слоя загрязнений $\delta_{загр}$ было принято допущение, что масса сульфатов представляет собой сплошной плотный слой с реальной плотностью, а остальная масса загрязнений - это пористый слой отложений с насыпной плотностью, значение которой принимается согласно изложенным выше положениям. Такое решение подтверждается внешним видом загрязнений при сжигании ВМЭ.

Зависимость роста толщины слоя загрязнений при температуре стенки 110 ºС, представленная на рис. 4,*б*, показывает, что при переходе на сжигание ВМЭ с $W^r = 30$ % значения толщины слоя загрязнений (при расчете по насыпной плотности слоя отложений) увеличиваются по сравнению с толщиной слоя, определенной по теоретической плотности.

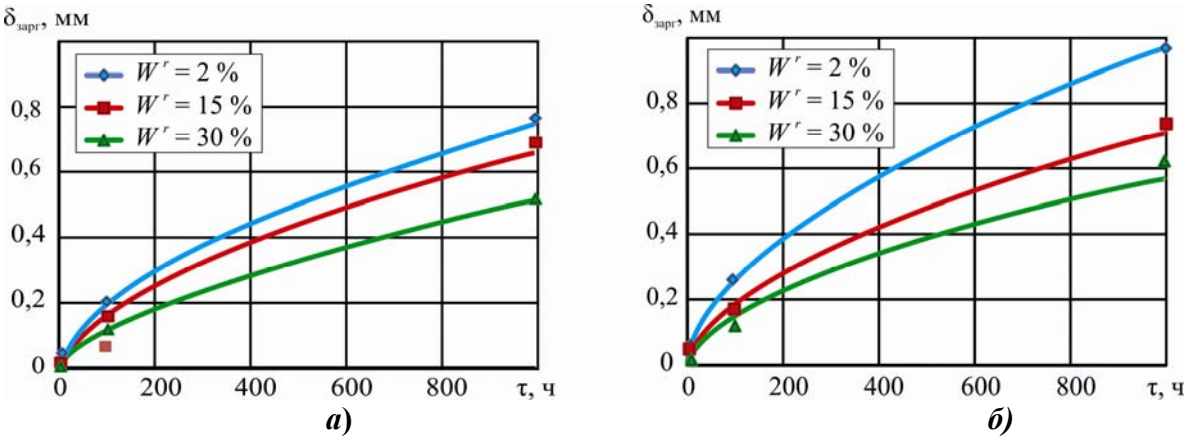


Рисунок 4. Зависимость толщины загрязнений от времени образования:
а) расчеты по теоретической плотности; *б*) расчеты по насыпной плотности.

Необходимо отметить, что расчетные значения средней толщины слоя загрязнений $\delta_{загр}$ (состоящего из подслоев сульфатов, отложений и продуктов коррозии металла НТПН) по насыпной плотности для режима сжигания мазута с $W^r = 2$ %, соответствуют опубликованным данным при $\tau = 1000$ часов [5], что подтверждает достоверность полученных данных при сжигании ВМЭ и стандартного топлива. Для сравнения на рис. 4,*а* представлены значения $\delta_{загр}$, рассчитанные по теоретической плотности, значения которых значительно меньше и соотношения между кривыми другие. Полученные данные дадут возможность прогнозировать толщину слоя загрязнений за определенное время работы, а также оптимизировать проведение своевременных чисток НТПН котлов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Локтев И.И. Модель упаковки полидисперсных материалов [Электронный ресурс] / И.И. Локтев. – Сб. докл. 7-ой Росс. конф. по реакторн. материаловед: НИИ атомных реакторов. (г. Димитровград, 8-12 сентября, 2003 г.) - http://www-dev.niiar.ru/rus/doc/rm_7/19.doc.

2. Сапелин Н.А. Влияние геометрических параметров структуры на плотность пористых материалов [Электронный ресурс] / Н.А. Сапелин. - Архитек-строит. материаловед. на рубеже веков: Материалы междун. интернет-конф. - Белгород: БелГТАСМ. - 2002. - С. 159-166. - http://www.techros.ru/text/3220.

3. Волков А.А. Исследование теплопроводности отложений на низкотемпературной поверхности утилизационного котла [Текст] / А.А. Волков, В.А. Романов, В.И. Щербинкин. - Судостроение. – 1995. – № 6. - с.22–23.

4. Акимов А.В. Динамика снижения выбросов золы и сажи при сжигании водомазутных эмульсий в котлах [Текст] / А.В. Акимов // Наукові праці: Науково-методичний журнал. Т.95. Вип. 82. Техногенна безпека. — Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. П.Могили. — 2008. — С.39-46.

5. Горячкин В.Ю., Судиловский В.В., Яновский С.А. Исследование динамики загрязнений и низкотемпературной коррозии поверхности нагрева в потоке дымовых газов [Текст] / В.Ю. Горячкин, В.В. Судиловский, С.А. Яновский. - Вопросы судостроения: Промышленная энергетика, охрана окружающей среды и энергоснабжение судов: ЦНИИ «Румб». – 1980. - вып. 5. – С.12-15.

ВИБІР ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ СИСТЕМИ ЦИЛІНДРОВОГО МАЩЕННЯ ПІД ЧАС ЗМІНИ СОРТУ ПАЛИВА

Бойко М.О., Савчук В.П.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. Сучасні тенденції у боротьбі за екологічну безпеку навколишнього середовища змушують суспільство та міжнародні організації підвищувати вимоги щодо викидів шкідливих речовин транспорту, зокрема морського. Конвенція з попередження забруднення морського середовища МАРПОЛ 73/78 посилила вимоги щодо викидів оксидів вуглецю та азоту у атмосферу (додаток VI) [1]. Таким чином морські судна зобов'язані переходити на використані палив з низьким вмістом сірки в особливих районах плавання.

Актуальність проблеми. Під час зміни сорту палива, яке використовується у судновій енергетичній установці змінюються умови роботи головного двигуна, що потребує відповідного корегування режимів роботи відповідних систем та заміни деяких експлуатаційних матеріалів. Невідповідність фізико-хімічних властивостей палива та масла спричиняє зменшення надійності, ресурсу та безвідмовності у роботі СЕУ та судна в цілому, що втратами прибутку від перевезень за рахунок збільшення простою у ремонті, витрат на запасні частини та можливим псуванням вантажу. Таким чином, вибір оптимальних режимів роботи паливної та мастильної системи головного двигуна є актуальною проблемою під час вирішення проблем експлуатації морського флоту.

Постановка задачі. Сучасна морська практика показує, що з метою економії витрат та підвищення рентабельності перевезень більшість суден обладнаних малообертовими головними двигунами використовують у якості основного палива мазут із вмістом сірки до 4,5 %. Але Конвенція МАРПОЛ 73/78 обмежує максимальний вміст сірки у паливі, що використовується у районі, що охоплює Балтійське і Північне моря та Англійський канал, на рівні не більше 1,5 % і у майбутньому ці вимоги стануть ще більш жорсткими. На даний час середній вміст сірки у важкому паливі, яким судна бункеруються у портах світу знаходиться на рівні 2,7 % [2], а у Європі – варіюється від 1% до 1,5 %. Таким чином, під час заходу суден у європейські порти разом із зміною палива необхідно вибрати відповідне дозування та загальне лужне число (ЗЛЧ) циліндрового масла. Розробка рекомендацій з цього питання і є метою цієї роботи.

Результати досліджень. Поршні й кільця, що сковзають по поверхні циліндра, повинні бути розділені масляною плівкою, що забезпечує мінімальне зношування кілець, циліндра й поршня, ефективне ущільнення від прориву газів, охолодження й промивання тертьових поверхонь.

У двигуні із примусовим змазуванням нерегулярність подачі масла зі штуцерів певною мірою порушує циклічність поновлення плівки на поверхні циліндра. Для збереження масляної плівки необхідно, щоб кількість масла, що подається, покривала витрати, які обумовлені випаром і згорянням масла, його закиданням кільцями в камеру згоряння. Якщо подача масла в циліндр недостатня, то підтримка масляної плівки необхідної товщини стає неможливою. Режим тертя з рідинного може перейти в граничний або в сухе тертя.

Масло, подане в циліндр лубрикатором, повинне розділити тертьові поверхні ЦПГ шляхом створення на них шару, що полягає з адсорбованих полярних молекул (граничне змащення) або більш товстого шару масла (рідинне змащення). У цих випадках зовнішнє тертя сполучених поверхонь заміняється на внутрішнє тертя між шарами масла, при якім різко зменшуються робота тертя й зношування. Кількість масла повинна бути достатньою для нейтралізації лужними з'єднаннями масла корозійно-активних кислот, що конденсуються на стінках циліндра при роботі двигуна на сірчистих паливах. Тому

витрата масла, що має високу лужність, може бути встановлена нижче ніж для малолужного масла.

Лужне число характеризує здатність масла нейтралізувати кислоти, що з'являються в ньому, запобігаючи корозію та зношування поверхонь, що змазуються. Лужні властивості забезпечують уведенням у масло спеціальних присадок. Загальне лужне число визначається кількістю мг КОН на 1 г масла. Подача масла при заданій його лужності вважається достатньою, якщо при використанні палива зі вмістом сірки більш 2 % лужність масла, що відробило та стікає зі стінок циліндра в порожнину під поршнем, перевищує 10 мг КОН/г.

Товщина формованого кільцями шару масла по висоті втулки змінюється від декількох мікронів у зонах ВМТ до 20 мкм і більш у середній її частині. Перші порції масла, що надходить у циліндри перед пуском двигуна при ручнім прокачуванні лубрикаторів, витрачаються на створення цього шару.

При завищеній подачі масла відзначаються: значна кількість вуглецевих відкладень і золи присадок на бічній поверхні головки поршня, розташованої над верхнім кільцем; підвищені відкладання нагару по периметру випускних вікон і у випускному тракті; рясна кількість масла на поршні й дзеркалі циліндра; підвищене скидання масла в; лужність проб масла, що відбираються з цих порожнин, перевищує 25 % вихідної лужності свіжого масла.

При заниженій подачі масла відзначаються: поява ділянок сухої поверхні на поршні та дзеркалі циліндра; погіршення рухливості, защімлення в шарі нагару в кепах і пригоряння поршневих кілець; прорив газів і іскор у порожнину під поршнем, загоряння масляних відкладань; поява місцевих прогорянь на втулках циліндрів, а також слідів прориву газів.

При виборі дозування подачі циліндрового масла на прикладі двигуна SULZER 6RTA58T під час переходу з важкого високосірчаного палива на малосірчане і навпаки рекомендується використовувати наступну залежність

$$g_{ЦМ} = F \cdot S \cdot \frac{70}{X}, \qquad (1)$$

де $g_{ЦМ}$ – питома витрата циліндрового масла, , г/(кВт·год);

F – коефіцієнт витрати, F=0,26…0,34;

S – вміст сірки в паливі, в % по масі;

70 – значення загального лужного числа базового циліндрового масла;

X – значення загального лужного числа циліндрового масла, що має інше значення.

Результати розрахунків подачі для масла з ЗЛЧ 30 мгКОН/г і 70 мгКОН/г у діапазоні змісту сірки від 0 до 5 % наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Результати розрахунку питомої витрати масла

Параметр	Значення										
S, %	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
ЗЛЧ 30 мгКОН/г											
$g_{ЦМ1}$, г/(кВт·год)	0	0,30	0,61	0,91	1,21	1,52	1,82	2,12	2,43	2,73	3,03
$g_{ЦМ2}$, г/(кВт·год)	0	0,40	0,79	1,19	1,59	1,98	2,38	2,78	3,17	3,57	3,97
ЗЛЧ 70 мгКОН/г											
$g_{ЦМ1}$, г/(кВт·год)	0	0,13	0,26	0,39	0,52	0,65	0,78	0,91	1,04	1,17	1,30
$g_{ЦМ2}$, г/(кВт·год)	0	0,17	0,34	0,51	0,68	0,85	1,02	1,19	1,36	1,53	1,70

Мінімальну подачу циліндрового масла вибираємо з умови забезпечення достатньої товщини мастильної плівки та приймаємо рівним 0,7…0,8 г/(кВт·год) [3].
За результатами розрахунків (табл. 1) з урахуванням значень мінімальної подачі побудовано графічну залежність питомої витрати циліндрового масла з відповідним ЗЛЧ від вмісту сірки у паливі (рис. 1).

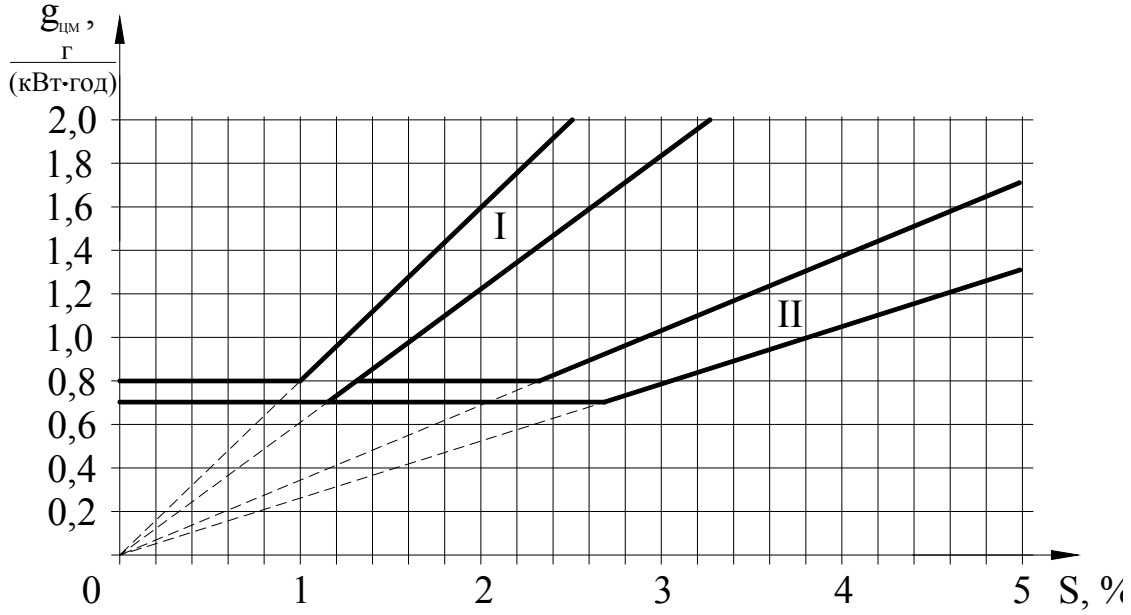


Рисунок 1. Рекомендована подача циліндрового масла:
I – для масла з ЗЛЧ 30 мгКОН/г; II – для масла з ЗЛЧ 70 мгКОН/г.

Висновки. З результатів проведеної роботи можна зробити висновок, що при зміні сорту палива з високосірчаного на малосірчане подачу циліндрового масла з високим ЗЛЧ необхідно зменшити нижче рівня, який забезпечує достатню товщину мастильної плівки. Тому для забезпечення нормальної роботи двигуна необхідно змінити зальне лужне число циліндрового масла з відповідним корегуванням питомої витрати.

ЛІТЕРАТУРА

1. Международная Конвенция по предотвращению загрязнения с судов 1973г., измененная протоколом 1978г. К ней (МАРПОЛ 73/78) – International Convention for Prevention of Pollution from ships, 1973, as Modified by the Protocol of 1978 relating thereto (MARPOL 73/78). Книги I и II. – СПб., ЗАО «ЦНИИМФ», 2008. – 760 с.

2. Возницкий И.В. Современные малооборотные двухтактные двигатели. М.: «Моркнига», 2007. – 124 с.

3. Возницкий И.В. Практические рекомендации по смазке судовых дизелей: 4-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Моркнига, 2007. – 127 с.

АНАЛИЗ МЕТОДА УСТРАНЕНИЯ «УТЕЧКИ» СПЕКТРА ПРИ ДИАГНОСТИКЕ СИСТЕМ ТУРБОНАДДУВА СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

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

Введение. В сборнике трудов «Искусственный интеллект» за 2012 г. была публикована статья [1], в которой показана возможность определения частотных характеристик современного комбинированного судового дизеля путем спектрального анализа виброакустических полей. В результате применения такого метода можно с высокой точностью определять частоту вращения ротора газотурбонагнетателя (ГТН) и коленчатого вала, а также производить диагностику технического состояния ГТН и оценку неравномерности цилиндровых мощностей. В качестве анализируемых величин рассматриваются частоты и амплитуды отдельных гармоник. В этом случае эффект «утечки мощности» спектра, построенного в результате ДПФ, приводит с существенным искажениям в определении частоты, фазы и амплитуды гармоник.

Практическому решению этой проблемы посвящено не так-то уж много работ и основным методом, применяемым на практике в большинстве случаев, является метод оконных преобразований исходного сигнала [2]. Проблема в том, что метод оконных преобразований не исключает, а лишь уменьшает действие эффекта «утечки» мощности и искажения истинных величин амплитуды, частоты и фазы анализируемого сигнала. Другими словами, расчетные параметры исходного сигнала, которые вы хотите определить путем его спектрального анализа, зависят от соотношения частоты этого сигнала и частоты дискретизации. Частота дискретизации может быть задана постоянной (как принято в большинстве технических систем), а частота анализируемого сигнала меняется произвольно. Таким образом, погрешность оценки параметров измеряемого периодического сигнала будет не постоянной и меняться вплоть до 50 %. Очевидно, что без решения этой проблемы ни о каком численном количественном анализе внешних периодических сигналов с помощью ДПФ не может идти речь. Предложенный в [1] численный итерационный метод решает данную задачу. Теперь возникает вопрос, как будет работать этот метод в случае наличия шумов в исходном сигнале?

Определение частотных характеристик и диагностика газотурбонагнетателя судового дизеля. Модуль, определяющий частотные характеристики газотурбонагнетателя судового комбинированного дизеля построен на базе микроконтроллера ATxmega256A3, см. таб. 1. Основными факторами, определяющими алгоритмы работы модуля, являются объем его оперативной памяти и параметры АЦП. Частота преобразования АЦП достаточно велика: 2MSPS, что на два прядка превышает максимально возможные частоты исходных сигналов. Объем оперативной памяти, равный 16KB ограничивает длину ряда исходной выборки для процедуры FFT – 2048 точек.

В качестве примера объекта диагностирования возьмем ГТН VTR-350 главного дизеля 6L80MCE. Спектр виброакустического сигнала компрессора VTR-350 представлен на рис. 1, на котором показан диапазон интересующих нас информационных частот: от 100 Гц (слева от 1-й гармоники) до 5 КГц (справа от 2-й гармоники).

Если производить набор данных с частотой АЦП равной 50 КГц, то получим в выборке из 2048 точек:

$$m_1 = [2048/50000] \times 100 = 4.096 \text{ периодов.}$$
$$m_2 = [2048/50000] \times 5000 = 204.8 \text{ периодов.}$$

Соответственно, записанных точек на один период:

Таблица 1. Характеристики микроконтроллера ATxmega256A3

Flash (Kbytes):	256 Kbytes	Camera Interface:	No	picoPower:	Yes
Pin Count:	64	ADC channels:	16	Temp. Range (deg C):	-40 to 85
Max. Operating Frequency:	32 MHz	ADC Resolution (bits):	12	I/O Supply Class:	1.6 to 3.6
CPU:	8-bit AVR	ADC Speed (ksps):	2000	Operating Voltage (Vcc):	1.6 to 3.6
# of Touch Channels:	16	Analog Comparators:	4	FPU:	No
Hardware QTouch Acquisition:	No	Resistive Touch Screen:	No	MPU / MMU:	no / no
Max I/O Pins:	50	DAC Channels:	2	Timers:	7
Ext Interrupts:	50	DAC Resolution (bits):	12	Output Compare channels:	22
USB Speed:	No	Temp. Sensor:	Yes	Input Capture Channels:	22
USB Interface:	No	Crypto Engine:	AES/DES	PWM Channels:	22
SPI:	10	SRAM (Kbytes):	16	32kHz RTC:	Yes
TWI (I2C):	2	EEPROM (Bytes):	4096	Calibrated RC Oscillator:	Yes
UART:	7	Self Program Memory:	YES	Watchdog:	Yes
Graphic LCD:	No	External Bus Interface:	0		
Video Decoder:	No	DRAM Memory:	No		

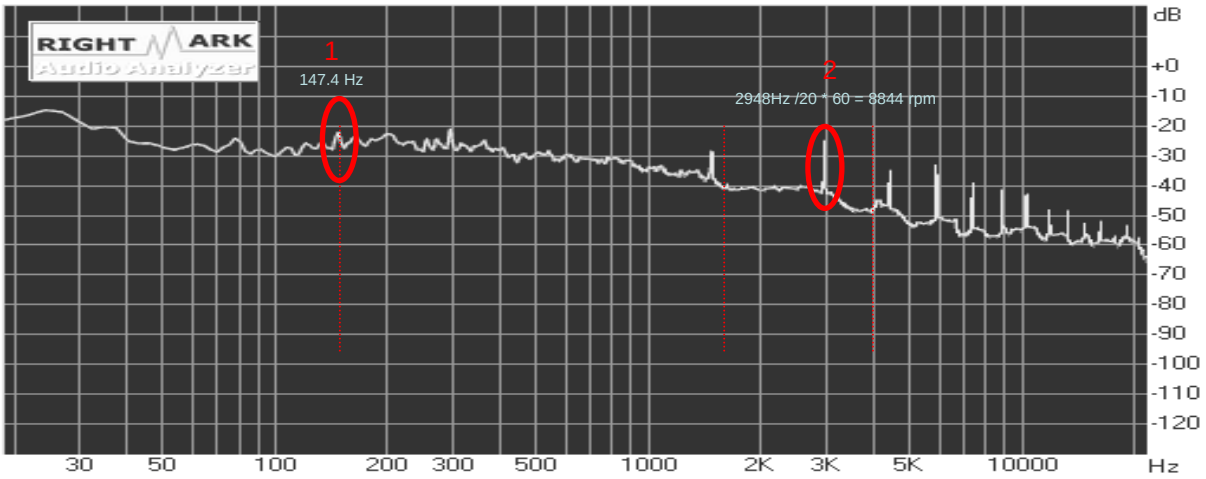


Рисунок 1. Спектр виброакустического сигнала ГТН VTR-350

$$p_1 = 2048 / 4.096 = 500;$$
$$p_2 = 2048 / 204.8 = 10.$$

Это количество периодов и точек на период показано для максимального и минимального по частоте исходного сигнала. На номинальной нагрузке частота измеряемого сигнала будет близка (1) к 150 Гц (±10%) и (2) к 3 кГц (±10%). В этом случае количество периодов в выборке с частотой 50 КГц будет:

$$m_1 = [2048/50000] \times 150 = 6.144 \text{ периодов.}$$
$$m_2 = [2048/50000] \times 3000 = 122.88 \text{ периодов.}$$

Записанных точек на один период:

$$p_1 = 2048 / 6.144 = 333.(3);$$
$$p_2 = 2048 / 122.8 = 16.68.$$

Такого количества периодов в выборке и точек на один период вполне достаточно для корректного отображения информативных гармоник в дискретном спектре, построенном с помощью БПФ. Во всех случаях гарантированно выполняется требование теоремы Котельникова [2, 3].

Информативные гармоники (1 и 2 см. рис. 1) в спектре показывают следующее:

- лопаточную частоту компрессора ГТН VTR-350 (2), определенную с помощью ограничений [1]. Ее деление на количество лопаток позволяет с большой точностью непрерывно определять текущую частоту вращения ротора ГТН, которая находится в прямо пропорциональной зависимости от эффективной мощности двигателя:

$$nTUR = 2948 \text{ Гц} / 20 * 60 = 8844 \text{ rpm;}$$

- центральную гармонику (1). Ее амплитуда показывает колебания ротора на основной частоте. Повышение ее амплитуды является признаком нарастающего динамического разбаланса ротора ГТН и, соответственно, комплексным диагностическим признаком. Динамическая балансировка ротора ГТН может нарушаться в случаях дефектов подшипников, либо в случае засорения соплового аппарата, лопаток и проточной части ГТН:

$$\nu TUR = 2948 \text{ Гц} / 20 = 147.4 \text{ Гц.}$$

Устранение эффекта «утечки» в дискретном спектре. Эффект «утечки» является следствием конечности анализируемой временной реализации и ее дискретного представления через АЦП. Он считается одной из главных погрешностей дискретного преобразования Фурье. Если частоту сигнала представить в виде

$$\gamma = M/T,$$

где T – период сигнала, а $M = n + \sigma$, где n-целое, а $0 < \sigma < 1$, то максимальные искажения амплитуды, частоты и фазы центральной гармоники и утечка мощности в соседние будет наблюдаться при $\sigma = 0.5$ [1, 2].

Таким образом, если анализировать параметры исходного сигнала по его спектру, т.е. по центральной гармонике, то полученные амплитуда, частота и фаза будут искажены в случае нецелого количества отсчетов сигнала на его период. На практике для дискретной записи сигналов используют АЦП с выбранной и зафиксированной частотой дискретизации. Понятно, что число отсчетов на период никогда не будет целым, а значение σ будет меняться от 0 до 1 в зависимости от собственной частоты измеряемого сигнала, при этом будет меняться точность оценки параметров сигнала по центральной гармонике.

Для уменьшения эффекта «утечки» наиболее широкое распространение получил метод оконных преобразований: для уменьшения разрывов на краях ряда с целью ослабления утечки нужно уменьшить амплитуду сигнала возле краев. Такое масштабирование осуществляется в ходе умножения реализации на окно специальной формы $x_i^w = x_i \cdot W(i)$ (Окно Хемминга, Ханнинга, Блекмена, Кайзера, и.т.п.). В результате применения оконных функций спектр исходного сигнала может сильно исказиться, но при этом уменьшится зависимость амплитуды, частоты и фазы от значения σ. Это значит, что центральную гармонику x_i^w можно использовать для приблизительной оценки параметров сигнала с некоторой постоянной погрешностью, которую можно учесть. Точнее можно устранить эффект «утечки» численным методом, основанным на обработке комплексных результатов ДПФ. В [6] предложено уточнить частоту *m,* фазу *φ,* и амплитуду *A* исходного сигнала по значениям двух максимальных гармоник в спектре X_k, X_{k+1}. Для этого предлагается численно решить систему комплексных уравнений:

$$\left\{\begin{array}{l} \left|Z(m,\varphi)_k / Z(m,\varphi)_{k+1}\right| = \left|X_k / X_{k+1}\right| \\ Arg(Z(m,\varphi)_k) = Arg(X_k) \end{array}\right\}, \qquad (1)$$

где параметры k-ой гармоники:

$$X_k = \mathrm{Re}_k + j\,\mathrm{Im}_k;$$
$$X_k = NA_k e^{j\varphi_k},$$
$$A_k = \frac{1}{N}\sqrt{\mathrm{Re}^2{}_k + \mathrm{Im}^2{}_k},$$
$$\varphi_k = arctg(\frac{\mathrm{Im}_k}{\mathrm{Re}_k}) = Arg(X_k).$$

Коэффициенты гармоник можно представить в виде: $X_k = (A_k/2)Z(m,\varphi)_k$, где $Z(m,\varphi)_k$ - комплексная функция, не зависящая от амплитуды, но зависящая от частоты и фазы:

$$Z(m,\varphi)_k = e^{j\varphi}\frac{e^{2\pi j(m-k)}-1}{e^{\frac{2\pi j(m-k)}{N}}-1} + e^{-j\varphi}\frac{e^{-2\pi j(m+k)}-1}{e^{\frac{-2\pi j(m+k)}{N}}-1}.$$

Систему уравнений (1) решается в том случае, если гармоники слева и справа от центральной не равны нулю, т.е. больше заданной малой величины δ:

$$X_{k-1} > \delta, X_{k+1} > \delta.$$

Система (1) решается методом итераций. После завершения итераций амплитуда сигнала определяется из соотношения:

$$A_k = Abs(2X_k / Z(m,\varphi)_k).$$

Восстановление параметров зашумленного сигнала.

Для всех исследованных случаев, при не зашумленном сигнале требовалось не более 5-и полных итераций для обеспечения заданной погрешности менее 0,5 % по частоте и фазе.

На рис. 2 показано решение системы для ситуации сильно выраженного эффекта утечки σ ~ 0,5. В данном случае потребовалось четыре полных итерации системы. Амплитуда

и частота восстановлены до заданного в исходном сигнале значения (A1=0,8, *w*1=5,0) с точностью до 5-го знака после запятой. При этом амплитуда центральной (максимальной) гармоники в спектре после ДПФ до процедуры восстановления была равна A1’=0,521 (ошибка 35 %!). Ошибка в оценке частоты исходного сигнала по частоте центральной гармоники тоже может быть значительной. Она зависит от частоты АЦП и частоты исходного сигнала. С увеличением частоты АЦП она будет уменьшаться.

Решение системы (1) не связано с выделением дополнительной памяти для хранения объемных массивов данных и расчетных коэффициентов, как в случае с БПФ. В связи с этим алгоритм может быть запрограммирован на современном DSP контроллере, реализующем БПФ. Несмотря на итерационное численное решение (1), такая процедура восстановления незначительно увеличит общее время расчета и позволит получить не только спектр сигнала, но и восстановленное значение основной частоты и амплитуды исследуемого сигнала.

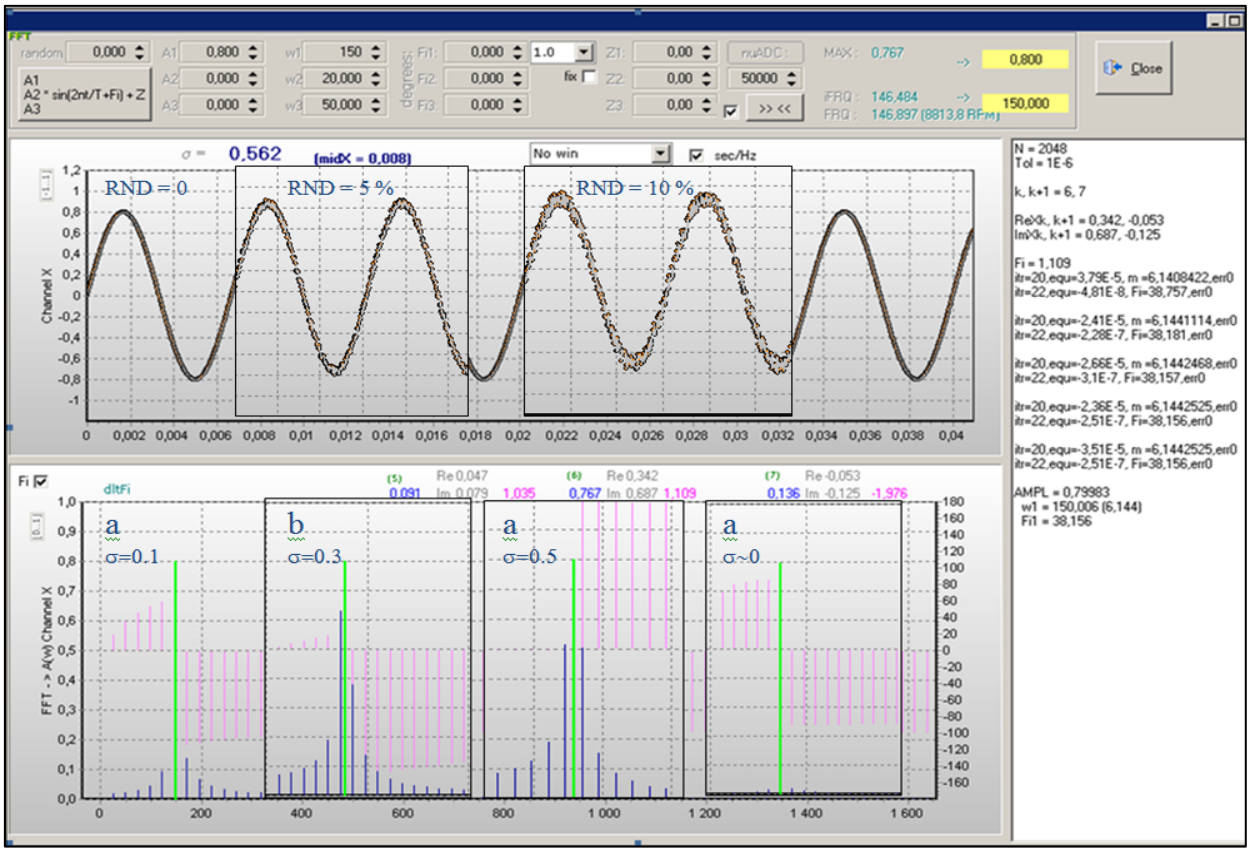


Рисунок 2. Окно программы демонстрации ДПФ и решения проблемы «утечки»

Выводы. Виброакустический метод определения частотных характеристик надувного судового двигателя имеет ряд преимуществ перед традиционными, предполагающими применение тахометров. В первую очередь это стоимость и простой способ инсталляции. Кроме того, постоянный анализ спектра виброскорости/ускорения блока цилиндров двигателя и ГТН дает возможность анализировать техническое состояние двигателя.

Точность определения частот КВ и ГТН, по предварительной оценке, выше точности применяемых на практике тахометров, особенно при определении частоты вращения ГТН. Это объясняется тем, что происходит измерение не самих частот вращения, а частот кратных количеству цилиндров или лопаток компрессора ГТН. Однако вопрос численной оценки погрешностей предлагаемого метода требует отдельного решения.

Виброакустический модуль определения частотных характеристик не является прямой альтернативой применяемых на практике тахометров, но может быть использован в составе системы непрерывного мониторинга и диагностики судового ДВС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Возницкий И. В. Контроль и диагностика технического состояния судовых дизелей / И. В. Возницкий – М. : В/О Мортехинформреклама, 1984. – 233 с.

2. Варбанец Р. А. Параметрическая диагностика судовой дизельной энергетической установки в эксплуатации / Р. А. Варбанец, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков «ХАИ», 2011. – № 10(87). – С. 197 – 202.

3. Варбанец Р. А. Мониторинг рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации / Р. А. Варбанец, В. Г. Ивановский // Двигатели внутреннего сгорания. Научно-технический журнал. – Харьков, 2004. – № 2(5). – С. 138 – 141.

4. Осташенков В.Ф. Теплотехнические испытания судовых дизелей / В.Ф. Осташенков // М. : «Транспорт», 1967. – 247 с.

5. Варбанец Р. А. Анализ спектра виброакустических сигналов топливной аппаратуры среднеоборотных дизелей (СОД) / Р. А. Варбанец // Вісник Одеського національного морського університету. – 2006. – № 18 – С. 134 – 141.

6. Отнес Р. Прикладной анализ временных рядов / Р. Отнес, Л. Эноксон – М. : Мир, 1982. – 482 с.

7. Соломатин С.Я. Особенности вибрационнго состояния центробежного компрессора при останове / С.Я. Соломатин, В.Н. Краевский, К.А. Кузьмин // НТиИ Компрессорная техника и пневматика. – Москва, 2012. - №1(2012). – С. 12 – 16.

8. RightMark Audio Analyzer [Електронний ресурс]. – Режим доступу: audio.rightmark.org

РАСЧЕТ ВОЗБУЖДАЕМЫХ УСИЛИЙ УНИВЕРСАЛЬНЫМ ИНСТРУМЕНТОМ МАГНИТНО-ИМПУЛЬСНОЙ РИХТОВКИ

Гнатов А.В. Шиндерук С.А.
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет (Украина)

Введение. Разработки разного рода технических систем для рихтовки заданных участков с внешней стороны тонкостенных листовых металлов инициированы, в первую очередь, спросом на выполнение операций по реставрации корпусных и кузовных элементов транспортных средств. Уровень технического обеспечения современного общества требует немедленного решения этих задач, что свидетельствует об их несомненной актуальности [1].

Актуальность исследований. Технологии МИОМ особенно эффективны в машиностроительной, электротехнической, авиационной, кораблестроительной и автомобилестроительной отраслях, где большое число деталей весьма затруднительно обрабатывать традиционными методами, а некоторые вообще не могут быть изготовлены известными способами из-за особенностей конфигурации, требований высокой точности, свойств металлов и сплавов. Особый интерес представляют методы, основанные на использовании энергии импульсных магнитных полей, и предназначенные для восстановления формы листовых металлов. Наиболее яркими примерами являются бесконтактные методы восстановления панелей кузовных и корпусных элементов транспортных средств (внешняя бесконтактная магнитно-импульсная рихтовка) [2, 3].

Постановка задачи. Большой интерес представляют инструменты, позволяющие производить рихтовку кузовных и корпусных панелей транспортных средств выполненных, как из ферромагнитных так и неферромагнитных металлов. К таким инструментам относятся индукционные индукторные системы – универсальные инструменты внешней бесконтактной магнитно-импульсной рихтовки [1, 3, 4].

Из физических соображений предпочтительной представляется система, в которой экран и обрабатываемая листовая заготовка абсолютно идентичны (то есть их толщина одинакова и выполнены они из одного металла) и находятся на одинаковом расстоянии от индуктора – источника магнитного поля.

Система симметрична, как с геометрической, так и электродинамической точек зрения. Индуцируемые вихревые токи должны быть равными.

Цель работы. Расчет электродинамических усилий возбуждаемых универсальным инструментом при внешней бесконтактной магнитно-импульсной рихтовке.

Для анализа электромагнитных процессов примем расчётную модель в цилиндрической системе координат, показанную на рис. 1 ($\vec{e}_r, \vec{e}_\varphi, \vec{e}_z$ – направляющие орты цилиндрической системы координат) [1, 3, 5].

Результаты исследований. При решении задачи примем допущения, аналогичные [1, 3–7].

Для расчётной модели, представленной на рис. 1 составляются уравнения Максвелла для возбуждаемых составляющих вектора электромагнитного поля $(E_\varphi \neq 0, H_{r,\,z} \neq 0)$. Решая составленные уравнения известными математическими методами [1, 3, 6, 7], во избежание громоздкости в изложении, опустим промежуточные выкладки, и запишем окончательное выражение для искомых величин возбуждаемых сил.

Нормальная компонента силы, обеспечивающая отталкивание, равна [7].

$$P_{L\perp}(\varphi, r) = P_{Lm}(\varphi) \cdot \int_0^d I_1(r, \zeta) \cdot I_2(r, \zeta)\, d\zeta\,, \qquad (1)$$

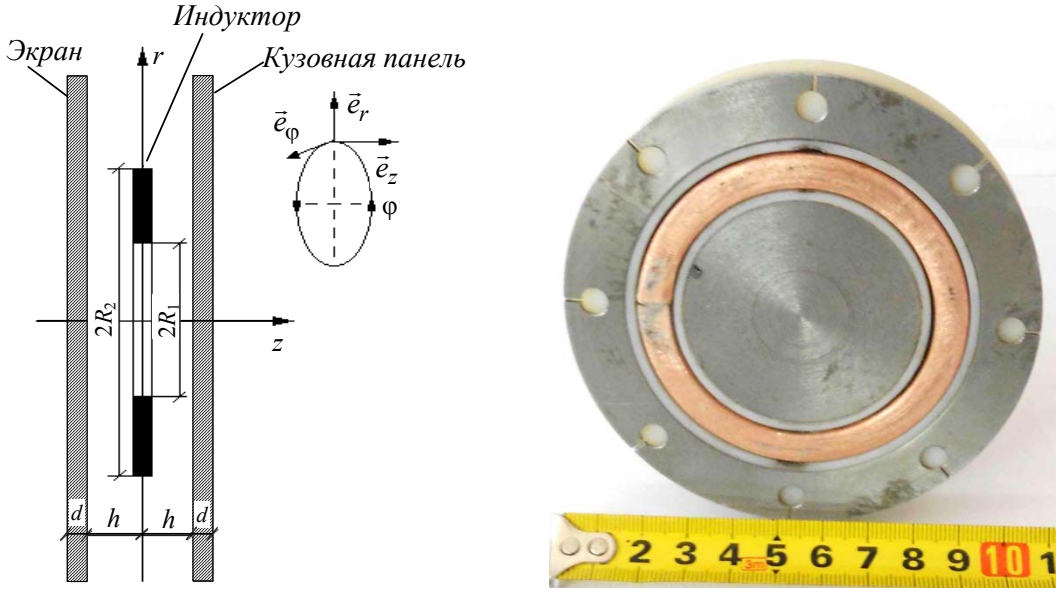
где $\mathrm{P_{Lm}}(\varphi) = \left(\frac{\omega\tau}{2\mathrm{d}}\right) \cdot \frac{\mu_0}{2} \cdot \mathrm{j_m^2} \cdot \left(\mathrm{j}(\varphi) \cdot \frac{\mathrm{dj}(\varphi)}{\mathrm{d}\varphi}\right)$,

$$I_1(r,\zeta)=\int_0^{\infty}\Phi_1(x)\cdot\left(\mathrm{sh}\left(x\frac{\zeta-d}{d}\right)-\frac{1}{\mu_r}\mathrm{ch}\left(x\frac{\zeta-d}{d}\right)\right)\cdot J_1\left(x\cdot\frac{r}{d}\right)dx,$$

$$\Phi_1(x)=\frac{F(x)}{x^2\cdot\left(\mathrm{sh}(x)\left[\mathrm{sh}\left(x\frac{h}{d}\right)+\frac{1}{\mu_r^2}\mathrm{ch}\left(x\frac{h}{d}\right)\right]+\frac{1}{\mu_r}e^{x\frac{h}{d}}\mathrm{ch}(x)\right)},$$

$$I_2(r,\zeta)=\int_0^{\infty}\Phi_2(x)\cdot\left(\mathrm{ch}\left(x\frac{\zeta-d}{d}\right)-\frac{1}{\mu_r}\mathrm{sh}\left(x\frac{\zeta-d}{d}\right)\right)\cdot J_1\left(x\cdot\frac{r}{d}\right)dx,$$

$$\Phi_2(x)=\frac{F(x)}{x\cdot\left(\mathrm{sh}(x)\left[\mathrm{sh}\left(x\frac{h}{d}\right)+\frac{1}{\mu_r^2}\mathrm{ch}\left(x\frac{h}{d}\right)\right]+\frac{1}{\mu_r}e^{x\frac{h}{d}}\mathrm{ch}(x)\right)}.$$



а) б)

Рисунок 1. Симметричная индукционная индукторная система: а) расчетная модель в цилиндрической системе координат; б) физическая модель

Функции $\Phi_{1,2}(x)$ устанавливают сходимость соответствующих несобственных интегралов в практических вычислениях.

Тангенциальная компонента силы имеет вид:

$$P_{L\|}(\varphi,r)=P_{Lm}(\varphi)\cdot\int_0^{d}I_1(r,\zeta)\cdot I_3(r,\zeta)\,d\zeta, \qquad (2)$$

где $I_3(r,\zeta)=\int_0^{\infty}\Phi_2(x)\cdot\left(\mathrm{sh}\left(x\frac{\zeta-d}{d}\right)-\frac{1}{\mu_r}\mathrm{ch}\left(x\frac{\zeta-d}{d}\right)\right)\cdot J_0\left(x\cdot\frac{r}{d}\right)dx.$

В рассматриваемой индукционной индукторной системе возбуждаемые силы притяжения состоят из двух составляющих: сила притяжения листовой заготовки, обусловленная действием вспомогательного экрана (взаимное притяжение проводников с индуцированными токами – силы Ампера); сила притяжения, обусловленная магнитными свойствами металла собственно заготовки.

Силы притяжения листовых металлов с индуцированными токами в соответствии с законом Ампера описываются зависимостью [1, 3, 4]:

$$P_A(\varphi, r) = P_{Am}(\varphi) \cdot \left(\int_0^{\infty} \Phi_3(x) \cdot J_1\left(x \frac{r}{d} \right) \cdot dx \right)^2, \quad (3)$$

где $P_{Am}(\varphi) = \frac{\mu_0}{2} \cdot \frac{r}{h} \left(j_m \cdot \frac{dj(\varphi)}{d\varphi} \cdot \frac{(\omega \cdot \tau)}{2} \right)^2$,

$$\Phi_3(x) = \frac{F(x) \cdot \left((1 - ch(x)) - \frac{1}{\mu_r} \cdot sh(x) \right)}{x^3 \left(sh(x) \cdot \left[sh\left(x \cdot \frac{h}{d} \right) + \frac{1}{\mu_r^2} ch\left(x \cdot \frac{h}{d} \right) \right] + \frac{1}{\mu_r} \cdot e^{x \frac{h}{d}} \cdot ch(x) \right)}.$$

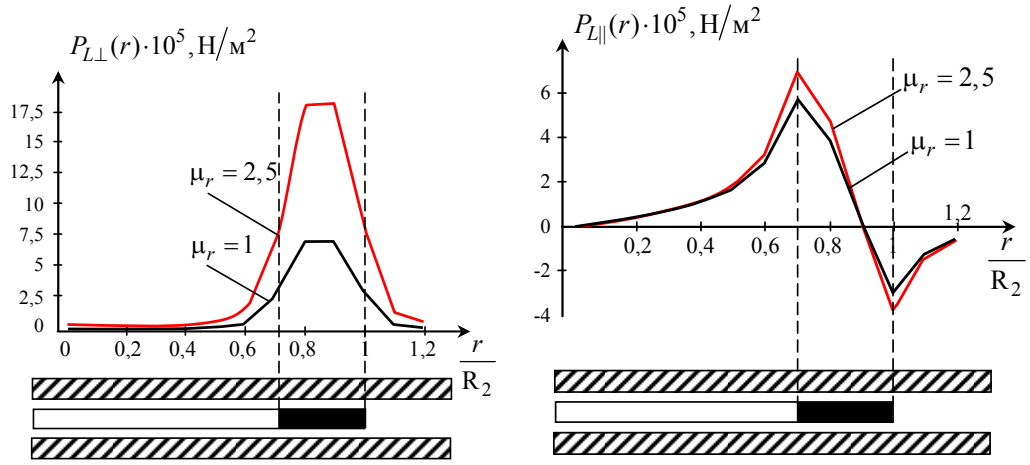
Сила притяжения, обусловленная магнитными свойствами металла заготовки, описывается зависимостью [1, 3, 4]:

$$P_M(\varphi, r) = -\frac{\mu_0}{2} (\mu_r - 1) \left(\mu_r \left[H_z^2(\zeta = 0) - H_z^2(\zeta = d) \right] + \left[H_r^2(\zeta = 0) - H_r^2(\zeta = d) \right] \right), \quad (4)$$

где $H_{z,r}(\zeta = 0), H_{z,r}(\zeta = d) -$ $\{z$ и $r\}$ – компоненты напряжённости магнитного поля на граничных поверхностях обрабатываемого листа.

Численные оценки. Проведем численные оценки для экрана и заготовки с магнитными свойствами.

Начальные условия: $R_1 = 0,025$ м, $R_2 = 0,035$ м, $h = 0,001$м, $f = 1150$ Гц, $\delta = 0,2$, $J_m = 50$ кА, $d = 0,00075$ м, $\gamma = 0,4 \cdot 10^7$ 1/(Ом·м). Для определённости примем, что $\mu_r \approx 2,5$. Результаты проведенных вычислений представлены на рис. 2 – 5.



а) б)

Рисунок 2. Радиальные распределения временных амплитуд компонент сил Лоренца: а) нормальная компонента, б) тангенциальная компонента

Проведенные вычисления показали, что:

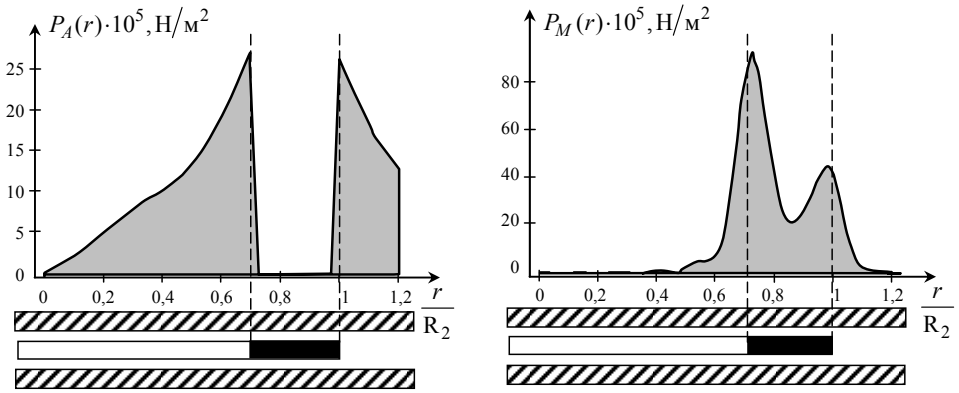
– в зоне под витком индуктора концентрируются возбуждаемые силы любой природы (силы Лоренца и силы Ампера);

– под центром витка направление тангенциальных сил Лоренца изменяется на противоположное;

– силы Лоренца имеют осциллирующий характер, их интегральное действие во времени стремится к нулю, $\int_0^{\infty} P(\varphi) d\varphi \Rightarrow \int_0^{\infty} j(\varphi) \cdot \frac{dj(\varphi)}{d\varphi} d\varphi = \frac{j^2(\varphi)}{2} \Big|_0^{\infty} = 0$.

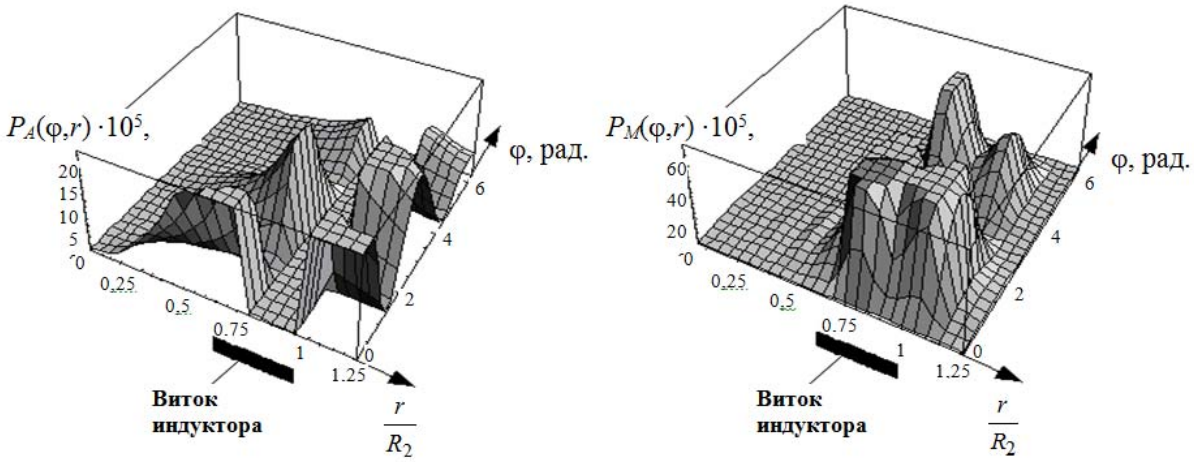
– амплитуды сил притяжения (Ампера и магнитного притяжения) значительно

выше амплитуд сил Лоренца.



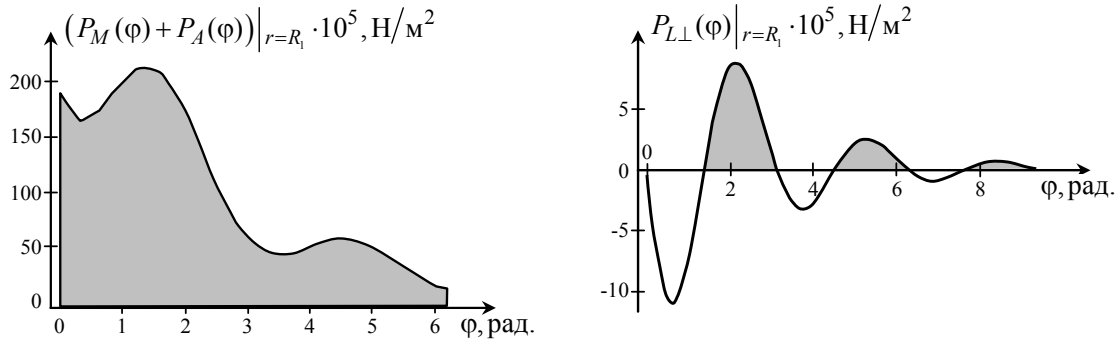
а) б)

Рисунок 3. Радиальные распределения временных амплитуд возбуждаемых сил притяжения для магнитных металлов, $\mu_r = 2,5$: а) сила притяжения Ампера; б) сила магнитного притяжения



а) б)

Рисунок 4. Объёмные эпюры фазово-пространственного распределения временных максимумов возбуждаемых сил притяжения для магнитных металлов, $\mu_r = 2,5$:
а) сила притяжения Ампера; б) сила магнитного притяжения



а) б)

Рисунок 5. Фазовые распределения возбуждаемых сил притяжения для магнитных металлов ($\mu_r = 2,5$) в случае тонкого витка ($R_1 = 0,03$ м, $R_2 = 0,035$ м):
а) суммарная сила притяжения; б) сила Лоренца (вычисления для $r = R_1$)

Анализируя результаты вычислений можно сделать следующие комментарии:

– влияние магнитных свойств экрана и заготовки проявляется в появлении мощных сил магнитного притяжения;

– при незначительном увеличении магнитной проницаемости металла экрана и заготовки существенно растёт амплитуда сил Лоренца. Влиянием последней нельзя пренебрегать, её действие может исказить картину деформирования листовой заготовки в области витка индуктора;

– все возбуждаемые силы имеют различные фазовые зависимости, вследствие чего их максимумы разнесены во времени, а суммарное действие возбуждаемых сил не определяется простым суммированием амплитудных значений;

– суперпозиция сил притяжения Ампера и сил магнитного притяжения в радиальных распределениях нивелирует провал силового действия на заготовку в области витка индуктора;

– в целом, притяжение ферромагнетика в рассматриваемой индукционной индукторной системе существенно эффективнее, чем немагнитного металла. Током индуктора с временной зависимостью в виде экспоненциально затухающей синусоиды с амплитудой 37 кА возбуждаются силы притяжения порядка $(35…80)\cdot10^5$ Н/м^2.

Выводы.

1. Проведен расчет электродинамических процессов в симметричной индукционной индукторной системе – универсальном инструменте магнитно-импульсной рихтовки.
2. Построены графические зависимости для возбуждаемых сил отталкивания (силы Лоренца) и сил притяжения (силы Ампера и силы магнитного притяжения) в рассматриваемом универсальном инструменте магнитно-импульсной рихтовки.
3. Определено, что все возбуждаемые силы имеют различные фазовые зависимости, вследствие чего, их максимумы разнесены во времени, а суммарное действие возбуждаемых сил не определяется простым суммированием амплитудных значений.
4. Определено, что амплитуды сил притяжения значительно выше амплитуд сил Лоренца, что обеспечивает эффективность магнитно-импульсной рихтовки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Туренко А. Н. Импульсные магнитные поля для прогрессивных технологий. Том 3. Теория и эксперимент притяжения тонкостенных металлов импульсными магнитными полями / Туренко А. Н., Батыгин Ю. В., Гнатов А. В.; монография. – Харьков: ХНАДУ, 2009. – 240 с.
2. Лаборатория электромагнитных технологий // Матеріали сайту – 2013. – Режим доступу: http://electromagnetic.comoj.com.
3. Гнатов А. В. Импульсные магнитные поля для прогрессивных технологий. Магнитно-импульсные технологии бесконтактной рихтовки кузовных элементов автомобиля: монография / А. В. Гнатов, Ю. В. Батыгин, Е. А. Чаплыгин. – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2012 – 242 с.
4. Моделирование электродинамических процессов в симметричной индукционной индукторной системе : матеріали Міжнар. науково-практичної Інтернет-конференції ["Математичне моделювання прикладних задач математики, фізики, механіки"], (Харків, 10–25 травня, 2013 р.) / А. В. Гнатов // Ред. Рада: Тропіна А. А. та ін. – Х. : Екограф, 2013. – 256 с. (С. 232–234).
5. Batygin Yuri V. Pulsed electromagnetic attraction of sheet metals – Fundamentals and perspective applications / Yuri V. Batygin, Sergey F. Golovashchenko, Andrey V. Gnatov // Journal of Materials Processing Technology. – Elsevier. – 2013. – № 213 (3). – P. 444–452.
6. Гнатов А. В. Индукционная индукторная система с круговым витком с разрезом между двумя тонкостенными металлическими листами / А. В. Гнатов // Електротехніка і електромеханіка. – Х. : НТУ ”ХПІ”. –2013. – № 1. – С. 61–64.
7. Шиндерук С.А. Универсальный инструмент магнитно-импульсной рихтовки в низкочастотном режиме действующих полей / С.А. Шиндерук // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2013. – № 29 (1002). – 162 с.

ПРОБЛЕМЫ И ЗАДАЧИ АВТОМАТИЗАЦИИ ТРАЛОВОГО ЛОВА

Голиков С.П, Сметюх Н.П., Скидан О.С.
Керченский государственный морской технологический университет (Украина)

Постановка проблемы. Преобладающая часть мировой продукции рыболовства (70…75 млн.т) состоит из морских рыб, добываемых многочисленным рыболовным флотом (1170 тыс. единиц, тоннаж 25,4 млн.т). К 2025 году прогнозируется увеличение морских уловов до 130 млн. тонн и соответствующее увеличение количества рыболовных судов. Современный рыбодобывающий флот превратился в мощный инструмент комплексного воздействия на морские экосистемы, что требует усиления мер по контролю и регулированию промысла с целью одновременного повышения промысловой эффективности и сохранения устойчивой сырьевой базы.

Основная часть. Основным видом океанического промысла в настоящее время является траловый лов, на долю которого приходится 70 % добытых морепродуктов, причем на долю разноглубинного тралового лова – 40 %. Преобладающая роль разноглубинного тралового лова определяется его высокой эффективностью и селективностью. Кроме того, этот вид промысла оказался экологически более чистым, так как в процессе лова не нарушается экосистема морского дна. Поэтому можно без преувеличения отметить, что проблема совершенствования разноглубинного тралового лова относится к одной из основных в отрасли.

При выборе метода наведения трала, способа управления тралом и судном учитывают особенности перемещения объекта лова, положение трала относительно объекта лова к началу наведения, возможность и целесообразность установки на самом трале измерительных устройств для определения положения объекта лова, дальность действия и точность измерительных устройств, установленных на судне и трале, наличие на самом трале устройств для регулирования положения трала, особенности переходных процессов при изменении положения трала в процессе наведения.

Если на борту судна имеется блок обработки текущих координат объекта лова, то приемлемы дистанционные методы управления тралом.

По данным о положении объекта лова относительно трала вырабатывают параметры движения трала, которые обеспечиваются маневрированием судна, длиной ваеров, регулирующими устройствами на трале с учетом принятого метода наведения.

Возможно управление тралом и по методу самонаведения, когда прием, обработка информации об объекте лова, формирование управляющих команд и непосредственно процесс наведения выполняют с помощью аппаратуры и исполнительных механизмов, расположенных на самом трале.

Перспективен комбинированный метод управления тралом, когда самонаведение осуществляется только на последнем этапе наведения, а на более ранних этапах применяют дистанционное управление.

Наведение трала возможно на неподвижные концентрации рыб и на концентрации рыб, совершающие горизонтальные и вертикальные миграции, заныривающие косяки. Каждому из этих случаев соответствуют свои методы наведения. Например, если косяк рыбы совершает горизонтальные миграции, то наиболее эффективно наведение методом погони, когда направление касательной к траектории трала в каждый момент времени проходит через точку нахождения косяка.

По окончании лова следует группа операций подъема орудия лова на борт судна.

Пооперационный режим показывает распределение времени на выполнение операций лова за цикл лова. В табл. 1 приведены среднестатистические данные о распределении времени цикла лова при работе донными и разноглубинными тралами [2].

Таблица 1. Пооперационный режим траулеров

Промысловые операции	Донные тралы		Разноглубинные тралы	
	t_i,ч	$t_i/t_ц$*100%	t_i,ч	$t_i/t_ц$*100%
Поиск рыбы	0,35	10	0,45	19
Спуск трала	0,32	9	0,10	4
Траление	1,15	43	1,17	48
Выборка трала	0,42	12	0,17	7
Выливка улова и подготовка к новому тралению	0,92	26	0,53	22
Промысловый цикл	3,50	100	2,42	100

На современном промысловом флоте применяются две принципиально отличающиеся одна от другой схемы тралового лова – бортовая и кормовая.

Бортовая схема траления широко применялась до начала 60-х годов прошлого столетия и имела существенный недостаток – ограниченные возможности увеличения размеров трала. Кроме того необходимость осуществления циркуляции при спуске и подъеме трала, что значительно усложняло производственный процесс.

Указанных недостатков лишены траулеры с кормовой схемой лова. Трал на судах кормового траления спускают и поднимают на ходу судна по курсу траления без маневрирования. Это облегчает работу, особенно на промысле в больших группах судов. Упрощается схема проводки ваеров, уменьшаются число их перегибов и износ. Промысловый режим работы траулера кормового траления меньше зависит от метеорологических условий, чем режим работы траулера бортового траления. Меньше опасность завертов трала при спуске и намотки их на винт, поскольку все операции с тралом производятся на переднем ходу траулера. Схемы кормового траления снижают трудоемкость лова, ускоряют выполнение непроизводительных процессов лова, в большей степени предрасположены к механизации и автоматизации, повышают прицельность лова.

Кормовую схему траления применяют на больших автономных траулерах (БАТ), рыболовных траулерах консервных (БКРТ), больших морозильных рыболовных траулерах (БМРТ), рыболовных траулерах морозильных (РТМ), производственных промысловых рефрижераторах (ППР), сейнер-траулерах (СТР), средних рыболовных траулерах морозильных (СРТМК) и на некоторых более мелких судах. На этих судах надстройка отнесена ближе к носу, и рабочая палуба занимает кормовую часть судна.

Большинство траулеров кормового траления делят на суперы, большие и средние. Обобщенные характеристики траулеров приведены в табл. 2 [2].

Таблица 2. Основные характеристики траулеров

Тип траулеров	Длина, м	Мощность главных двигателей, кВт	Скорость, уз	Экипаж, человек	Автономность рейса, сут
Суперы	75...100	3000...5000	14...16	80...130	80...130
Большие	65...80	1500...2200	13...16	80...100	60...70
Средние	35...55	700...1800	12...15	20...30	25...30

Суда кормового траления оснащены разнообразным промысловым и грузоподъемным оборудованием. Основным промысловым механизмом являются различные лебедки. Кроме них, к такому оборудованию относятся ролики и блоки для проводки ваеров, тяговые концы и тросы, грузовые стрелы и порталы.

В настоящее время известно большое количество технических решений по промысловому комплексу траулеров кормового траления (табл. 3) [1].

Таблица 3. Технические решения промысловых операций

Основные функции промыслового комплекса траулера	Варианты известных технических решений по реализации функций
Выборка, укладка, травление ваеров	Многооперационными навивными барабанами траловых лебедок (ТЛ); операционными навивными барабанами ТЛ; операционными (ваерными) лебедками с навивными барабанами; ваерными лебедками с транзитными фрикционными барабанами и накопительной вьюшкой для укладки
Прием и отдача траловых досок и грузов-углубителей	С полным ручным отсоединением траловых досок от линии ваер-кабель; с частичным ручным отсоединением; без отсоединения (с применением гибких или мягких распорных траловых устройств). С ручным отсоединением грузов углубителей; без отсоединения (цепные грузы-углубители, укладываемые на кабельные или кабельно-сетные барабаны)
Выборка, укладка, травление кабелей	Многооперационными навивными барабанами ТЛ; операционными навивными барабанами ТЛ; операционными (кабельными) лебедками; кабельно-сетными лебедками (КСЛ); кабельно-сетными барабанами ТЛ (КСБ ТЛ)
Выборка, укладка канатно-сетной части трала	Полная или частичная выборка строплением по слипу многооперационными барабанами ТЛ; то же операционными барабанами ТЛ; полная выборка строплением по слипу операционными лебедками; то же канатной дорогой; полная непрерывная выборка по слипу КСБ ТЛ; то же с применением фрикционных силовых блоков (ФСБ); то же с применением КСБ и ФСБ одновременно; частичная выборка по слипу или полуслипу с применением КСЛ или КСБ ТЛ
Подъем кутка с уловом на палубу	Полный подъем по слипу многооперационными барабанами ТЛ; то же операционными барабанами ТЛ; то же с применением КСЛ и операционной лебедки одновременно; то же с применением КСБ ТЛ и операционной лебедки одновременно; полный подъем по слипу КСЛ и ФСБ, установленными на промысловом кране; порционный подъем без слипа кормовым портально-грузоблочным устройством (голландский метод); без подъема кутка на палубу или слип
Выливка улова	Порционная стреловыми грузовыми устройствами кутка с уловом на палубе; порционная портально-грузоблочными устройствами кутка с уловом на палубе или буксируемого кутка; то же промысловым краном; непрерывная гидромеханизированная водоструйными устройствами кутка с уловом на палубе; непрерывная рыбонасосом без подъема кутка на палубу

Автоматизация тралового лова относится к наиболее важным проблемам промышленного рыболовства. Рассмотрим особенности автоматизации наведения трала на облавливаемые концентрации рыб и непосредственно траления, так как эти процессы наиболее длительны из всего цикла (табл. 1).

Решение этой задачи связано с изучением маневренных свойств трала и судна, получением и обработкой информации об объекте лова, выбором метода наведения трала

на косяки рыб, способа управления тралом и промысловым судном в процессе наведения трала на косяки.

Рассмотрим как пример такую систему норвежской фирмы «Симрад». Система состоит из судового гидролокатора, тралового эхолота, судового лага, гирокомпаса, судового эхолота, прибора индикации. Сбор, обработку и представление информации на цветном дисплее выполняет бортовая ЭВМ. Предусмотрено 4 режима работы системы, в каждом из которых цветное изображение дополняется текстом, цифрами, символами. Во всех режимах (рис. 1) в верхней части экрана отображается цифровая и буквенная информация о скорости и курсе судна, направлении на трал, его наполнении, температуре воды, географических координатах судна. На дисплее показаны символы судна и трала, контур дна, расстояние от судна до трала по горизонтали, глубина хода трала, вертикальное раскрытие трала, расстояние от трала до дна, глубина в месте лова.

Полная индикация подводной обстановки облегчает маневрирование судном и орудием лова, существенно повышает эффективность лова. Однако системы индикации подводной обстановки не выдают рекомендаций по оптимальному управлению процессом лова (скорости траления, длине ваеров, курсе судна и т. д.).

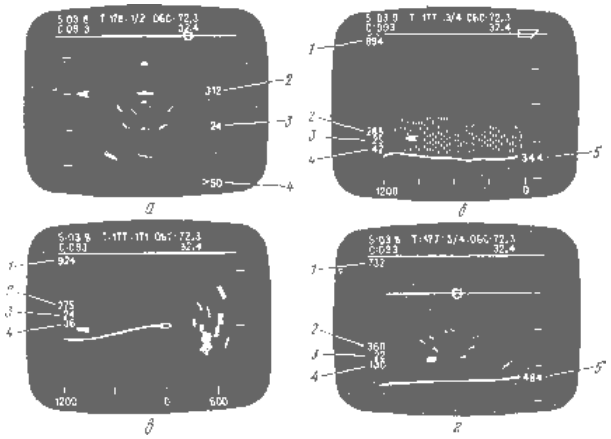


Рисунок 1. Дисплей системы индикации подводной обстановки для тралового лова: а – поперечное сечение трала; б – продольное сучение трала с судном; в – вид сверху; г – поперечное сечение судна; 1 – расстояние от судна до трала; 2 – глубина хода трала; 3 – вертикальное раскрытие трала; 4 – расстояние от трала до дна; 5 – глубина в месте лова, с – курс судна; *Т* – направление на трал; 1/2 или 3/4 – степень наполнения трала; 0,6 °С – температура воды; 72,3 – широта места; 32,4 – долгота места

Следующий этап в разработке систем автоматизации тралового лова заключается в создании систем с режимом рекомендаций. Одна из первых подобных систем разработана в Японии фирмой «Nichimo». В нее входят трал, траловая лебедка, главный двигатель, винт регулируемого шага, лаг, приборы контроля параметров трала и окружающей среды, малогабаритная ЭЦВМ.

Принцип действия системы основан на том, что если с помощью гидроакустического вибратора концентрация рыб не обнаружена на горизонте хода трала, то трал поднимают или опускают для поиска рыбы на других горизонтах. Глубина хода трала корректируется автоматически по данным ЭВМ изменением длины ваеров и скоростью траления.

Аналогичные функции выполняет система АСУ ТП «Атлант-1», разработанная в СССР в 80-х годах 20-го столетия для больших промысловых траулеров типа БАТ проекта 1288. Система предназначена для управления технологическим процессом тралового лова и ее основными функциями являются: автоматизированный сбор и обработка информации, необходимой для осуществления прицельного тралового лова рыбы; отображение текущей и обобщенной ситуации лова; выработка рекомендаций по облову

указанного судоводителем рыбного скопления; автоматическое управление глубиной хода трала; документирование данных для ведения промыслового и вахтенного журнала.

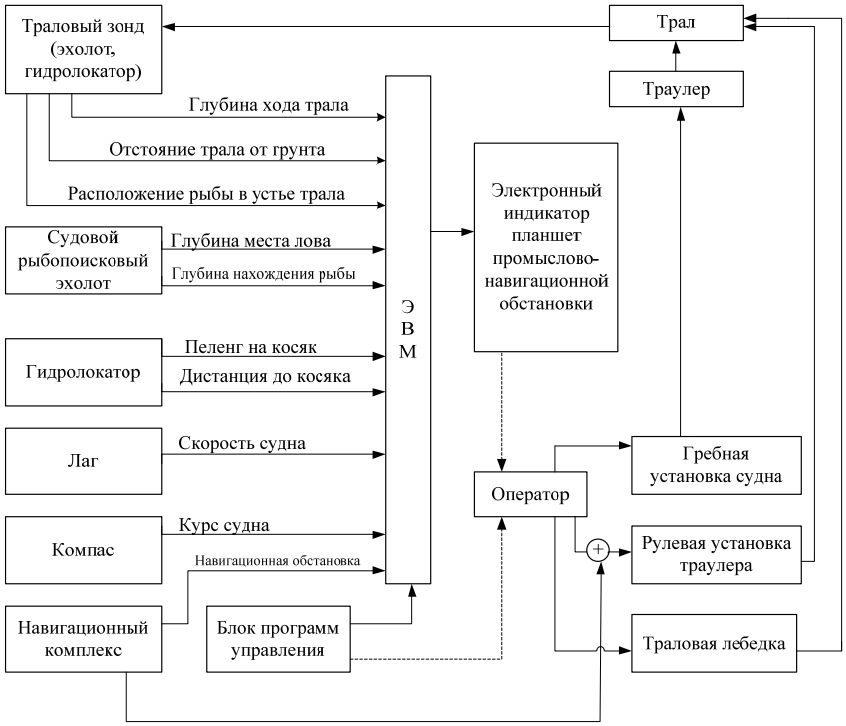


Рисунок 2. Блок-схема автоматизированного информационного управляющего промыслово-навигационного комплекса тралового лова

Выводы. В целом перечисленные системы описываются блок-схемой, показанной на рис. 2 и должны выполнять следующие функции:

– автоматический спуск трала на заданный горизонт (после приведения трала в рабочее состояние);

– автоматический подъем трала (при заданной предельной длине ваеров);

– автоматическое удержание трала на заданном расстоянии от грунта;

– автоматический облов рыбных скоплений при их миграции.

Решение данных задач возможно путем построения единой математической модели «объект лова – трал – лебедка – дизель-генератор – судно».

ЛИТЕРАТУРА

1. Карпенко В.П. Механизация и автоматизация процессов промышленного рыболовства / В. П. Карпенко, С.С. Торбан. – М.: Агропромиздат,1990. - 464 с.

2. Мельников В.Н. Устройство орудий лова и технология добычи рыбы / В.Н. Мельников – М: Агропромиздат,1991.- 384 с.

3. Черепанов Б.Е. Лебедки рыболовных траулеров / Б.Е. Черепанов – Мурманск: Полярная правда, 1966. – 358 с.

ПРИНЦИПЫ ФОРМИРОВАНИЯ ОТКАЗОВ СУДОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Груздев В.В.
Одесский национальный морской университет (Украина)

Введение. Эксплуатационная эффективность судовых технических средств (СТС), так же как технических средств других транспортных объектов, заключается в минимизации затрат на их техническое использование, обслуживание и ремонт, а также на топливно-энергетические ресурсы. Минимизация затрат на эксплуатацию технических средств достигается в первую очередь высоким качеством их изготовления, сборки и ремонта. В свою очередь, высокое качество изготовления СТС предусматривает высокую износостойкость их деталей, т.к. большинство из них работают на трение и износ.

Номенклатура машин, механизмов и деталей транспортной техники для проведения исследований выбиралась на основе изучения средств техники, используемых на морском и речном флоте. СТС обладают характеристиками, общими для большинства технических средств любой транспортной техники. Так, дизельные энергетические установки (ДЭУ) имеются на морских и речных судах, автомобилях и железнодорожном транспорте и др. Входящие в состав таких энергетических установок детали цилиндропоршневой группы, валопровод, механизмы газораспределения, топливная аппаратура и др. характерны для многих ДЭУ.

Актуальность исследований. Развитие и совершенствование судовых дизельных установок происходит в направлении увеличения цилиндровой и агрегатной мощностей, повышения экономичности работы и эффективности использования, а также повышения надежности, долговечности и работоспособности; увеличения межремонтного времени и упрощения технического обслуживания [1,2]. При этом необходимо учесть, что особенности их эксплуатации связаны с отрицательным влиянием водорода на изнашивание. При этом освещение этого вопроса и проблем наводороживания поверхностей в литературе крайне ограничено.

Постановка задачи. Машины, системы и механизмы энергетических установок работают в различных эксплуатационных условиях. Их работоспособность зависит от действующих нагрузок, температур, состояния окружающей среды, используемых материалов и технологий, качества изготовления деталей и сборки узлов и др. Поэтому основные процессы, определяющие безотказность каждого из узлов комплекса устройств и механизмов, не являются одинаковыми. Указанные процессы подразделяются на достаточно известные процессы, такие как трение и износ, фреттинг-коррозию и фреттинг-усталость, коррозию, усталость, кавитацию и др.

Виды повреждений и отказы судовых дизелей (рис. 1.) крайне многообразны. Опыт эксплуатации показывает, что наибольшие трудозатраты при обслуживании дизелей приходятся на детали ЦПГ, что составляет более 40 % всех отказов энергетических установок.

Результаты исследований. Исследования отказов по типам энергетических установок, эксплуатирующихся на украинских и российских судах [3,4] показали, что характеристики основных типов дизелей примерно одинаковы. При этом изнашиваемые детали этих дизелей можно распределить на несколько групп. В первую группу входят основные детали ЦПГ: головки поршня, втулки рабочих цилиндров, поршневые кольца, крышки рабочих цилиндров, клапаны и др. Во вторую группу включены подшипниковые детали. В третью группу включены изнашиваемые детали топливной аппаратуры, в первую очередь ПП ТНВД. В четвертую группу входят детали механизмов обслуживания двигателей (в первую очередь механизм газораспределения). В пятую группу – все прочие. Понятно, что появление отказов в работе деталей в рассмотренных группах не

является следствием одного лишь износа. Имеют место и другие виды отказов: поломки, коррозия, трещинообразование и др.

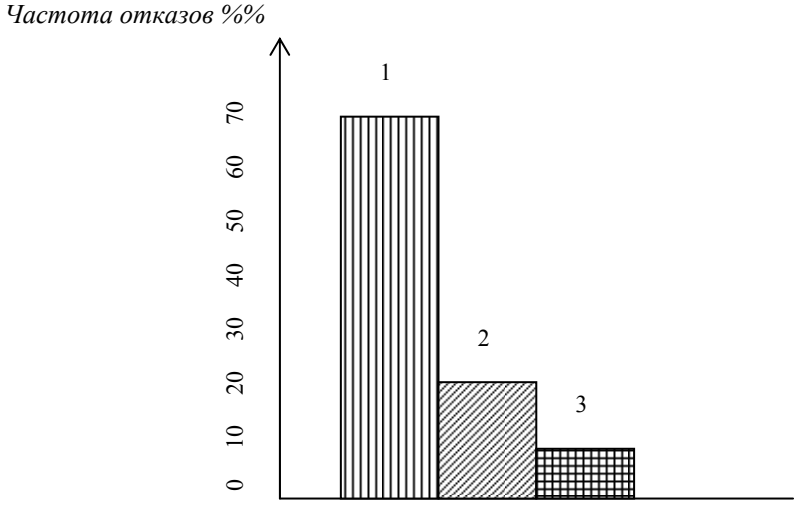


Рисунок 1. Средние величины отказов элементов СТС:
1 - главного двигателя и валопровода; 2 - вспомогательных механизмов;
3 - дизель-генераторов

Анализ отказов по всему судовому комплексу ЦПГ показывает (рис. 2), что на главный двигатель и валопровод приходится до 70 % отказов, на вспомогательные механизмы - до 22 %, а на дизельгенераторы - 8 % .

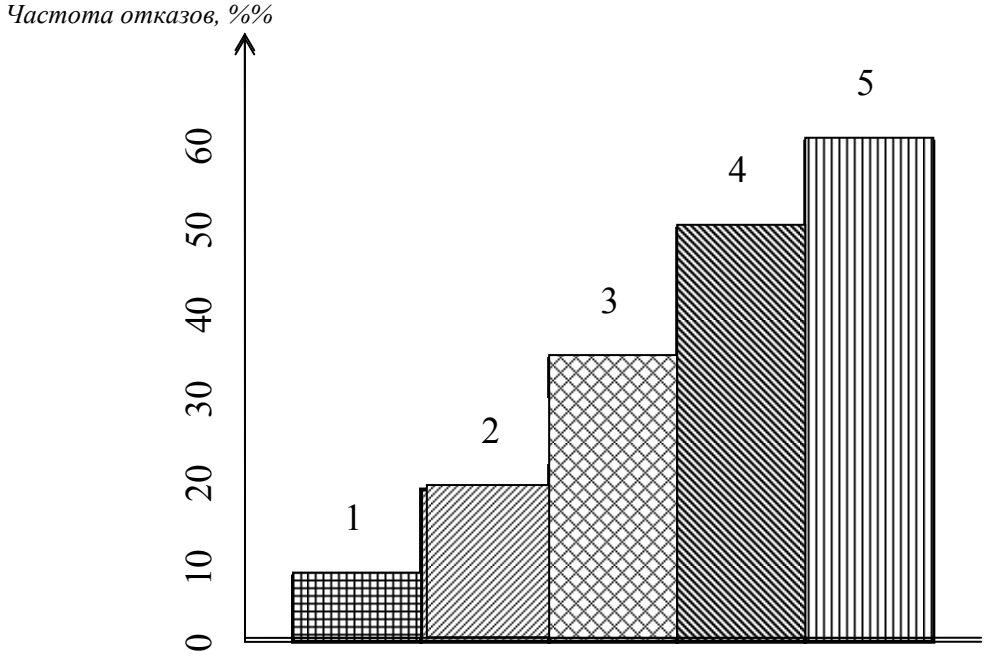


Рисунок 2. Частота появления отказов деталей, узлов, механизмов:
1 - крышки цилиндров; 2 - клапаны; 3 - втулки цилиндров;
4 - топливная аппаратура; 5 - головки поршней.

Так, установлено, что отказы **головок поршней** дизелей разных типов распределяются следующим образом: износ торцов канавок для поршневых колец – 64…85 %; истирание наружного диаметра – 5…18 %; растрескивание днища – 5…12 % [4,5]. Следовательно, наиболее важными и весомыми признаками износа головок поршней являются нарушения в работе пары трения поршневое кольцо – канавка поршня, что влечет за собой прорыв газов из камеры сгорания, увеличение расхода топлива, потерю

мощности двигателя и др. Головки поршней представляют собой литые конструкции из низколегированных малоуглеродистых сталей типа 20ХМ или 35ХМ, и наибольшим повреждением для них является износ канавок для поршневых колец. Для головок поршней основных типов дизелей характерно изнашивание торцов канавок для поршневых колец. Исходя из полученной информации, можно констатировать, что для восстановления эксплуатационных характеристик головок поршней необходимо использовать методы ликвидации объемных повреждений и методы отделки и упрочнения объемных точных поверхностей, таких как торцы канавок [6]. Отметим, что в организационных и технологических документах отсутствуют требования к содержанию водорода в деталях СТС.

В настоящее время Украина обеспечивает свои потребности в головках поршней только за счет импорта, что становится все более затруднительным из-за непрерывного роста цен на импортные сменно-запасные части, который составляет до 15 % в год. Поэтому сохранение существующей структуры обеспечения сменно-запасными частями приведет к удвоению затрат на их приобретение через 7…8 лет.

Форсирование дизелей вносит некоторые коррективы в конструктивные параметры головок поршней. Эти коррективы в основном направлены на совершенствование геометрических параметров деталей, направленных на повышение их стойкости к механическим и тепловым нагрузкам. К таким коррективам можно отнести уменьшение толщины днища поршней дизелей "Зульцер" серии RLA, по сравнению с соответствующими дизелями серии RND; увеличение полости охлаждения в головках поршней дизелей MAN серии F и др.

Требования к точности основных рабочих поверхностей головок поршней всех типов примерно одинаковы: радиальное биение внешних поверхностей относительно оси детали - в пределах 0,10…0,30 мм; биение торцов канавок - в пределах 0,06…0,10 мм.

К механической обработке рабочих поверхностей головок поршней для СДВС основных типов предъявляются различные требования. Так, днища головок поршней дизелей "Зульцер" и "Бурмейстер и Вайн" необходимо полировать. В то время как днища головок поршней дизелей MAN необходимо лишь подвергать токарной обработке. В чертежах головок поршней дизелей "Зульцер" и MAN указана необходимость хромирования торцов канавок для поршневых колец с последующим их шлифованием, а канавки головок поршней дизелей "Бурмейстер и Вайн" подвергаются лишь точению.

Форсирование дизелей заставит повышать требования к качеству основных рабочих поверхностей. Поэтому в будущем следует ожидать увеличения доли отделочных и упрочняющих операций в обработке поверхностей, которые лимитируют долговечность детали.

Для головок поршней различных типов характерны различия в долговечности основных рабочих поверхностей и характере их повреждений в процессе эксплуатации.

Так, для головок поршней дизелей "Зульцер" серий RND и RLA за 8…9 тыс. ч работы характерен износ торцов канавок для поршневых колец, достигающий 1,5…2,0 мм, и выгорание днища. Форсирование дизелей (серия RLM) приводит к увеличению интенсивности выгорания днища, его последующему растрескиванию, а также тепловой эрозии двух верхних перемычек. Учитывая, что температуры основных рабочих поверхностей не только не повышаются с совершенствованием конструкции дизелей, а даже понижаются (при переходе с RND на RLA температуры верхних канавок понижаются 15…20 °С), термические повреждения деталей объясняются, скорее всего, влиянием водорода на поверхности этих деталей.

Аналогичные эксплуатационные параметры у головок поршней других типов дизелей. Так, для головок поршней дизелей "Бурмейстер и Вайн" характерны износ торцов канавок, поломки противоизносных колец, а также трещины на наружной цилиндрической поверхности, что объясняется отсутствием внутренних ребер жесткости.

Головки поршней дизелей MAN характерны более высокой тепловой напряженностью. Поэтому для них типично выгорание днища и растрескивание

перемычек между канавками.

Многочисленными экспериментами на установках, моделирующих работу цилиндра дизеля, получены противоречивые данные о характере масляных пленок в узлах трения деталей ЦПГ. Так, установлено [7], что в верхней мертвой точке (ВМТ) имеется непосредственный контакт трущихся поверхностей. В то же время японские исследователи доказывают, что в ВМТ сохраняется несущая способность масляной пленки [8]. Важно то, что большинство исследователей отмечают неустойчивый характер смазывания в критических точках двигателя. Тогда становится ясно, что наличие плакирующего материала в зоне трения было бы крайне целесообразно и необходимо найти такой материал.

Исследованиями, проведенными на полноразмерных дизелях, установлено, что вязкость масла не влияет на износ деталей ЦПГ, чем подтверждается тезис о граничном трении в узлах деталей ЦПГ. Аналогичные закономерности имеют место и у деталей, производимых международным холдингом “Вяртсиля”.

Многочисленными исследованиями, выполненными за последние три десятилетия, установлено, что виды и режимы обработки, обеспечивающие оптимальную шероховатость поверхности, создающие в поверхностных слоях благоприятную остаточную напряженность (напряжения сжатия, большие градиенты и глубина их распространения), высокую интенсивность и глубину наклепа, обуславливают максимальную циклическую и динамическую, длительную, коррозионно-механическую прочности и износостойкость деталей.

Отметим, что для головок поршней и упрочнения торцов их канавок для поршневых колец в середине восьмидесятых годов прошлого века был выбран метод упрочнения трением [5,9], который, обладая простотой и эффективностью, сравнимой с гальваническим хромированием, обладает экологической безопасностью, но в то же время требует совершенствования (в частности, в направлении использования на его основе методов трибологии).

Что касается второй по значению лимитирующей детали дизеля - **втулки цилиндра**, то исследованиями установлено, что эти детали изготавливаются из чугунов, достаточно близких по химическому составу и физико-механическим свойствам.

Причины же их отказов распределяются, как показано на рис. 3.

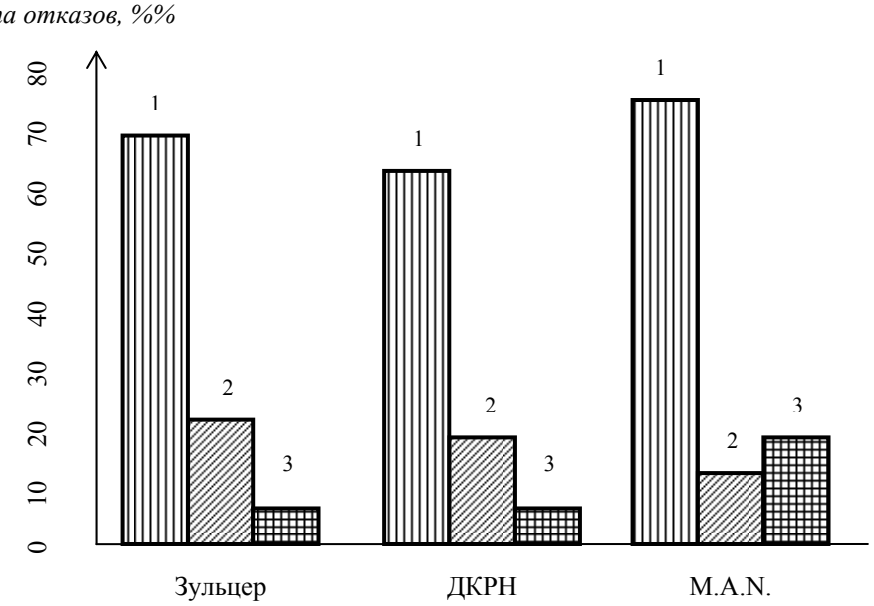


Рисунок 3. Отказы цилиндровых втулок малооборотных дизелей:
1 – трещины; 2 – износ; 3 – прочее.

При этом становится очевидным, что износ не является превалирующим фактором в отказах втулок цилиндров, поэтому эти детали в настоящей работе исключены из исследования.

Выводы.

1. Проанализированы причины возникновения основных видов дефектов в судовых двигателях внутреннего сгорания и показана степень их влияния на отказы.
2. Показано, что наибольший процент отказов возникает при эксплуатации главного двигателя и валопровода, затем вспомогательных механизмов и, наконец, при работе дизель-генераторов.
3. Установлено, что износ втулок цилиндров дизелей не является превалирующим фактором. Ведущее место занимают повреждения в виде трещин из-за переменных тепловых нагрузок и напряжений.
4. Для повышения срока службы судовых машин и механизмов следует обратить внимание на возможности физико-химической механики материалов в сочетании с методами упрочняющих технологий.

ЛИТЕРАТУРА

1. Видуцкий Л.М. Зарубежная судовая энергетика в 1985 г./Л.М.Видуцкий.-Л.: Судостроение, 1987.- 20 с.
2. Захаров Ю.В. Судовые машины и механизмы/ Ю.В.Захаров, И.П. Есин. – Л.: Судостроение, 1982. – 370 с.
3. Сторожев В.П. Причины и закономерности постепенных отказов основных триботехнических объектов энергетической системы судна и повышение их ресурса/ В.П. Сторожев // Сб. трудов ОНМУ.- Одесса, 2001. - 341 с.
4. Шишкин В.А. Анализ неисправностей и повреждений судовых дизелей/ В.А.Шишкин.- М.: Транспорт, 1986. – 192 с.
5. Левченко А.А. Повышение триботехнических свойств узлов судовой техники средствами физико-химической механики материалов. Одесса.: Интерпринт.- 2011.- 196 с.
6. РД 31.55.03-83. Дизели «Зульцер» РД-76 и «МАН» KZ57/80. Стальные головки поршней рабочих цилиндров.
7. Ефремов А.В. Практика инженерного анализа надежности судовой техники.- Л.: Судостроение, 1980. – 176 с.
8. Sogava R. Development of diagnostic and Trend-Analysis Systems for marine diesel tngine/ R/Sogava.- Jopany, Bolleting of marine engineering soci-tny. № 12.- 1986.
9. Карпенко Г.В., Бабей Ю.И., Карпенко И.В., Гутман Э.М. Упрочнение стали механической обработкой.-К.: Изд-во «Наукова Думка», 1966.- 110 с.

ИЗМЕРЕНИЕ ШУМА В МАШИННОМ ОТДЕЛЕНИИ СУДНА

Гусев В.Н., Селиванов С.Е., Евдокимова В.А.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Согласно нормативных документов [1] контроль уровней шума на судах должен производиться в процессе приемосдаточных испытаний на единичных головных, серийных судах и судах, прошедших ремонт или переоборудование, которые могли привести к изменению уровней шума в местах нахождения людей.

Серийные суда при отсутствии существенных отличий, влияющих на шумовые характеристики, подвергаются контролю по требованию органов надзора. Кроме того, проводится контроль шума на судах, находящихся в эксплуатации, т.е. судах в порту или в море с моряками на борту. На судне, находящемся в эксплуатационных условиях в море, измерения должны производиться в грузу или в балласте.

Измерения соответствия уровней шума в разных местах нахождения людей на судне проводятся согласно требованиям ГОСТ [2], действующим санитарным нормам [3] и резолюции Международной морской организации (IMO) [4], в местах нахождения людей на судах всех типов и назначений.

В работе рассматривается специфика измерения уровня шума в машинном отделении судна. Машинное отделение объединяет все помещения, в которых расположены главные механизмы, котлы, установки жидкого топлива, паровые машины, двигатели внутреннего сгорания, электрогенераторы и ответственные электрические механизмы, станции приема топлива, механизмы холодильных установок, успокоителей качки, систем вентиляции и кондиционирования воздуха и другие подобные помещения, а также шахты, ведущие в такие помещения.

Во время испытаний судна при измерении шума главные механизмы должны работать с номинальной проектной эксплуатационной частотой вращения вала, т.е. во время измерений главный двигатель должен иметь обороты 95 % или более номинальной частоты вращения или должна быть обеспечена номинальная частота вращения винтов в соответствии с требованиями контракта в части приемочных испытаний. В случае снаряженного к плаванию судна двигатель должен работать на постоянной максимальной частоте вращения.

Все вспомогательные механизмы, используемые постоянно или готовые к использованию в любой момент времени, должны работать в течение всего периода измерений. В помещениях, в которых расположены аварийные дизель-генераторы, пожарные насосы или другое аварийное оборудование, которое обычно работает только при авариях или во время проверочных испытаний, измерения должны выполняться при работающем оборудовании.

При измерении шума стоящего в выбранном месте судна двигатель останавливают, если это является обычным для условий порта.

Сотрудники учебно-научной лаборатории при кафедре управления судном и безопасности жизнедеятельности на море Херсонской государственной морской академии участвуют в проведении контроля шума на судах находящиеся в эксплуатации, т.е. судах, находящиеся в порту или в море с моряками на борту.

Для измерения уровней шума в соответствующих помещениях судна используется профессиональный прибор, соответствующий 1-му классу точности, отвечающий всем требованиям последних нормативных документов в области измерения и анализа параметров шума – АССИСТЕНТ TOTAL+. Прибор внесен в Реестр средств измерений Украины. Прибор позволяет проводить все виды измерений, предусмотренные проектами готовящихся нормативных документов; все виды измерений при аттестации рабочих мест. Прибор оснащен цветным OLED дисплеем высокого разрешения обеспечивающий

комфортное представление результатов от -10°С до +50°С, имеет полный набор программ, флеш диск и кабель для работы с ПК. При входе в выбранный пункт начинается одновременное измерение всех параметров – все частотные коррекции (A, C, Z, G, ZI); все временные характеристики (текущие, эквивалентные, пиковые, максимальные и минимальные уровни), октавный и третьоктавный спектры, статистические параметры.

При включенной функции «Мониторинг» параллельно записывается хронограмма измерения всех параметров с заданным шагом. На рис.1 приведен пример одновременного измерения звука и инфразвука с записью хронограммы.

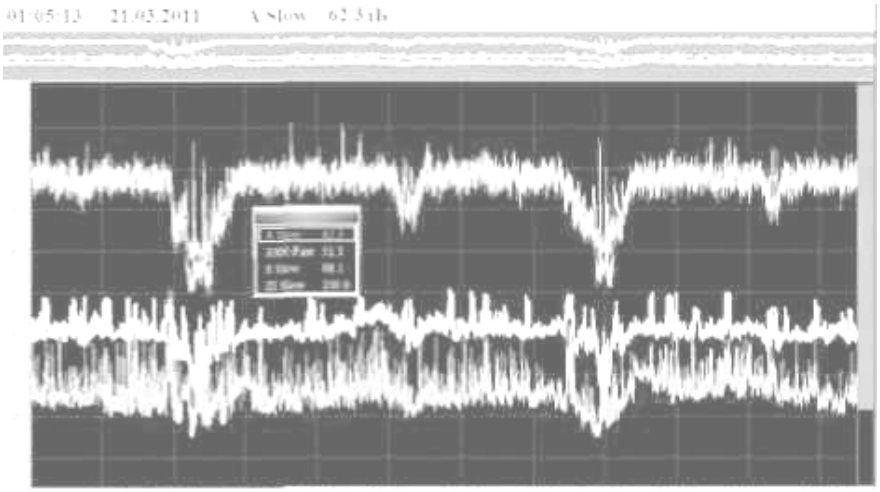


Рисунок 1. Хронограмма одновременного измерения звука и инфразвука

Информационные индикаторы – уникальная особенность серии АССИСТЕНТ TOTAL+ (информационная картина прибора приведена на рис. 2).

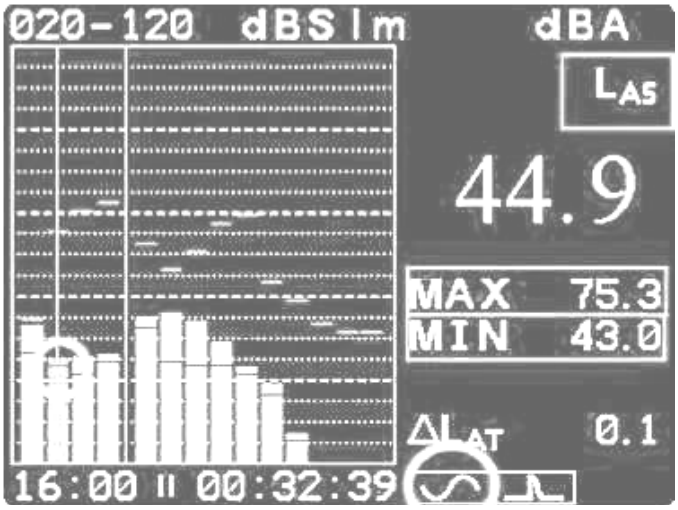


Рисунок 2. Информационная картина прибора

Методика проведения измерений уровней шума должна соответствовать Кодексу по уровням шума на судах [4], согласно которому во время проведения измерений уровней шума в соответствующем помещении должны находиться только моряки, требуемые для обеспечения работы судна, и лица, проводящие измерения. Замеры уровней звукового давления должны производиться в децибелах с использованием взвешивающего по характеристике А фильтра (дБ(А)) и, если необходимо, также в октавных полосах частот в диапазоне 31,5 – 8 000 Гц для определения индекса предельного значения ISO шума (NR).

В машинных помещениях (отделениях) измерения проводятся в районе основных рабочих мест, в которых находятся моряки, особое внимание уделяется местам установки телефонов и местам, в которых важное значение имеет ведение переговоров и

прослушивание звуковых сигналов. Замеры шума должны производиться, как правило, на расстоянии 1 м от работающих механизмов. Измерения должны производится как минимум через каждые 3 м вокруг таких источников шума, как: главные турбины и двигатели на каждом ярусе, главный редуктор, турбонагнетатели, сепараторы, электрические генераторы, площадка перед фронтом котла, дутьевые и/или вытяжные котельные вентиляторы, компрессоры, грузовые насосы (включая приводящие их в действие двигатели или турбины).

При наличии двух или более двигателей и расстоянии между ними меньше 2 м измерения производятся между двигателями. В машинных отделениях площадью до 15 м^2 измерения выполняются не менее, чем в двух точках, расположенных в средней части между двигателем и бортом.

Отметим, что каждого яруса в машинном отделении должны регистрироваться результаты не менее четырех измерений.

После проведения измерений шума на судне необходимо провести сравнение полученных результатов с предельными значениями уровней шума для различных помещений указанных в таблице.

Таблица 1. Предельные величины допустимых уровней шума в машинном отделении морских судов

Наименование помещений	Уровень звука, L_A, дБА	
	СН, СанПиН [3,5]	Кодекс [4]
Машинное отделение (МО):		
– с постоянной вахтой	80	90
– с периодическим обслуживанием	90	105
– с безвахтенным обслуживанием	95	110
– центральный пост управления с энергетической установкой (ЦПУ)	60	75

Предельные уровни шума, указанные в таблице, установлены с целью обеспечения того, чтобы при их соблюдении моряки не подвергались воздействию шума (звука), уровень которого превышает 80 дБА. Если в машинном отделении уровень превышает 85 дБА, необходимо пользоваться соответствующими средствами защиты органов слуха или ограничивать время воздействия шума. В зоне воздействия шума 90…100 дБА моряк должен находиться в этой зоне с наушниками или ушными вкладышами. При этом всем должен быть предусмотрен инструктаж моряков по этим вопросам.

Вывод. При сопоставлении принятых для наших судов СН и СанПиН с Кодексом ІМО видно, что нормативы, принятые в нашей стране, являются наиболее прогрессивными, так как устанавливают самые низкие уровни шума, к примеру, в машинном отделении судов.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 12.1.020-79. Шум. Метод контроля на морских и речных судах. – М.: 1980.

2. ГОСТ 12.1.003-83. Шум. Общие требования безопасности. – М.: 1984.

3. СН 2.5.2.047-96. Уровни шума на морских судах. – М.: 1996.

4. Резолюция А.486(XII) ИМО. Кодекс по уровням шума на судах. 1981.

5. СанПиН 2498-81 (ДНАОП 003-3.10-81). Санитарные нормы шума на морских судах. 1981.

АВТОМАТИЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ СУШІННЯ ТА ГРАНУЛЯЦІЇ АМОФОСНОЇ ПУЛЬПИ

Данилюк О.А., Данилюк І.М.
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Автоматизація технологічного процесу сушіння міндобрив, на сьогоднішній день, ведеться застосуванням новітніх технологій із використанням комбінованих апаратів таких як барабанно-грануляторні сушарки, барабанно-грануляторні сушарки-холодильники, у яких здійснюється кілька технологічних процесів, наприклад, у конкретному виробництві амофосу – грануляція і сушіння.

До комплекту устаткування сушіння і грануляції амофосу входить: барабанний-гранулятор сушарки, елеватор, дробарки, охолоджувач гранул, циклон, скрубер, конвеєр, газоповітряний калорифер, вентилятори, бак видатковий, бак циркуляційний, насос, запірно-регуляційна арматура, прилади контролю.

Процес парення амофосної пульпи здійснюється із вмістом вологи 35…40%, де насосом подається на форсунку барабанного-гранулятора сушарки, і стиснутим повітрям розпорошується на дрібні частинки й наноситься на дрібні частинки амофосу що міститься в барабанному – грануляторі сушарки при цьому і відбувається грануляція тобто обкатка і укрупнення гранул.

Висушений і гранульований амофос з допомогою кута нахилу 1,5° і обертання барабанного-гранулятора сушарки, переміщається до розвантажувальної камери а потім сухий продукт (вологість гранул амофосу не більше 0,4…1%) надходить на елеватор.

Велика фракція з верхнього сита надходить на дробарку. Використовується молоткова дробарка Матеріал подається на здрібнення в дробарку з гори, підхоплюється молотками і подрібнюється. Готовий продукт виводиться з дробарки через розвантажувальні грати.

У процесі сушіння гранульованого амофосу, крім випаровування вологи з гранул відбувається виділення аміаку і фтористих газів з допомогою розкладання:

$$\begin{gathered}(NH_4)_2{>}SiF_6 \text{ і } H_2{>}SiF_6, \\ (NH_4)_2{>}SiF_6\ 2NH_3 + SiH_4 + 2HF \\ H_2{>}SiF_6\ SiF_4 + 2HF\end{gathered} \qquad (1)$$

Зі збільшенням температури продукту в барабанно-грануляторній сушарці збільшується виділення аміаку і фтору, тому процес сушіння ведуть із температурою підвідних газів трохи більше 120 °, а на виході з сушарки до 95 °. Пил амофосу, гази і волога яка випаровується з барабанного-гранулятора сушарки протягується хвостовим вентиляторам, системою очищення в циклоні і відбувається мокра очистка від амофосного пилу й частково від аміаку. Частинки пилу, як більш важчі, притискаються до поверхні циклону і сповзають вниз через патрубок. Після скрубера, гази проходять в капле відбійник і викидаються у повітря.

У процесі виробництва амофосу застосовується багато різних матеріалів і напівфабрикатіув. Виробничі властивості амофосної пульпи процесі сушіння в барабанно-грануляторній сушарці під час виробництва амофосу приведено в табл. 1.

Проведено деякі дослідження системи на стійкість за допомогою програми MATLAB. Перевірено систему на стійкість за загальною умовою стійкості, для цього побудовано карту нулів та полюсів системи (рис. 1)

На основі загальної умови стійкості та рис. 1 можемо зробити висновок, що система є стійкою, оскільки всі корені характеристичного рівняння (нулі системи) знаходяться в лівій частині комплексної площини коренів.

Таблиця 1. Виробничі властивості амофосної пульпи

Параметр	Значення
>Амофосна пульпа	
Вологість –	Не більше 50 %
>Кисневий показник pH –	4,0…4,5
Температура –	115 °
Питома вага –	1,3…1,36г/см^3
Природний газ, має склад:	
Метан (>CH_4) –	93,2%
Важкі вуглеводні –	1,1…6,3%
Азот і інертні гази –	0,4…0,5%
Щільність за нормальної температури 0 °С і тиску 760 мм. рт. ст. –	0,718кг/м^3
Температура запалення –	630…645 °С
>Теплопровідна здатність –	8310-8550Ккал/м^3.
Межі взривучості –	5…15%

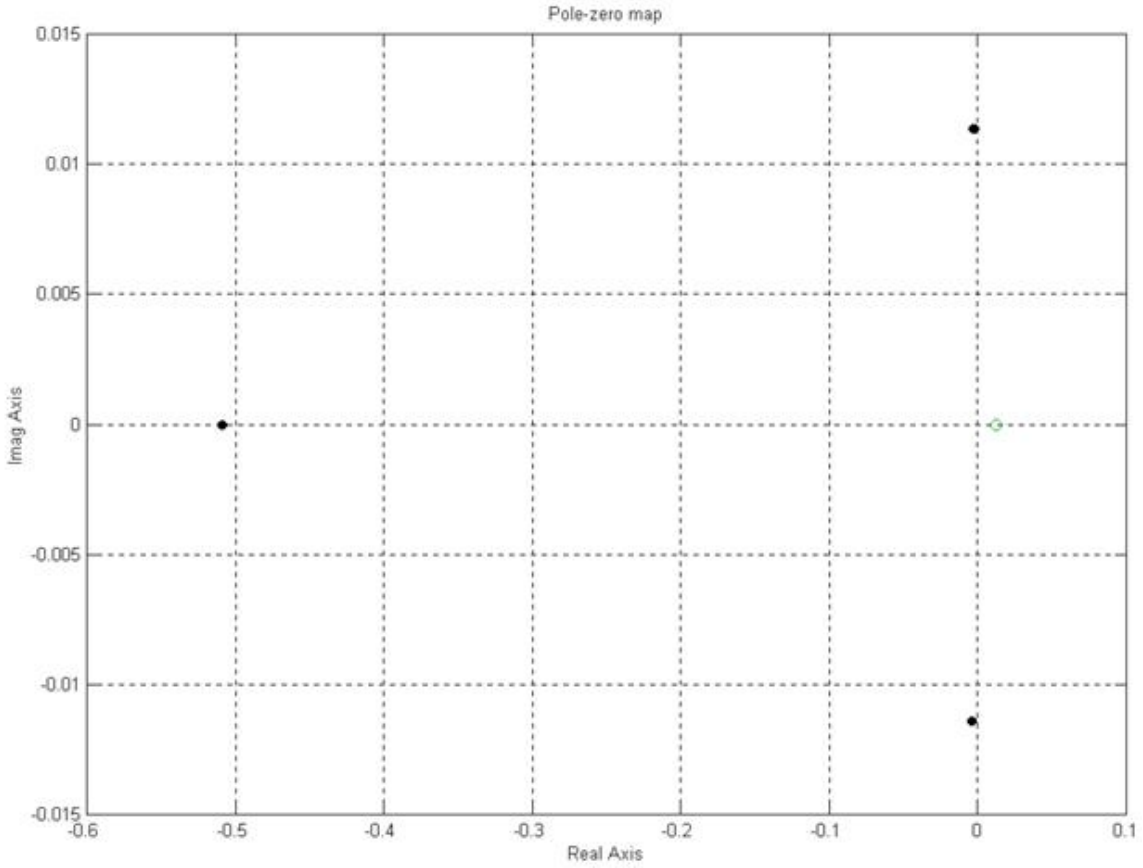


Рисунок 1. Карта нулів та полюсів системи.

Проведено більш детальні дослідження і визначено запаси стійкості системи по амплітуді та фазі. Для цього в середовищі MATLAB побудовані графіки АЧХ та ФЧХ системи (рис. 2).

З побудованих графіків ми бачимо, що запас стійкості по амплітуді складає: Lзап=10 Дб, а запас стійкості по фазі: $f_{зап}$ = 220 градусів. Дані значення перевищують мінімально допустимі, а тому можна сказати, що система є стійкою.

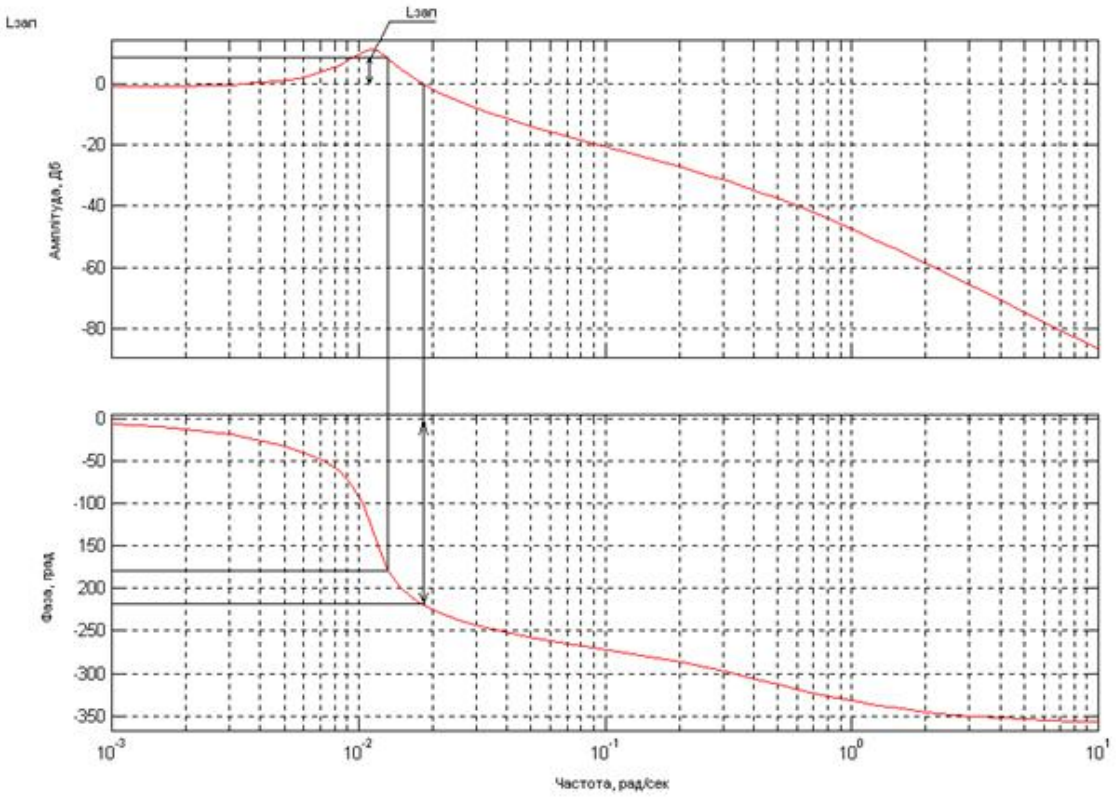


Рисунок 2. АЧХ та ФЧХ системи

Після проведених розрахунків отримали перехідну характеристику (рис. 3).

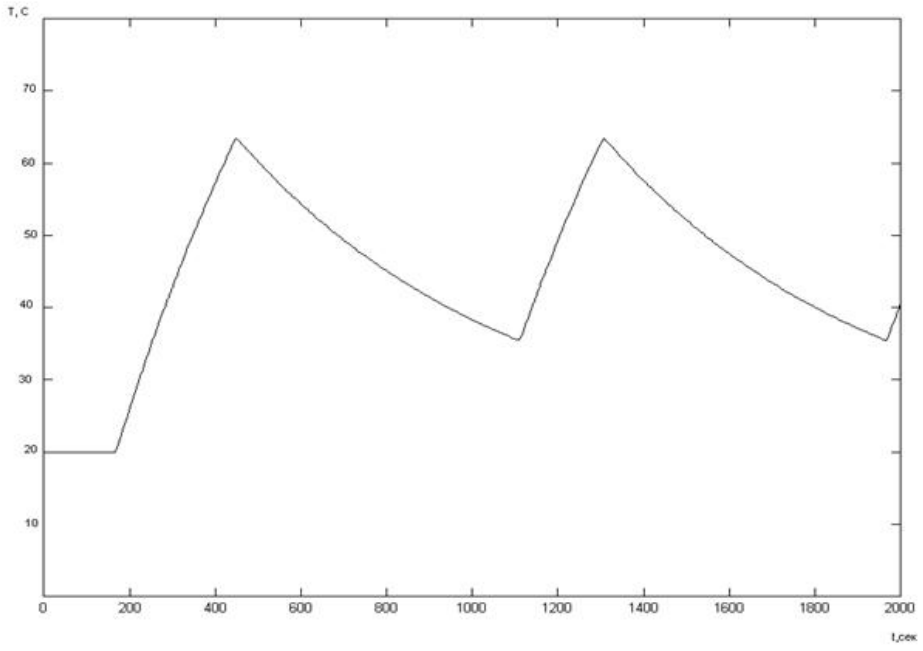


Рисунок 3 Перехідна характеристика побудована за допомогою моделювання в MATLAB.

Висновок. Автоматизація сушіння і грануляції добрив на Україні є темою актуальною. А використання новітніх методів та технологій виробництва амофосу із застосуванням барабанно-грануляторних сушарок має практичний інтерес і можливість впровадження у виробництво.

ФОРМУВАННЯ НЕЙРОМЕРЕЖЕВОЇ МОДЕЛІ ГВИНТОВЕНТИЛЯТОРА ДВИГУНА Д-27

Єнчев С.В., Таку С.О.
Національний авіаційний університет (Україна)

Вступ. При вирішенні задач керування, контролю та діагностики перспективних газотурбінних двигунів до числа найбільш актуальних відноситься проблема скорочення необхідних витрат часу і пам'яті бортових цифрових обчислювальних машин (БЦОМ) на реалізацію відповідних алгоритмів, яка набуває особливої гостроти при підвищенні складності об'єкта керування та умов його експлуатації. Розвиток теорії та практики застосування НМ у різних предметних областях [1], а також успіхи в області апаратної реалізації нейрокомп'ютерів [2], дозволяють сподіватися на їх успішне застосування для вирішення завдань керування ГТД.

Розглянемо приклад побудови нейронної мережі для вирішення задачі інтерполяції динамічних характеристик турбогвинтовентиляторного двигуна [3].

В якості об'єкта ідентифікації турбогвинтовентиляторний двигун (ТГВД), призначений для використання на транспортному літаку АН-70. Даний двигун виконаний за трьохвальною схемою з приводом співвісних повітряних гвинтів (ПГВ) протилежного обертання через диференційний редуктор (Р). Спрощена схема ТГВД представлена на рис. 1, де використовуються наступні позначення: ПГ- передній гвинт , ЗГ - задній гвинт , ГГ- газогенератор , ВТ - вільна турбіна.

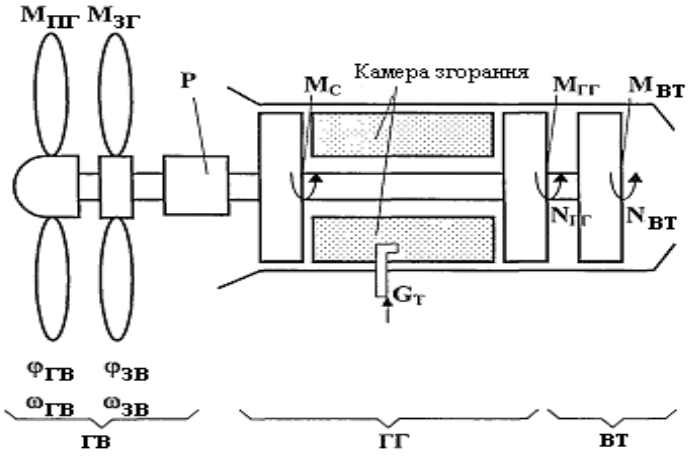


Рисунок 1. Схема ТГВД

На сталих режимах поведінка гвинтовентилятора описується системою рівнянь, що пов'язують частоти обертання ω , крутячі моменти М і потужності N на валах гвинтовентилятора і вільної турбіни:

$$\begin{aligned} M_{ПГ} &= M_{ВТ} \cdot i_{ПГ}; \\ M_{ЗГ} &= M_{ВТ} \cdot i_{ЗГ}; \\ N_{ВТ} &= M_{ПГ} \cdot \omega_{ПГ} + M_{ЗГ} \cdot \omega_{ЗГ}; \\ \omega_{ВТ} &= \omega_{ПГ} \cdot i_{ПГ} + \omega_{ЗГ} \cdot i_{ЗГ}, \end{aligned} \qquad (1)$$

де $i_{ПГ}$,$\cdot i_{ЗГ}$ - передаточні відношення диференціального редуктора. Для обчислення тяги R_B і крутного моменту $M_П$ на валу приводу гвинтовентилятора використовуються формули, що містять емпіричні залежності $\alpha(\varphi_B, \Delta\varphi_B, \lambda_B, M_П)$ та $\beta(\varphi_B, \Delta\varphi_B, \lambda_B, M_П)$:

$$\mathrm{N}_B = \rho \cdot \beta(\varphi_B, \Delta\varphi_B, \lambda_B, \mathrm{M}_П) \cdot \left(\frac{n_B}{60}\right)^3 \cdot d_B^5;$$

$$\mathrm{M}_П = \frac{\mathrm{N}_B}{\omega_B}; \qquad (2)$$

$$R_B = \rho \cdot \alpha(\varphi_B, \Delta\varphi_B, \lambda_B, \mathrm{M}_П) \cdot \left(\frac{n_B}{60}\right)^2 \cdot d_B^4,$$

де ρ- густина повітря; d_B-діаметр гвинта; $\lambda_B = \frac{\mathrm{V}_n \cdot 60}{n_B \cdot d_B}$ - відносний хід гвинта; $\Delta\varphi = \varphi_{ПГ} - \varphi_{ЗГ}$ - відносний кут установки лопастей гвинтовентиляторів ; V_n - швидкість польоту; n_B - частота обертання гвинта; φ_B - кут установки лопастей; ω_B - циклічна частота обертання.

На несталих режимах роботи ПГВ система рівнянь (2) перетворюється на систему:

$$\mathrm{M}_{ПГ} + \mathrm{I}_{ПГ} \cdot \frac{\partial\omega_{ПГ}}{\partial \mathrm{t}} = \left(\mathrm{M}_{ВТ} - \mathrm{I}_{ВТ} \cdot \frac{\partial\omega_{ВТ}}{\partial \mathrm{t}}\right) \cdot i_{ПГ};$$

$$\mathrm{M}_{ЗГ} + \mathrm{I}_{ЗГ} \cdot \frac{\partial\omega_{ЗГ}}{\partial \mathrm{t}} = \left(\mathrm{M}_{ВТ} - \mathrm{I}_{ВТ} \cdot \frac{\partial\omega_{ВТ}}{\partial \mathrm{t}}\right) \cdot i_{ЗГ}; \qquad (3)$$

$$\left(\mathrm{M}_{ВТ} - \mathrm{I}_{ВТ} \cdot \frac{\partial\omega_{ВТ}}{\partial \mathrm{t}}\right) \cdot \omega_{ВТ} = \left(\mathrm{M}_{ПГ} - \mathrm{I}_{ПГ} \cdot \frac{\partial\omega_{ПГ}}{\partial \mathrm{t}}\right) \cdot \omega_{ЗГ} + \left(\mathrm{M}_{ЗГ} - \mathrm{I}_{ЗГ} \cdot \frac{\partial\omega_{ЗГ}}{\partial \mathrm{t}}\right) \cdot \omega_{ЗГ};$$

$$\frac{\partial\omega_{ВТ}}{\partial \mathrm{t}} = \frac{\partial\omega_{ПГ}}{\partial \mathrm{t}} \cdot i_{ПГ} + \frac{\partial\omega_{ЗГ}}{\partial \mathrm{t}} \cdot i_{ЗГ};$$

Задача моделювання динаміки ПГ полягає у вирішенні зазначеної системи рівнянь щодо частот обертання з подальшим обчисленням тяги. Нижче наводиться послідовність обчислень, яка призводить до розв'язку системи рівнянь (1) - (3). Коефіцієнти, які використовуються в цих рівняннях, служать для обліку розмірностей фізичних одиниць в різних системах вимірювання параметрів.

Вхідними параметрами моделі є [4]:

- частоти обертання гвинтовентиляторів $n_{ПГ}$ та $n_{ЗГ}$ [об / хв];
- кути установки лопастей гвинтовентиляторів $\varphi_{ПГ}$ і $\varphi_{ЗГ}$ [град];
- потужність на валу вільної турбіни $\mathrm{N}_{ВТ}$ [к.с] ;
- параметри польоту: швидкість $V_П$[м / с] ; число Маха $M_П$, густина повітря ρ [кг / м^3] , крок інтегрування Δt [с] .

Вихідними параметрами моделі є частоти обертання гвинтовентиляторів $n_{ПГ}$, $n_{ЗГ}$ на наступному $(i+1)$-му кроці інтегрування і сумарна тяга гвинтовентиляторів $R_{ГВ}$, вимірювана в Кгс .

1. Обчислюється відносний хід переднього та заднього гвинтів $\lambda_{ПГ}$ і $\lambda_{ЗГ}$:

$$\lambda_{ПГ} = \kappa_1 \frac{\mathrm{V}_n}{n_{ПГ}}, \lambda_{ЗГ} = \kappa_1 \frac{\mathrm{V}_n}{n_{ЗГ}}.$$

2. Визначаються емпіричні характеристики $\alpha_{ПГ}$, $\alpha_{ЗГ}$, $\beta_{ПГ}, \beta_{ЗГ}$ гвинтовентиляторів:

$$\alpha_{ПГ}(\varphi_B, \Delta\varphi_B, \lambda_B, \mathrm{M}_П), \beta_{ЗГ}(\varphi_B, \Delta\varphi_B, \lambda_B, \mathrm{M}_П),$$

$$\alpha_{ЗГ}(\varphi_B, \Delta\varphi_B, \lambda_B, \mathrm{M}_П)\ \beta_{ПГ}(\varphi_B, \Delta\varphi_B, \lambda_B, \mathrm{M}_П).$$

3. Обчислюються крутячі моменти $\mathrm{M}_{ПГ}$, $\mathrm{M}_{ЗГ}$, потужності $\mathrm{N}_{ПГ}$, $\mathrm{N}_{ЗГ}$ на валах гвинтовентиляторів та тяга повітряного гвинта $R_{ГВ}$:

$$\mathrm{N}_{ПГ} = \kappa_2 \cdot \rho \cdot \beta_{ПГ} \cdot n_{ПГ}^3;\ \mathrm{N}_{ЗГ} = \kappa_2 \cdot \rho \cdot \beta_{ЗГ} \cdot n_{ЗГ}^3;\ \mathrm{M}_{ПГ} = \kappa_3 \cdot \frac{\mathrm{N}_{ПГ}}{n_{ПГ}};\ \mathrm{M}_{ЗГ} = \kappa_3 \cdot \frac{\mathrm{N}_{ЗГ}}{n_{ЗГ}};$$

$$R_{ПГ} = \kappa_4 \cdot \rho \cdot \lambda_{ПГ} \cdot n_{ПГ}^2;\ R_{ЗГ} = \kappa_4 \cdot \rho \cdot \lambda_{ЗГ} \cdot n_{ЗГ}^2;\ R_{ГВ} = R_{ПГ} + R_{ЗГ}.$$

4. Обчислюється частота обертання валу вільної турбіни $n_{ВТ}$:

$$n_{ВТ} = \kappa_5 \cdot n_{ПГ} + \kappa_6 \cdot n_{ЗГ}.$$

5. Обчислюються прискорення роторів гвинтовентиляторів:

$$\dot{n}_{ПГ} = \frac{A1 + \kappa_{10} \cdot A2}{\kappa_{11} \cdot (\kappa_{12} \cdot n_{ВТ} + n_{ПГ} + \kappa_{13} \cdot n_{ЗГ})};\ \dot{n}_{ЗГ} = \frac{A2 \cdot (\kappa_{14} \cdot n_{ВТ} + \kappa_{15} \cdot n_{ПГ}) + \kappa_{16} \cdot A1}{\kappa_{19} \cdot (\kappa_{17} \cdot n_{ВТ} + n_{ПГ} + \kappa_{18} \cdot n_{ЗГ})}.$$

6. Обчислюються частоти обертання гвинтовентиляторів $n_{ПГ}$, $n_{ЗГ}$ на $(i+1)$-му кроці інтегрування: $n_{ПГ}^{i+1} = n_{ПГ}^{i} + \dot{n}_{ПГ} \cdot \Delta t$; $n_{ЗГ}^{i+1} = n_{ЗГ}^{i} + \dot{n}_{ЗГ} \cdot \Delta t$.

Для обчислення коефіцієнтів α і β передніх та задніх гвинтів гвинтовентилятора на вхід НМ будуть поступати значення $\mathrm{M}_П$, Δφ, λ, φ [5]. На рис. 2 показана нейромережева модель гвинтовентилятора двигуна Д-27.

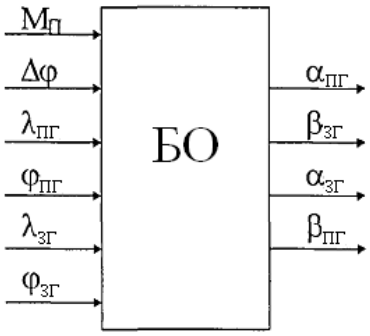


Рисунок 2. Нейромережева модель гвинтовентилятора

Висновок. Застосування НМ для побудова моделей реального часу ТГВД, призначених для використання в системах керування, контролю і діагностики двигунів, дозволяє забезпечити задану точність обчислень, забезпечити гнучкість налаштування для конкретного екземпляра ТГВД.

ЛІТЕРАТУРА

1. Горбань А.Н. Обучение нейронных сетей. – М. СП ПараГраф, 1990. – 160с.

2. Шевченко П.А., Фомин Д.В., Черников В.М., Виксне П.Е. Архитектура нейропроцессора NeuroMatrix 6403. //Пятая Всероссийская конференция “Нейрокомпьютеры и их применение”. Сборник докладов. Москва. 17-19 февраля 1999. - С.70-90.

3. Виксне П.Е., Фомин Д.В., Черников В.М.. Однокристальный цифровой нейропроцессор с переменной разрядность операндов. //Известия ВУЗов. Приборостроение. 1996, №7. - С.13-21.

4. Васильев В. И., Валеев С. С, Шилоносов А.А., Каримов И.А. Интерполяция динамических характеристик винтовентилятора ТВВД с помощью нейронных сетей. //Межвузовский научный сборник «Вычислительная техника и новые информационные технологии». – Уфа, 1998. - С.21-28.

5. Интеллектуальные системы управления с использованием нейронных сетей: Учебное пособие. / В.И. Васильев, Б.Г. Ильясов, С.С. Валеев и др.; Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. Уфа, 1997. – 92с.

МОДЕЛЮВАННЯ ЗНОСУ ВУЗЛІВ ГТД З ВИКОРИСТАННЯМ ВЕЙВЛЕТ-ПЕРЕТВОРЕННЯ НЕЙРОНЕЧІТКОЇ МЕРЕЖІ

Єнчев С.В., Товкач С.С.
Національний авіаційний університет (Україна)

В якості засобів для моделювання зносу вузлів ГТД за результатами вейвлет-перетворення сигналу [1] були використані багатошарова нейронна мережа (БНМ) і нейро-нечітка мережа (ННМ).

Аналіз результатів, отриманих при обробці сигналів, дозволив в якості значущих частотних діапазонів вибрати діапазони 1–6, 8, 11. СКЗ вейвлет-коефіцієнтів у відповідних вікнах визначають вхідний вектор НС. Значення вихідного вектора визначає ступінь зносу вузла двигуна.

У табл. 1 наведені результати навчання і тестування БНМ різної архітектури, навчених за методом Левенберга-Марквардта [2].

Варіювалися наступні параметри архітектури БНМ: кількість шарів, кількість нейронів у шарах, функції активації (гіперболічний тангенс і логарифмічна сигмоїдна). Дослідження проводилися за такими характеристиками, як час навчання мережі, кількість ітерацій і похибка оцінювання значень зносу навченої НМ за тестовою вибіркою. Максимально допустима кількість циклів навчання було задано рівним 1500, а значення максимально допустимої похибки навчання дорівнювало 0,0001. Ініціалізація ваг при кожній спробі навчання НМ виконувалася випадковим чином. Було проведено 20 спроб навчання БНМ кожного з досліджуваних типів архітектури.

Як видно з табл. 1, оптимальною з досліджуваних архітектур БНМ для даної задачі моделювання зносу є тришарова нейронна мережа з кількістю нейронів у шарах відповідно 8, 3 та 1 («8 – 3 – 1»), з логарифмічною сигмоїдною функцією активації нейронів. Хоча середня кількість ітерацій і час навчання даної БНМ дещо вище, ніж у двошарової НС («8 – 1») з аналогічною функцією активації, але середня похибка оцінювання, яку можна досягти за допомогою БНМ «8 – 3 – 1» (2,1 %), набагато нижче, ніж у БНМ «8 – 1» (3,7 %). Крім того, при навчанні БНМ «8 – 1» двічі не була досягнута мета навчання (похибка навчання 0,0001) за допустиме числоі терацій.

Результати тестування МНМ «8 – 3 – 1» з логарифмічною сигмоїдною функцією активації представлені на рис. 1. Похибка оцінювання зносу склала 2,1 %.

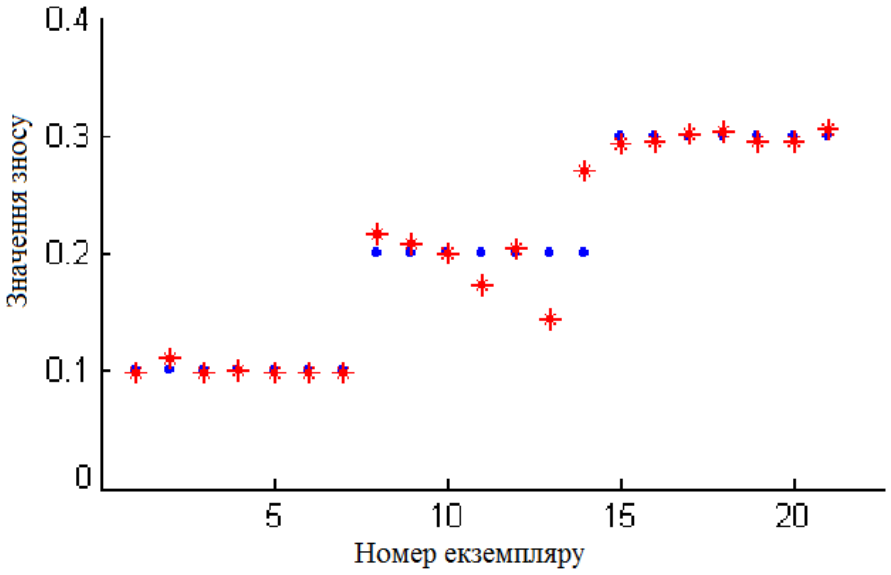


Рисунок 1. Результати тестування БНМ

Таблиця 1. Результати навчання і тестування БНМ різної архітектури

Кількість нейронів у шарах	1 шар – 8 нейронів 2 шар – 3 нейрони 3 шар – 1 нейрон						1 шар – 8 нейронів 2 шар – 2 нейрони 3 шар – 1 нейрон						1 шар – 8 нейронів 2 шар – 1 нейрон		
Функції активації	Гіперболічний тангенс			Логарифмічна сигмоїдна			Гіперболічний тангенс			Логарифмічна сигмоїдна			Гіперболічний тангенс		
№ спроби навчання мережі	К-сть ітерацій	Час навчання	Похибки тест.	К-сть ітерацій	Час навчання	Похибки тест.	К-сть ітерацій	Час навчання	Похибки тест.	К-сть ітерацій	Час навчання	Похибки тест.	К-сть ітерацій	Час навчання	Похибки тест.
1	377	3,69	0,022	560	5,20	0,023	478	4,34	0,021	399	3,59	0,021	750	4,95	0,023
2	334	3,00	0,023	542	5,55	0,021	450	3,94	0,022	410	3,58	0,021	391	2,53	0,032
3	475	4,19	0,024	696	6,52	0,020	442	3,84	0,021	306	2,72	0,021	633	3,95	0,032
4	633	5,42	0,022	290	2,73	0,020	414	3,61	0,020	580	4,98	0,023	506	3,27	0,031
5	419	3,61	0,020	373	3,38	0,020	664	5,72	0,021	419	3,67	0,021	582	3,69	0,032
6	421	3,67	0,026	243	2,27	0,021	446	3,88	0,021	515	4,47	0,020	404	2,58	0,032
7	582	5,11	0,022	265	2,44	0,021	501	4,38	0,031	750	6,38	0,022	-	-	-
8	518	4,44	0,021	356	3,23	0,023	654	5,50	0,021	325	2,88	0,020	701	4,44	0,032
9	673	5,72	0,021	643	5,81	0,022	419	3,66	0,023	478	4,14	0,021	-	-	-
10	668	5,66	0,021	369	3,45	0,021	412	3,56	0,021	220	2,00	0,023	750	4,66	0,021
11	244	2,19	0,023	388	3,52	0,020	556	4,75	0,022	750	6,44	0,022	-	-	-
12	438	3,77	0,022	556	5,02	0,020	609	5,22	0,023	750	6,45	0,024	506	3,20	0,032
13	494	4,22	0,024	406	3,81	0,021	423	3,70	0,022	-	-	-	589	3,66	0,032
14	699	5,92	0,020	356	3,22	0,021	494	4,27	0,020	504	4,56	0,022	750	4,67	0,023
15	412	3,58	0,024	219	2,02	0,022	443	3,86	0,021	303	2,70	0,021	750	4,69	0,023
16	394	3,63	0,020	267	2,47	0,020	554	4,78	0,021	649	5,58	0,021	543	3,44	0,032
17	384	3,52	0,024	504	4,89	0,021	439	3,80	0,022	385	3,45	0,020	750	4,77	0,032
18	357	3,30	0,029	382	3,56	0,021	488	4,22	0,020	353	3,09	0,020	750	4,58	0,031
19	518	4,81	0,025	491	4,34	0,023	508	4,41	0,020	297	2,58	0,021	750	4,59	0,032
20	439	3,97	0,023	584	5,19	0,023	352	3,08	0,021	388	3,33	0,021	460	2,97	0,032
Середня кількість ітерацій	474			425			487			462			621		
Середній час навчання		4,2			3,9			4,23			4,03			3,92	
Середня похибка тестування			0,02			0,02			0,02			0,02			0,03
Кількість навчань з попаданням в локальний мінімум	0			0			0			1			3		
Кількість навчань з недосягнутою метою	0			0			0			3			6		

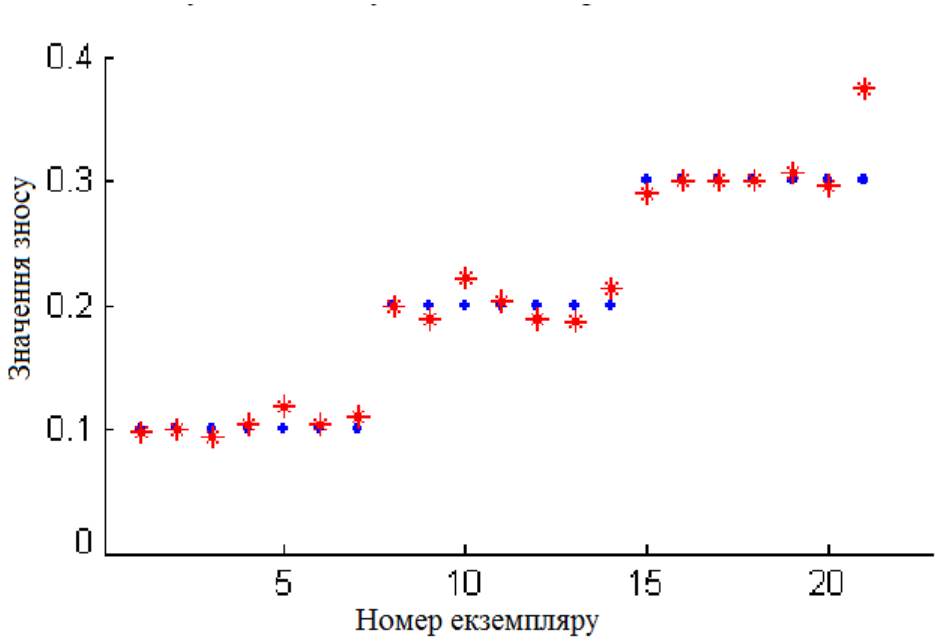


Рисунок 2. Результати тестування ННМ

Для порівняння з оптимальною архітектурою БНМ «8 – 3 – 1» для завдання моделювання зносу вузлів була досліджена нейро-нечітка мережа [3] для аналогічної задачі. ННМ, використовуючи таку ж навчальну вибірку, досягла мети навчання за 7 ітерацій. При цьому похибка оцінювання зносу склала 1,8 %. Результати тестування ННМ за тестовою вибіркою представлені на рис. 2. На рис. 1 і рис. 2 точками відзначені реальні значення ступеня зносу, а зірочками – значення, отримані за допомогою відповідної моделі.

Результати оцінювання значень зносу за допомогою багатошарової нейронної мережі (похибка 2,1 %) і нейро-нечіткої мережі (похибка 1,8 %) показали ефективність і доцільність використання даних методів моделювання в задачах діагностики зносу вузлів ГТД, причому нейро-нечітка мережа досягла мети навчання за значно меншу кількість ітерацій, ніж багатошарова нейронна мережа. Важливу роль в отриманні результатів оцінки зносу грає етап обробки діагностичного сигналу. Обраний у роботі метод пакетного вейвлет-перетворення сприяє хорошій частотної локалізації сигналу [4]. Це дозволяє детально проаналізувати всі частотні складові сигналу і потім вибрати характеристики, чутливі до зміни зносу.

ЛІТЕРАТУРА

1.Смоленцев Н.К. Основы теории вейвлетов. Вейвлеты в MATLAB. / Н.К. Смоленцев. – М.: ДМК, 2005. – 304 с.

2. .Хайкин С. Нейронные сети: Полный курс: Пер. с англ. – 2-е издание. – М.: Вильямс, 2006. – 1104 с.

3. Mamdani E. H. Application of fuzzy logic to approximate reasoning using linguistic synthesis / E.H. Mamdani. – IEE Transactions on Computers, 2003. – vol. 26. – №12 – pp.1292-1302.

4. Астафьева Н. М. Вейвлет-анализ: основы теории и примеры применения / Н. М. Астафьева // Успехи физических наук. – 1996. – Т. 166, №11. – С. 1145-1170.

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПОДВИЖНЫХ ЕДИНИЦ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ

Жуковицкий И.В., Егоров О.И.
Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта им. В.Лазаряна (Украина)

Идентификация подвижных единиц может включать определение различных параметров, таких как:

– количество осей;

– количество подвижных единиц и их осность;

– тип подвижных единиц.

В данной работе рассматривается определение типа подвижных единиц, с помощь определенных межосевых расстояний.

Существующие методы чаще всего реализованы на контрольных участках, включающих в себя три контрольные точки, установленные на рельсе железнодорожного пути на определенном расстоянии друг от друга. Контрольными точками являются точечные путевые датчики, фиксирующие проход колеса подвижной единицы над своим центром. В ряде случаев возможно объединение нескольких точечных путевых датчиков в одной контрольной точке. По мере продвижения подвижных единиц по контрольному участку происходит наезд колесных пар на контрольные точки, по сигналам от которых происходит фиксация временных интервалов. По замеренным временным интервалам вычисляются межосевые расстояния подвижной единицы, которые определяют в дальнейшем ее тип. Однако в таких системах присутствует значимый недостаток: не учитывается ускорение движения и погрешность работы датчика, которые существенно влияют на результат идентификации.

Цель данной работы заключается в разработке методики, с помощью которой было бы возможно оценить ошибку определения межосевых расстояний подвижных единиц для используемых средств железнодорожной автоматики и конструкции контрольного участка, и как следствие, определить возможный тип подвижной единицы, что в свою очередь даст возможность определить несколько цифр ее номера. По определенным цифрам номеров вагонов произвести идентификацию поезда в целом.

Основываясь на математическом описании процесса определения межосевых расстояний была разработана имитационная модель. Полученные с использованием имитационной модели результаты дают возможность количественно и качественно проанализировать возможные погрешности идентификации подвижных единиц, а также их зависимость от ряда факторов влияющих на процесс идентификации. Однако данное исследование не позволяет в конечном итоге однозначно вычислить предположительную ошибку идентификации. Для полного решения поставленной задачи был выбран метод планирования эксперимента. При помощи данного метода, возможно получение функциональной зависимости величины ошибки определения межосевых расстояний от вышеперечисленных исходных данных. Что в свою очередь это позволит решить следующие задачи:

– вычислить предельно возможные ошибки определения межосевых расстояний подвижных единиц на заданном контрольном участке;

– определить параметры контрольного участка, при известных возможно допустимых значениях ошибки определения межосевых расстояний подвижных единиц.

После определения возможных значений ошибки определения межосевых расстояний был сделан вывод о качестве данной операции и, как результат, выполнение определения типа подвижной единицы. Разумеется, насколько бы не был точен метод определения межосевого расстояния, погрешность всегда будет присутствовать. На значение погрешности

влияет множество факторов, например, таких как погрешность работы датчика, расстояние между датчиками, износ колесных пар, виляние колесных пар, порывы ветра и т.д. Задача состоит в сравнении допустимых и возможных значений ошибок.

Анализ допустимых значений ошибок заключался в рассмотрении межосевых расстояний подвижных единиц железнодорожного парка колеи 1520 мм. В результате было сделано следующее заключение: наиболее оптимальное качество идентификации подвижной единицы можно получить только при длине контрольного участка равным не менее 12 м и средним квадратическим отклонением зоны срабатывания датчика не более 3мм. В ряде случаев это не является приемлемым как для длины контрольного участка, так и для возможных характеристик датчика. Поэтому необходимо разработать соответствующую методику, которая даст положительный результат при критических значениях исходных данных.

Как отмечалось выше, определение типа подвижной единицы производится по определенному расстоянию между внутренними осями подвижных единиц. Но в ряде случаев разница между этими расстояниями очень мала, либо вообще равна 0. Поэтому при идентификации подвижных единиц возможен вариант с разделением всех подвижных единиц на группы. При делении на группы учитываются точность определения межосных расстояний. Так, при точности определения межосевых расстояний равной 50 мм получаются одна группа из трех подвижных единиц, три из двух, а все остальные группы содержат по одной подвижной единице. То есть, в этом случае происходит идентификация подвижной единицы с точностью до определения группы. Количество групп и их состав может меняться в зависимости от точности идентификации.

Общий алгоритм идентификации поезда в целом состоит из его повагонной идентификации. На основании определенных характеристик вагона формируется набор его возможных номеров. Так же формируются возможные номера вагонов для каждого из анализируемых поездов. Далее выполняется сравнение данных ТГНЛ с вагонами каждого из поездов. На основании проведенного сравнения определяется искомый поезд. В случае, когда в группе поездов находятся два и более одинаковых поезда, по характеристикам вагонов, результатом идентификации будет несколько решений.

Окончательный алгоритм идентификации состоит из следующих операций:

– сравнение данных ТГЛН поездов и данных повагонной идентификации поезда;

– подсчет количества совпадений («попаданий») данных ТГНЛ поездов и данных повагонной идентификации поезда;

– процесс подсчета совпадений выполняется до окончания списка вагонов ТГНЛ или до момента, когда количество не совпадений («промахов») превысит значение коэффициента качества идентификации;

– результатом идентификации будет выбран поезд, имеющий максимальное количество «попаданий».

Разработанный метод идентификации поездов с использованием ТГНЛ показал высокую надежность и правильность работы. Данный метод не критичен к следующим факторам:

– высокой погрешности работы датчика (проводились эксперименты с погрешностью датчика до 80 мм);

– сбою одного из трех датчиков;

– количеству идентифицируемых поездов в группе;

– скорости и ускорению движения поезда;

– изменению состава поезда в процессе его следования.

В случае нахождения в группе двух и более одинаковых, по характеристикам межосевых расстояний, поездов, соответствующих идентифицируемому поезду, результат идентификации будет содержать несколько решений. При этом идентифицируемый поезд однозначно будет в списке результатов.

ОБ ОДНОМ МЕТОДЕ ДИАГНОСТИКИ РАБОТЫ ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ СУДНА В ПРОЦЕССЕ ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИИ

Исаев Е.А., Дощенко Г.Г., Симаненков А.Л.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Представлен метод диагностирования главного двигателя судна с совокупным использованием нечеткой логики и искусственных нейронных сетей.

Современное электротехнического и механическое оборудование на судах характеризуется сложностью и высокой стоимостью. Процесс его эксплуатации превратился в комплексную проблему, при решении которой необходимо одновременно учитывать управленческие, финансовые, и технические факторы. Использование упрощенного традиционного подхода к решению вопроса работоспособности указанного оборудования на практике ведет к большим финансовым потерям. В работе предложена концепция управления обслуживанием оборудования на примере главного двигателя судна, получившая название теротехнология, основанная на комплексном учете различных факторов, влияющих на эффективность эксплуатации оборудования [1]. Для слабо формализованных систем таким регулирующим элементом является лицо, принимающее решение (ЛПР), которое замещает своими эвристическими знаниями недостаток формальной информации [2].

В последние годы объектом изучения в автоматизированных системах управления являются процессы принятия управленческих решений (ППУР) [3]. Для них характерны большая ответственность решений, влекущих за собой серьезные последствия, а также высокая степень неопределенности условий. Сущность таких решений состоит в координации деятельности подсистем, что само по себе представляет значительную проблему.

В общем случае внимание уделяется формальному исследованию процедур формирования целей, выбору критериев, а также выбору альтернатив поведения в условиях довольно жесткого ограничения по времени. Эти особенности предъявляют определенные требования к математическому обеспечению принятия решений в АСУ.

В нашем случае, в качестве основных параметров, влияющих на работу главного двигателя, приняты: температура воздуха, воды, нагрузка на винт, давление наддува, ветер, вредное сопротивление. В качестве обобщенной регулируемой величины принята частота вращения вала главного двигателя.

Задача анализа решений определялась как задача «механизации» мышления в некоторых проблемных ситуациях.

Экспериментальные исследования и анализ искусственных нейронных сетей выполнены с использованием программных пакетов STATISTICA Neural Networks V. 4.0 Подсистема нечёткого вывода была разработана с использованием пакетов Fuzzy Logic Toolbox for MATLAB [4]. Программные модули реализованы на языке программирования MS Visual C++ и DELPHI 4.0.

Научная новизна работы определяется тем, что решение задачи осуществлялось с использованием подхода к интеграции двух интеллектуальных технологий: нечеткой логики и нейронных сетей, позволяющей создавать нейронные системы нечёткого вывода, с целью оценки эффективности их применения для решения задач диагностики.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аверкин А. Н. Нечёткие семиотические системы управления // Интеллектуальное управление: новые интеллектуальные технологии в задачах управления. – М.: Наука. Физматлит, 1999. – С. 141-145.

2. Батищев Д. И. Генетические алгоритмы решения экстремальных задач: Уч. пособие. – Воронеж: Нижегородский гос. ун-т, 1995. – 69 с.

3. Борисов А. Н., Алексеев А. В. Обработка нечеткой информации в системах принятия решений. – Москва: Радио и связь, 1989. – 184 с.

4. Васильев В. И., Ильясов Б. Г. Интеллектуальные системы управления с использованием нейронных сетей. – Уфа: УГАТУ, 1997. – 92 с.

АЛГОРИТМ РАСЧЕТА БАЗОВОЙ НОРМЫ РАСХОДА ТОПЛИВА ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

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

Введение. Расход топлива – это комплексный показатель, характеризующий эффективность использования транспортного средства, энергетическое совершенство конструкции автомобиля, уровень технического состояния машины, разнообразие условий эксплуатации.

Расход топлива включен в состав себестоимости транспортной операции. Поэтому на предприятиях автомобильного транспорта обязательно учитывается фактическое и расчетное потребления горюче-смазочных материалов в вещественном и стоимостном виде.

Расчетное потребление горюче-смазочных материалов на транспорте нормируется законодательными актами. В странах бывшего Советского Союза (СНГ) действуют свои нормативные акты учета и нормирования расхода топлива, однако принципы построения и методика расчета у них схожи.

Основной недостаток действующих методик расхода топлива в России и Белоруссии, в Молдавии и Казахстане, на Украине и др. странах заключается в том, что они привязаны к значению базовой нормы расхода топлива, которое численно устанавливается в законодательном акте для каждой марки автомобиля. Если базовая норма расхода топлива не установлена нормативом, то рассчитывать путевой расход топлива невозможно.

Анализ достижений и публикаций. В России учет эксплуатационного расхода топлива в настоящее время производится по нормам, утвержденные приказом Министерства транспорта Российской Федерации № АМ-23-р от 14 марта 2008 года [1]. В Белоруссии - «Нормы расхода топлива на механические транспортные средства, суда, машины, механизмы и оборудования», утвержденные приказом Министерства транспорта и коммуникации Республики Белорусь № 3 от 6 января 2012 года [2]. В Казахстане - «Нормы расхода горюче-смазочных материалов и расходов на содержание автотранспорта», утвержденные постановлением Правительства Республики Казахстана № 1210 от 11 августа 2009 года [3]. В Молдавии — Приказ Министерства транспорта и дорожного хозяйства республики Молдова № 172 от 9 декабря 2005 года [4]. В Украине - Приказ Министерства транспорта Украины № 43 от 10 февраля 1998 года с изменениями и дополнениями, последние из которых приняты приказом Министерства инфраструктуры Украины от 24 января 2012 года [5].

Естественно, что практически невозможно в одном законодательном акте перечислить базовые нормы расхода топлива всех марок и модификаций транспортных средств, выпускаемых во всем Мире. Поэтому следует отдавать предпочтение расчетным методам определения эксплуатационного расхода топлива, учитывающие технические характеристики машин.

Основные теоретические принципы нормирования топлива на транспорте заложены профессором Говорущенко Николаем Яковлевичем, которым предложено несколько методик расчета расхода топлива: метод индикаторного нормирования расхода топлива [6], метод нормирования расхода топлива по общему КПД автомобиля [7], метод определения расхода топлива по частным КПД (метод 4-х КПД) [8], метод определения расхода топлива по «шуму ускорений» [9]. Указанные методики отличаются степеню детализации, количеством факторов, областью применения, точностью расчета и др. показателями.

Цель и постановка задачи. В работе приведен алгоритм расчета эксплуатационного расхода топлива, в котором учтены конструктивные особенности транспортного средства, его нагрузочно-скоростные качества, специфику и разнообразие условий эксплуатации машин, основанный на индикаторном методе нормирования расхода топлива [6]. Алгоритм приведен в упрощенном виде, что позволит снизить трудоемкость расчетов без существенной потери точности.

Математическое моделирование расхода топлива. Исходное уравнение для расчета базовой нормы расхода топлива [6]:

$$H = \frac{1}{\eta_i}\left[A \cdot i_k + B \cdot i_k^2 \cdot V_a + C \cdot \left(G_a \cdot \psi + 0.077 \cdot kF \cdot V_a^2\right)\right] \text{ л/100 км}, \qquad (1)$$

где η_i – индикаторный КПД двигателя;

G_a – вес автомобиля в нормированном состоянии, Н;

ψ – суммарное дорожное сопротивление;

kF – фактор обтекаемости, $Н \cdot с^2 \cdot м^{-2}$;

V_a – скорость движения автомобиля, км/ч;

i_k – передаточное число коробки передач;

A, B, C – коэффициенты конструкции автомобиля и качества топлива.

Индикаторный КПД двигателя принимается величиной постоянной, в зависимости от типа двигателя. Для карбюраторного бензинового двигателя — 0,32; для инжекторного бензинового двигателя — 0,35; для дизельного двигателя — 0,5; для двигателя, работающего на сжиженном газе — 0,3.

Вес автомобиля определяется через массу транспортного средства: $G_a = 9.81 \cdot Ma$. Однако в разных странах при расчете расхода топлива масса транспортного средства выбирается различной. Может приниматься снаряженная масса, полная масса или масса на половину загрузки, что накладывает некоторую сложность при сравнение норм расхода топлива, принятых в разных странах.

Коэффициент суммарного дорожного сопротивления зависит от качества дорожной поверхности, профиля дороги и состояния шин. В работе [2] показана зависимость этого коэффициента от средней технической скорости. Коэффициент суммарного дорожного сопротивления повышается с увеличением категории дорог. При нормировании расхода топлива принимают значение этого показателя - 0.02, соответствующее 3-ой группы категории дорог.

В формулу (1) следует подставлять среднее взвешенное передаточное число коробки передач i_k, которое учитывает значение передаточного числа и время движения на всех передачах. Нормирование базовой нормы расхода топлива производиться для третьей группы категории дорог, для которого значение средневзвешенного передаточного числа коробки передач приближенно можно принять равного 2.

По формуле (1) можно рассчитать расход топлива при различной скорости движения транспортного средства. Движение автомобиля с небольшой скоростью приводит к повышенному расходу топлива, поскольку увеличивается время прохождения автомобилем за 100 км. Движение автомобиля на максимальной скорости также увеличивает расход топлива из-за повышенного сопротивления воздуха. В расчетах базовой нормы расхода топлива рекомендуется принимать среднее значение скорости автомобиля, равное 50 км/ч.

Фактор обтекаемости учитывает сопротивление воздушного потока на движение автомобиля и рассчитывается по формуле:

$$kF = 1.22 / 2 \cdot C_x \cdot B_a \cdot H_a \cdot \alpha_t , \qquad (2)$$

где C_x — коэффициент аэродинамического сопротивления;

B_a и H_a — соответственно, ширина и высота автомобиля, м;

α_t – коэффициент заполнения лобовой площади.

Коэффициент заполнения лобовой площади зависит от типа автомобиля: для грузового автомобиля — 0.85; для автобуса — 0.97; для легкового автомобиля — 0.9.

Коэффициенты A, B и C, зависящие от конструктивных параметров автомобиля и качества топлива, рассчитываются по следующим формулам

$$A = \frac{385 \cdot V_h \cdot k_n \cdot i_0}{H_н \cdot \rho_т \cdot r_k}, \quad (3)$$

$$B = \frac{11 \cdot V_h \cdot k_n \cdot S_n \cdot i_0^2}{H_н \cdot \rho_т \cdot r_k^2}, \quad (4)$$

$$C = \frac{100}{H_н \cdot \rho_т \cdot \eta_{тр}}; \quad (5)$$

где $H_н$ – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$\rho_т$ – плотность топлива, г/см^3;

V_h – рабочий объем цилиндров двигателя, л;

k_n – коэффициент наддува;

S_n – ход поршня, м;

i_0 – передаточное число главной передачи;

r_k – динамический радиус колеса, м.

Значение низшей теплоты сгорания $H_н$ и плотности топлива $\rho_т$ зависят от вида и качества применяемого топлива. В расчетах можно принять следующие средние значения этих показателей: для бензина - $H_н$ = 44000 кДж/кг, $\rho_т$ = 0,76 г/см^3; для дизельного топлива - $H_н$ = 43000 кДж/кг, $\rho_т$ = 0,83 г/см^3; для сжиженного нефтяного газа - $H_н$ = 45900 кДж/м^3, $\rho_т$ = 0.57 г/см^3 (плотность топлива в жидкой фазе).

Пример алгоритма расчета расхода топлива. Для примера произведем расчет эксплуатационного расхода топлива автомобиля KIA Precio 2.5l CRDi.

1) Выбор исходных данных для расчета: тип двигателя – 2.5 CRDi турбодизель; рабочий объем цилиндров двигателя (V_h) –2,476 л; ход поршня (S_n) — 0,096 м; передаточное число главной передачи (i_0) — 4.41; динамический радиус колеса (r_k) - 0.31 м; вес автомобиля в снаряженном состоянии с водителем (G_a) – 19871 Н (1730 кг); полный вес автомобиля (G_a) – 24335 Н (3500 кг); высота автомобиля (H_a) - 1.97 м; ширина автомобиля (B_a) - 1.81 м; коэффициент аэродинамического сопротивления автомобиля (C_x) – 0,5; коэффициент полезного действия трансмиссии ($\eta_{тр}$) — 0.93; тип топлива – дизельное; коэффициент сжатия турбонагретателя — 1,1; низшая теплота сгорания топлива (H_u) - 43000 кДж/кг; плотность топлива ($\rho_т$) - 0.83 г/см^3.

2) Определим численные значения коэффициентов A, B и C:

$$A = \frac{385 \cdot 2.476 \cdot 1.1 \cdot 4.41}{43000 \cdot 0.83 \cdot 0.31} = 0{,}418;$$

$$B = \frac{11 \cdot 2.476 \cdot 0.096 \cdot 1.1 \cdot 4.41^2}{43000 \cdot 0.83 \cdot 0.31^2} = 0{,}016;$$

$$C = \frac{100}{43000 \cdot 0.83 \cdot 0.93} = 0{,}00301.$$

3) Определим фактор обтекаемости:

$$kF = 1.22/2 \cdot C_x \cdot B_a \cdot H_a \cdot \alpha_t \; 0{,}61 \cdot 0{,}5 \cdot 1.97 \cdot 1.81 \cdot 0.97 = 1{,}05 \; Н \cdot с^2 \cdot м^{-2}.$$

4) Примем показатель условий эксплуатации:
- средневзвешенное передаточное число для средних условий эксплуатации $i_k = 2$.
- суммарное сопротивление дороги для средних условий принимаем $\psi = 0{,}02$.
- средняя техническая скорость для 3 гр. условий эксплуатации $V_a = 50$ км/ч.
- вес автомобиля принимается с половинной загрузкой G_a=25653 Н.

5) Рассчитаем базовую норму расхода топлива:

$$H = \frac{1}{0.5} \cdot \left[0.418 \cdot 2.0 + 0.016 \cdot 2.0^2 \cdot 50 + 0.00301 \cdot \left(25652 \cdot 0.02 + 0.077 \cdot 1.05 \cdot 50^2\right)\right] =$$

$$= 12{,}524 \text{ л/100км}$$

6) Принимаем для средних условий эксплуатации Н=12,5 л/100 км.

Анализ сходимости результатов расчета. Базовая норма расхода топлива на автомобиль KIA Precio 2.5l CRDi отсутствует в нормативных документов России, Белоруссии, Казахстана, Молдовы и Украины.

Сравним результаты расчета других моделей автомобилей с нормативными значениями базовой нормы расхода топлива разных стран. В табл. 1 приведены расчетные и нормативные значения базовой нормы расхода топлива для автомобилей Mitsubihi L200, Ford E-350 Econoline, Volkswagen Passat B6, ГАЗ-322132224 «Газель» с двигателем УМЗ-4215 СР.

Таблица 1. Результаты анализа базовой нормы расхода топлива

Марка автомобиля	Норма расхода топлива, л/100 км					
	Расчет	России	Белоруссии	Казахстана	Молдовы	Украины
KIA Precio 2.5l CRDi.	12,5	-	-	-	-	-
Mitsubihi L200 2.5L turbo	10,5	11,9	9,2	10,7	-	-
Ford E-350 Econoline 7.3l 16V DIESEL FI Turbo VIN	16,1	-	14,9	-	21	-
Volkswagen Passat B6 2.0L FSI 110 kW	10,3	9,9	10,0	-	9,7	8,7
ГАЗ-322132224 «Газель» УМЗ-4215 СР	16,6	17,6	16,2	17,9	17,9	15,5

Анализ таблицы показывает, что в законодательной базе разных стран представлены не все марки автомобилей. Например в России отсутствует нормы расхода топлива для автомобилей KIA Precio и Ford E-350 Econoline. Значение базовой нормы расхода топлива для одной марки автомобиля в нормативах разных стран имеют различные значения. Например для автомобиля ГАЗ-322132224 расхождение нормы Молдовы и Украины составляет 15 %.

Из таблице видно сходимость результатов расчета с нормативными значениями базовой нормы расхода топлива. Расчетные данные по сравнению с нормами Российской Федерации для автомобиля ГАЗ-322132224 отличаются на 6 %; Volkswagen Passat B6 — на 4 %; Mitsubihi L200 — на 11 %. Отклонения частично объясняется особенностями нормирования топлива в разных странах и различием в комплектации автомобилей. Например в России базовая норма расхода топлива для легковых автомобилей устанавливается на снаряженную массу, а на Украине — на половину загрузки автомобиля.

Выводы.

1. По приведенному алгоритму можно аналитически рассчитать норму эксплуатационного расхода топлива транспортных машин при различных режимах работы и условиях эксплуатации.

2. Расчетное значение нормы эксплуатационного расхода топлива можно использовать в качестве базовой нормы расхода топлива при нормирование горюче-смазочных материалов транспортных машин, если данная норма отсутствует в нормативах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Распоряжение Минтранса России от 14.03.2008 г. № АМ-23-р [Электронный ресурс] // Главбух : Бумажный и электронный журнал, сообщество, справочная система и онлайн-сервисы. — Режим доступа: http://www.glavbukh.ru/doc/2126.

2. Об установлении норм расхода топлива в области транспортной деятельности и признании утратившими силу некоторых нормативных правовых актов Министерства транспорта и коммуникаций Республики Беларусь [Электронный ресурс] : Постановление Министерства транспорта и коммуникации Республики Беларусь, 6 января 2012 г. № 3 // Национальный правовой Интернет-портал Республики Беларусь, 31.07.2012, 8/26157 — Режим доступа: http://www.pravo.by/main.aspx?guid=3871&p0=W21226157&p1=1.

3. Нормы расходов горюче-смазочных материалов и расходов на содержание автотранспорта [Электронный ресурс] // Пласт. — Режим доступа : http://plast.com.kz/support/zakon/gsm.php

4. Приказ об утверждении Норм расхода топлива и смазочных материалов на автомобильном транспорте N 172 от 09.12.2005 [Электронный ресурс] // Contabil Set – Режим доступа : http://www.contabilsef.md/libview.php?l=ru&idc=241&id=1347

5. Нормы расхода топлива и смазочных материалов на автомобильном транспорте [Электронный ресурс] // Налоги и бухгалтерский учет : Информационно-аналитическая газета. — Режим доступа : http://www.nibu.factor.ua/info/Zak_basa/NormiGSM/.

6. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) [текст] / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Харьков: ХНАДУ, 1999. – 457 с.

7. Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобильного транспорта (расчетные методы исследований) [текст] : Монография / Н.Я. Говорущенко. - Харьков: ХНАДУ, 2011. - 297 с.

8. Говорущенко Н.Я. Новая методика нормирования расхода топлива транспортных машин (метод четырех КПД) [текст] // Н.Я. Говорущенко, С.И. Кривошапов. // Автомобильный транспорт : Сб. науч. тр. - Харьков: ХНАДУ. - 2004. - № 15.

9. Говорущенко Н.Я. Математическая модель расчета расхода топлива и выбросов вредных веществ на транспорте [текст] / Н.Я. Говорущенко, С.И. Кривошапов. // XIV научно-техническая конференция с международным участием «Транспорт экология — устойчивое развитие» : Сб. докладов. - Варна: Технический университет, 2008. - С. 335-342.

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПОВЕРХНОСТНО-АКТИВНЫХ ВЕЩЕСТВ ПРИ ХИМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКЕ ТОПЛИВ НА СУДНЕ

Матвеев В.В.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Химические средства находят в последнее время все более широкое применение при технической эксплуатации судов морского флота. Они используются для защиты паровых котлов, теплообменных аппаратов и систем охлаждения от накипи и коррозии; для очистки судового оборудования и емкостей от различного рода загрязнений; для поддержания в рабочем состоянии судового оборудования и инвентаря. Химические вещества применяются в качестве рабочих агентов в холодильных установках. Они входят в состав противопожарных и огнегасительных средств. Химические препараты помогают предотвратить загрязнение моря нефтью. Специальные химические присадки значительно повышают эффективность использования нефтепродуктов - топлива и смазочных масел. С помощью специальных препаратов обеспечивается соблюдение санитарно- гигиенических условий на судне. Значительно расширилась область применения полимерных клеев и композиций на их основе, а так же герметизирующих материалов; возросла их роль при выполнении в рейсах ремонтных работ и техническом обслуживании судовых механизмов, устройств, систем и корпусных конструкций.

С помощью химических реактивов проводится текущий аналитический контроль ряда технологических процессов с целью обеспечения максимальной эффективности их протекания. Сведения о химических препаратах, применяемых в указанных областях, вследствие их разнообразия и специфики рассредоточены в различных и не всегда широко доступных источниках информации: специальных справочниках, технической литературе, инструкциях, стандартах, технических условиях, фирменных проспектах, каталогах, прейскурантах и т. п. Это затрудняет выбор нужных химических средств и составление заявок на их поставку, организацию материально-технического обеспечения и практическое применение этих средств на судах.

Химическая обработка топлива заключается во вводе в топливо присадок или их композиций, в функции которых входит уменьшение шламообразования, дестабилизация водотопливных эмульсий, снижение высокотемпературной коррозии выпускных клапанов, лопаток газовых турбин и др.

Борьба с осадко- и шламообразованием. Как уже отмечалось, тяжелым топливам присуща склонность к образованию отложений в танках запаса, фильтрах, подогревателях и других элементах топливной системы, в том числе и в сепараторах. Природа явлений такого рода связана с присутствием в топливах тяжелых углеводородов (смол, асфальтенов). Обладая повышенной поверхностной активностью, тяжелые углеводороды группируются вокруг загрязняющих топливо примесей, глобул воды, образуя достаточно сложные структуры, размеры которых постоянно нарастают. Со временем эти структуры начинают выпадать в осадок в виде шлама на днище танка; они же осаждаются на рабочих поверхностях топливной системы.

Один из путей борьбы со шламообразованием, с отложениями в подсистемах хранения и переработки топлива состоит во введении в топливо химических присадок, содержащих мощные диспергаторы. Поверхностная активность последних существенно повышает поверхностную активность содержащихся в топливе асфальто-смолистых соединений, выступающих в роли естественных коагуляторов и эмульгаторов. Благодаря отмеченному свойству, вещества присадок притягивают к себе смолы, обволакивающие структурные системы тяжелых углеводородов, и частично замещают их. Возникающее вследствие этого ослабление поверхностного натяжения тяжелых углеводородов, а также расклинивающее действие введенных с присадкой диспергаторов приводит к разрыву

этих структурных систем, их диспергированию и, благодаря этому, к предотвращению шламообразования. В роли поверхностно-активных веществ (ПАВ) - диспергаторов обычно используют растворимые в топливе органометаллические соединения, вводимые в хорошо зарекомендовавшие себя присадки Vecom FOT-NW, Bunkersol-D, Perolin 622-DE, Fuelcare, Gamabreak (Unitor) и др. Важное свойство ПАВ-присадок состоит также в защите металлических поверхностей от коррозии и образования на горячих поверхностях лаковых пленок. Для примера рассмотрим только FUEL CARE.

FUEL CARE применяется для полной обработки остаточных топлив с целью улучшения горения.

Свойства продукта. FUEL CARE препятствует образованию и растворяет осадки, приостанавливает расслаивание топлива в цистернах, разрушает водотопливную эмульсию и способствует удалению воды и отложений из топлива. Он подготавливает более однородное топливо для сгорания. Судовые топливные трубопроводы при этом остаются чистыми и уменьшается или прекращается засорение фильтров. Отделение воды и примесей становится более эффективным и все составные части топливной системы становятся чище. Время простоя сепараторов, котлов, двигателей и т.д. снижается вследствие более эффективной подготовки топлива. Получающееся в результате «чистое топливо» дает улучшение качества сгорания, потому что медленно сгорающие частицы топлива находятся в крайне растворенном состоянии.

Эффективный ингибитор коррозии вместе с нейтрализаторами кислот обеспечивают минимальную коррозию. Ингибитор коррозии покрывает все детали топливной системы водоотталкивающей пленкой, в то время, как кислотные нейтрализаторы сдерживают действие кислоты. Это обеспечивает двойную защиту составных частей топливной системы.

Указания по применению и дозировка. В идеале, FUELCARE должен вводиться непосредственно в топливную цистерну перед бункеровкой. Однако, он может быть введен в отстойную цистерну или во время перекачки из цистерны запаса. Наилучший способ определения дозировки – по результатам анализа, т.е. по осадку горячей фильтрации (SHF) или модифицированному тесту совместимости по пятну, которые легко выполняются на борту судна с помощью лаборатории «Unitor Compatibility/SHF test kit» (табл. 1).

Таблица 1. Определение дозировки FUELCARE

ASTM SPOT	1	2	3	4	5
SHF	0,05 или меньше	0,05	0,1	0,2[1]	0,5 или больше[2]
Дозировка[2]	1:6000	1:3000	1:1500	1:500	1:200

Примечания. [1]Полностью совместимые смеси с SHF менее, чем 0,05%, не требуют обработки против несовместимости. Предельное число «1» пятен может быть причиной образования осадков, если топливоподготовка не очень тщательная и, следовательно, необходима обработка топлива, особенно, если очевидны другие проблемы, такие как наличие воды и коррозия.

[2]Если отсутствуют результаты анализа, то рекомендуется первоначальная дозировка 1:3000, которая по мере необходимости корректируется.

Характерные особенности и преимущества:

– препятствует образованию осадка, содержит в чистоте топливные системы;

– стабилизирует топливные смеси, устраняя проблемы по совместимости;

– нейтрализует кислоты в топливе. Составные части топливной системы имеют более продолжительный срок службы вследствие уменьшения простоя;

– деэмульгирует воду из топлива и улучшает сепарирование;

– предотвращает микробиологическое заражение;

– уменьшает коррозию в цистернах и топливных трубопроводах.

Основные показатели FUELCARE приведены в табл. 2.

Таблица 2. Характеристика продукта

Внешний вид:	жидкость бледного цвета
Плотность, г/мл	в при 15°c: 0.9
Температура вспышки, (рмсс) °C	свыше 61
Совместимость:	
– металл:	не влияет
– резина:	возможно разбухание

Цель применения:

– предотвращение забивания фильтров, улучшение характеристик впрыска;

– предотвращение расслаивания топлива в танках

– ограничение образования осадка и отложений на днище цистерны, поддержание в чистоте трубопроводов и сепараторов;

– предотвращение коррозии от кислот или солёной воды

– использование как очистителя для подогревателей, сопел форсунок, топливных фильтров и т.д.

Необходимые меры предосторожности при использовании данного продукта приведены в табл. 3.

Таблица 3. Меры предосторожности при обращении с продуктом

Воздействие на организм	Вероятность поражения организма от необратимых воздействий. Раздражение слизистой оболочки глаз, дыхательной системы и кожи. Повторное воздействие может быть причиной хронического раздражения глаз, верхних дыхательных путей, слабого воспаления кожи, аллергической кожной сыпи.
Меры по защите	Одевайте соответствующую защитную одежду, например, перчатки и очки. Обеспечьте достаточную общую и местную вытяжную вентиляцию.
Разлив	Рабочий персонал должен пользоваться респираторами и защитой от контакта с жидкостью. Обеспечьте вентиляцию и оградите место разлива. Не сливайте в канализацию. Уберите легковоспламеняющиеся материалы из района разлива. Собирайте негорючим впитывающим материалом.
Возгорание	Пена, двуокись углерода, обезвоженные химикаты, песок, земля. НЕ ПРИМЕНЯЙТЕ водяное распиливание. При горении могут выделяться токсичные азотистые газы (КОХ) и окись углерода.
Первая помощь:	
– глаза	Немедленно промойте глаза большим количеством воды, приподняв веки. Промывайте в течение, по крайней мере, 15 минут, окажите медицинскую помощь.
– кожа	Уведите пострадавшего от источника загрязнения. Немедленно промойте место попадания на кожу водой с мылом. Снимите испачканную одежду, продолжайте промывать в течение 15 минут, окажите медицинскую помощь.
– вдыхание	Выведите пострадавшего на свежий воздух. Если дыхание отсутствует, сделайте искусственное дыхание. Держите пострадавшего в тепле и покое, окажите немедленную медицинскую помощь.
– попадание в организм	Не вызывайте рвоту. Немедленно окажите медицинскую помощь. Сразу дайте пострадавшему выпить большое количество воды, чтобы разбавить проглоченный химикат. НИКОГДА НЕ ВЫЗЫВАЙТЕ РВОТУ У ПОСТРАДАВШЕГО, НАХОДЯЩЕГОСЯ БЕЗ СОЗНАНИЯ, И НЕ ВЛИВАЙТЕ ЖИДКОСТИ.
Хранение	Храните в холодных, сухих, вентилируемых помещениях, в закрытых емкостях, подальше от окислителей, тепла и открытого огня.

ГРАДУИРОВКА (ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВМЕСТИМОСТИ) ТОПЛИВНЫХ ТАНКОВ СУДОВ С УЧЁТОМ ОСОБЕННОСТЕЙ ИХ КОНСТРУКЦИИ И ИЗМЕНЕНИЯ ОСАДКИ СУДНА

Онищенко В.В.
ДП «Херсонстандартметрология» (Украина)

Введение. Непрерывный рост мировых цен на нефтепродукты обостряет проблему их количественного учёта при хранении и потреблении, т.е. совершенствования средств и методик измерений. При проведении градуировки стационарных наземных резервуаров, специалисты руководствуются действующими в Украине стандартами – ДСТУ 4218:2003, ДСТУ 4147-2003. В связи с отсутствием подобных стандартов на проведение градуировки судовых резервуаров, сохраняется проблема учёта перевозимых в них жидких грузов.

Актуальность исследования. На практике, при проведении бункеровки судна, особенно в средиземноморском и восточноазиатском регионах, у собственника судна возникает необходимость убедиться в достоверности количества топлива, которое ему было отгружено. В подобных случаях поставщик может использовать для определения его количества либо стационарные наземные резервуары, либо счетчики топлива расположенные на судах – бункеровщиках или градуированные танки. Получатель топлива в этом случае может использовать только градуированные танки основного запаса топлива, расположенные на судне получателе. В любом случае, общая допускаемая погрешность операции с партией нефтепродуктов не должна превышать, согласно действующих стандартов, величины в ± 0,8 % от размера партии. Подобная проблема возникает и при прохождении таможенного досмотра и снятии остатков топлива на судне в танках основного запаса.

Изменение сорта топлива, температуры топлива, а, следовательно, плотности топлива, и особенно крен и дифферент судна значительно усложняют задачу определения количества топлива традиционным способом – путём замера его уровня метрштоком и сравнением с данными градуировочной таблицы. Пренебрежение учётом изменения посадки судна – крена и дифферента при проведении измерений в судовых танках приводит к погрешностям до 20 % от номинальной вместимости танка и соответствующим убыткам судовладельцу.

Важным моментом является проведение градуировки судового танка на этапе постройки судна, организациями, аккредитованными на проведение этого вида работ, с выдачей соответствующих документов, дающих право решать спорные вопросы с поставщиками топлива.

Постановка задачи. Разработка методики градуировки судовых танков и расчёта поправок к данным градуировочных таблиц на изменение посадки судна. Оценка влияния методов градуировки конструкции судовых танков, замерных устройств и средств измерения уровня топлива в танке на погрешности определения объёма жидкого груза в танке.

Результаты исследований. Для проведения исследований зависимости положения жидкого груза в судовом танке от посадки судна была выбрана группа танков прямоугольной формы, имеющих различное расположение на судне. Для устранения составляющих погрешности определения жидкого груза в судовом танке были определены величины и влияние дополнительных погрешностей – влияние места градуировки, метода градуировки, конструкции судового танка, конструкций замерных устройств танка, средств измерительной техники определения уровня наполнения танка. Особое внимание уделено подготовке судового танка к процессу проведения калибровке и выбору средств измерительной техники, используемых при проведении измерений. Проанализированы факторы, влияющие на основные составляющие погрешности

определения количества жидкого груза в танке – изменение положения танка в результате крена или дифферента судна, либо крена и дифферента судна одновременно, отклонения оси замера от вертикальной оси, учет вязкости измеряемой среды. Используя результаты экспериментальных и практических исследований прямоугольных судовых танков, определено влияние изменения посадки судна, расположения танка на судне и расположение замерных устройств на положение и точность измерения количества жидкого груза в танке. Определена зависимость изменения посадки судна, расположения судового танка и замерного устройства и фактического уровня жидкого груза в нем. Разработана рекомендации к проведению градуировки судового танка и расчёта поправок к градуировочным таблицам, учитывающие влияние дифферента и крена судна, конструкцию и расположение замерного устройства судового танка. Выполнены практические примеры применения поправок при расчете количества жидкого при изменении посадки судна, дополнительно проанализирована погрешность измерения объёма нефтепродуктов с помощью судовых танков с применением поправок на крен и дифферент судна, проведении сравнение с погрешностью определения количества топлива с помощью стационарных наземных резервуаров, при помощи счетчиков топлива различных конструкций.

Выводы:

– сформулированы основные принципы градуировки судовых танков;

– разработана методика определения количества топлива в танке с учётом поправок на изменение посадки судна;

– полученные результаты обеспечивают приемлемую точность измерений и дают основание продолжать исследования судовых танков сложной формы, их оснащения современными приборами контроля уровня, температуры и плотности топлива, а также разработки программного обеспечения для автоматизации определения количества топлива.

ОБЩИЙ ПОДХОД К ЭФФЕКТИВНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ КОРАБЛЕЙ И СУДОВ

Свешников В. В.
Академия военно-морских сил имени П. С. Нахимова (Украина)

Введение. Механические корабельные и судовые системы (КСС) создаются для удовлетворения определённых потребностей кораблей и судов (КиС), их оборудования, экипажа и пассажиров. Они служат активным средством (АС) в целенаправленной деятельности по обеспечению целей и задач, поставленных перед КиС в целом и перед определённым оборудованием в частности.

В процессе создания и эксплуатации КиС постоянно возникают проблемы функционирования различной сложности, например [1-3]. Причиной возникновения проблем является расхождение между желаемым и действительным результатом функционирования КСС (ФС) при неизвестных путях преодоления этого расхождения (несоответствия) в условиях бурно развивающейся и совершенствующейся техники [4, 5]. Для решения проблем необходимо выделить и достаточно чётко сформулировать все определённые и неопределённые факторы, влияющие на функционирование каждой конкретной КСС, которые существенно снижают или устраняют различие между желаемым и действительным результатом, т.е. решает проблему.

Оценка эффективности КСС (ЭС) невозможна без использования определённых технических показателей (ТП). Из множества имеемых показателей необходимо выявить существенные, которые оказывают влияние на функционирование КиС и их КСС в различных условиях эксплуатации.

Актуальность исследований. Впервые сделана попытка разработать общий подход к эффективности общекорабельных (общесудовых), энергетических и специальных КСС функционирующих в боевых (экстремальных) (БУЭ), аварийных (АУЭ) и повседневных (ПУЭ) условиях эксплуатации, при выполнении поставленных перед КиС задач, составными частями которой являются экономичность, надёжность, живучесть, безопасность и экологичность КСС.

Постановка задачи. Цель – определение облика и стратегии использования различных КСС, позволяющие создавать и эффективно выполнять поставленные перед КСС задачи в различных условиях эксплуатации при нахождении КиС как правило в море.

Задачи статьи: определение основных положений и параметров, влияющих на ЭС; определение основных факторов, влияющих на эффективное ФС.

Основные положения ЭС. Под ЭС понимаем степень различия между реальным Y и желаемым $Y_{тр}$ результатами ФС.

К АС КСС относятся технические средства (трубопроводы, машины, аппараты, ёмкости, арматура, аппаратура контроля и управления), а также ресурсы (вещественные, энергетические и временные). Технические средства входят в состав КСС в качестве её подсистем (агрегатов) или элементов. Эти подсистемы, как правило, управляемы.

Система управления КСС (группы КСС) может содержать несколько распорядительных центров с органами управления автоматизированной системы управления энергетической установкой (постов управления) и имеет иерархическую структуру. В состав распорядительных центров включаются люди (операторы), принимающие решения и реализующие на основе этих решений управляющие воздействия на объекты управления (КиС и его оборудование, КСС и их элементы).

Таким образом, формируя КСС для достижения определённой цели, в её состав включают всё то, что непосредственно влияет на ход и исход операции (выполняемого режима функционирования) КСС, т.е. на достижение желаемого результата. В качестве АС в состав КСС входят элементы, находящиеся в непосредственном взаимодействии

между собой и внешней средой. Управлять этими КСС могут распорядители (операторы системы), среди которых выделяют основного распорядителя — лицо принимающее решение (ЛПР), т.е. оператора в центральном посту управления или на главном командном посту (его функции могут выполнять автоматические или автоматизированные системы управления). Успешность ФС (её эффективность) рассматривается только с позиции ЛПР (к ЛПР относятся также исследователи, занимающиеся созданием и модернизацией КСС). Цель, стоящая перед ЛПР, является целью ФС.

Процесс ФС, описывается набором определённых параметров. Совокупность конкретных значений этих параметров в фиксированный момент времени называется состоянием КСС. ФС есть процесс смены состояний. В каждый момент времени КСС может находиться только в одном состоянии. Состояние КСС и внешней среды в определённый момент времени называется ситуацией или обстановкой функционирования. Оценка обстановки перед началом операции КСС и в процессе её проведения, прогноз в изменениях обстановки являются важными этапами принятия решений. Ситуация (обстановка), сложившаяся к исходу операции КСС, обычно определяет фактический (реальный) результат ФС. Совокупность факторов, существенно влияющих на изменение обстановки (обусловливающих её), называется условиями обстановки.

Наряду с качеством АС и способами их использования в КСС условия обстановки функционирования являются основными составляющими (слагаемыми) её эффективности. Высокая ЭС обусловлена рациональным способом использования высококачественных АС в благоприятно (ПУЭ) или не благоприятно (АЭУ и БУЭ) сложившихся условиях обстановки.

ФС представляет собой обмен, в результате которого КСС за приобретённую для себя пользу (полезный или целевой эффект) расплачивается некоторым количеством ресурсов C, т.е. терпит определённые издержки, выражаемые, например, стоимостью и количеством этих ресурсов или затраченным временем T на проведение ФС. Применительно к этому эффективность функционирования характеризуется выгодностью для КСС такого обмена. Результат ФС, таким образом, характеризуется не только полезным эффектом q (получением некоторой экономии, достижением или сохранением желаемого состояния и т.д.), но и связанными с этим действием затратами ресурсов, времени и другими потерями, понесёнными при ФС. Очевидно, чем ближе результат обмена к предельно выгодному, тем эффективнее КСС. Предельно выгодный обмен характеризует потенциальную ЭС.

Результат Y ФС ставят в зависимость от основных результирующих факторов — полезного эффекта q (высокого КПД АС и КСС в целом, надёжности и живучести АС, безопасности АС и экипажа и пассажиров, отсутствие загрязнения окружающей среды), затраченных ресурсов C (энергии, рабочих тел и веществ, операторов) и времени T (обеспечение необходимой манёвренности и скорости). В свою, очередь, результирующие факторы зависят от выбранной стратегии (режима использования КСС). Следовательно, результат ФС также будет зависеть от стратегии u:

$$Y(u) = Y(q(u), C(u), T(u)). \quad (1)$$

В общем случае функция $Y(u)$ является вектором, компоненты которого характеризуют результаты частных параметров, направленных на достижение частных целей, на которые расчленяется общая цель ФС (экономичность, надёжность, живучесть, безопасность и экологичность).

ЭС есть обобщённое определяющее функциональное свойство КСС, раскрывающееся через категорию цели (желаемый результат) и объективно выражается степенью достижения цели с учётом затрат ресурсов и времени на реализацию ФС. Любую КСС рассматривают как составную часть более широкого функционирования, проводимой надсистемой (КиС и его составными частями), в которую входит КСС. Надсистема достигает определённую глобальную цель, организуя свою деятельность в

соответствии с некоторой политикой (задачей), выбранной из множества допустимых возможностей (альтернатив, вариантов действий надсистемы). Эффективность исследуемой КСС предопределяется её полезностью в проводимой надсистемой политике, направленной на достижение глобальной цели. ЭС не выводится полностью из своих свойств, т.к. необходимо учитывать и свойства надсистемы [6].

Потенциальная ЭС, характеризуемая предельно выгодным обменом [7], определяется как эффективность её функционирования при идеальном способе использования АС, т.е. выборе лучшей стратегии. Следовательно, потенциальная ЭС зависит лишь от качества её АС (элементов). Поэтому, когда говорят об эффективности элемента, который используется как АС в некоторой КСС, то имеют в виду потенциальную эффективность функционирования этого элемента.

В прикладных исследованиях эффективности элементов КСС (ЭЛС) обычно приходится решать проблемы: оценки ЭС с использованием её элемента (проблема оценки); выбора рационального способа (стратегии) использования элементов в КСС (проблема выбора).

Оценка ЭС заключается в выработке оценочного суждения относительно пригодности заданного способа действий или приспособленности ЭЛС к решению определённых задач на основе измерения (оценивания) уровня эффективности ФС, например [2, 3].

ЭС оценивается с целью решения следующих задач: принятия решения относительно допустимости практического использования оцениваемого способа действий в той или иной ситуации; выявления вкладов (эффектов) различных факторов в общую эффективность ФС, влияния взаимодействий факторов на эффективность; установления путей повышения эффективности функционирования (выявления резервов эффективности); выявления функциональных возможностей элементов, используемых в КСС; сопоставления (сравнения) нескольких альтернативных вариантов действий или ЭЛС, их ранжирование по уровням эффективности (установление отношения предпочтения на множестве возможных вариантов). Последняя задача часто выступает как подпроблема оценки эффективности (задача сравнительной оценки вариантов (способов действий и КСС)).

При выборе рационального способа использования АС в КСС или путей развития ЭЛС выделены задачи: выбора целесообразного способа управления ЭЛС с заданными функциональными характеристиками; определения рационального режима эксплуатации ЭЛС; выработки оптимального плана ФС; оптимального распределения ресурсов между подсистемами или элементами в КСС; выбора рационального варианта проектируемого ЭЛС; формирования программы развития больших ЭЛС; выработки технико-экономических требований к создаваемым ЭЛС; выдвижения гипотез рационального поведения подсистем, находящихся во взаимодействии с данной КСС.

Практическая направленность исследований ЭС заключается в выработке решений на создание наилучшей структуры и рациональное использование ЭЛС при достижении цели в разных условиях обстановки (эксплуатации) или на целесообразный вариант проектируемого ЭЛС (создание).

В КСС проблема эффективности тесно связана с проблемами таких общих ТП, как экономичность, надёжность и живучесть, безопасность и экологичность ЭЛС. Возрастание сложности ЭЛС приводит к снижению их ТП, а, следовательно, к уменьшению их эффективности. ЭЛС не соответствующий перечисленным выше ТП не может быть эффективным средством достижения поставленной цели. Анализ ЭС позволяет определить требования к параметрам ТП ЭЛС, используемых в качестве АС.

Недостаточный уровень ТП проектируемой или существующей КСС может явиться проблемой, для решения которой выдвигаются альтернативные действия, например, отказ от создания КСС или замена её новой, усовершенствованной; повышение ТП существующей КСС до требуемого уровня; повышение устойчивости к БУЭ и АУЭ

существующей КСС и т.д. для достижения выбранной цели. ЭС оценивается вероятностью безотказной работы её в течение заданного времени (автономности в ПУЭ или выполнения определённой задачи КиС в АУЭ или БУЭ). В ПУЭ интегральный показатель, состоящий из показателей экономичности, надёжности, безопасности и экологичности выступает в качестве показателя ЭС по повышению эффективности существующей или проектируемой КСС или её элемента. В АУЭ и БУЭ интегральный показатель, состоящий из показателей экономичности, надёжности, живучести и безопасности (в некоторых случаях в АУЭ – и экологичности) также выступает в качестве показателя ЭС по повышению эффективности существующей или проектируемой КСС или её элемента (БУЭ для многих судов исключены).

Факторы, определяющие ЭС. ЭС и их элементов определяется множеством различных по своей природе факторов. Под фактором понимают движущую силу какого-либо процесса (явления) или условие, которое влияет на тот или иной процесс (явление).

При исследовании ЭС выделено три группы факторов: качество КСС, условия ФС, способы использования (применения) КСС.

Для достижения определённой единственной цели создают КСС. Рассматривают функционирование КиС или его отдельной части, в котором анализируемая КСС является АС достижения поставленной цели. Определяют потенциальную эффективность ФС при идеальном способе использования КСС. Эту потенциальную эффективность и принимают за характеристику качества КСС. Очевидно, показатель ЭС является показателем её качества. Таким образом, положительными (полезными) свойствами КСС являются свойства, способствующие достижению заданной цели.

Каждой КСС присущи свои, специфические способы применения, которые характеризуются совокупностью соответствующих факторов. К ним относятся: распределение частных задач и выделенных ресурсов между ЭЛС, видов работ (действий), способы управления, способы связи и взаимодействия между ЭЛС, режимы и регулярность использования и т.д.

К факторам, формирующим условия ФС, относятся: природные факторы (природно-климатические условия, географическое местоположение, обитаемость, поражающие факторы аварий, применения оружия и т.д.), факторы, являющиеся следствием активных действий конкурентов (противников) или партнёров (возможность, характер, способы целенаправленного противодействия или содействия), а также факторы, характеризующие наличие и виды различного рода ограничений (структурных, экономических, технических, экологических и др.).

Среди факторов, которые учитываются при исследовании эффективности, большая доля факторов не контролируется ЛПР, например, объективные законы природы (физические, химические и др.), которые необходимо учитывать в любом случае, а при их познании — использовать для достижения поставленных целей и учитывать их возможное негативное влияние. Неконтролируемыми являются и др. факторы: например, погодные условия, возникновение аварийных ситуаций, действия конкурентов (противников), катаклизмы, аварийные происшествия и последствия применения оружия, которые относят к условиям ФС (использования). Все эти факторы являются неуправляемыми.

К управляемым факторам относят такие, на которые ЛПР может влиять по своему усмотрению, т.е. которыми он может оперировать в процессе ФС. К ним относят, например, факторы, характеризующие способы применения и направление использования КСС и их элементов.

По отношению к КСС факторы бывают внешними и внутренними. Внешние факторы отражают влияние внешней среды (окружающая КСС в отсеках, противопожарных зонах или забортном пространстве, расположение распорядительных центров и др.), способствуя успешному ФС (полезные факторы), или противодействуя успеху ФС (эксплуатационное, аварийное или боевое повреждение, ошибочные действия оператора и др.) (вредные факторы). Внутренние факторы отражают взаимовлияние

движущих сил внутри КСС на ход и исход её функционирования (изменение структуры и ТП КСС, характеристик АС и др.).

Факторы бывают в виде переменных (числовых и нечисловых). С точки зрения информированности ЛПР об этих переменных факторы делятся на определённые Λ_F и неопределённые Λ_Ω. К определённым относятся переменные, значения которых известны ЛПР с требуемой точностью. Это различного рода заданные и контролируемые параметры (давление, расход, температура, уровень и др.), известные (регулярные) функции определённых аргументов (производительность, мощность, КПД и др.) и т.п. К определённым факторам также относятся контролируемые входные воздействия (изменение климатических условий, микроклимата, параметров окружающей среды и др.), в том числе и управляемые переменные (задание, поддержание и изменение режимов функционирования КСС).

К неопределённым относятся переменные, о значениях которых в реальном процессе ЛПР осведомлён не полностью. Природа неопределённости этих переменных (факторов) различна. Неопределённые переменные делятся на две группы: случайные переменные Λ_F и неопределённые переменные нестохастической природы Λ_J.

Неопределённые факторы нестохастической природы Λ_J условно разделяются на две группы: с известными функциями принадлежности (диапазонами изменения переменных), с неизвестными функциями принадлежности. Наибольшей степенью неопределённости обладают факторы с неизвестными функциями принадлежности. Обычно к ним применяют процедуру экспертного оценивания диапазонов изменений их значений.

Неопределённость нестохастического характера возникает обычно в силу следующих обстоятельств: наличия целенаправленного противодействия со стороны конкурирующей (соперничающей) системы (использование оборудования КиС для выполнения своих специфических задач, действия операторов постов управления), способы действий которой неизвестны ЛПР – поведенческая неопределённость Λ_J^B; недостаточной изученности некоторых явлений, сопровождающих процесс ФС (воздействие поражающих факторов оружия, вредных веществ, качки, ухудшение условий обитаемости и др.) – природная неопределённость Λ_J^N; нечёткого представления цели ФС (ошибочные или халатные действия оператора или лица его замещающего), приводящего к неоднозначной трактовке соответствия реального результата ФС желаемому – целевая неопределённость $\Lambda_J^{A_o}$.

Оценка ЭС с учётом неопределённых факторов нестохастической природы весьма сложна. Но использование теории нечётких множеств, теории игр и теории решений позволяет найти некоторые пути решения задач ЭС при наличии существенной неопределённости нестохастического характера.

В отдельную группу (по степени общности) выделяются результирующие факторы, т.е. факторы, непосредственно формирующие результат ФС. К результирующим факторам относятся полезный эффект q, достигнутый в процессе ФС, затраченные ресурсы C и сроки T проведения конкретного процесса использования КСС. Результат ФС представляется в виде вектора, компонентами которого являются результирующие факторы, т.е.

$$Y = \|q, C, T\|, \tag{2}$$

или описывают функцией от результирующих факторов. Достаточно общим, например, является представление результата ФС в виде степенной функции от результирующих факторов:

$$Y = \alpha_0 \cdot q^{\alpha_1} \cdot C^{\alpha_2} \cdot T^{\alpha_3}, \tag{3}$$

где α_0, α_1, α_2, α_3 – параметры функции результата.

При этом результат будет нулевым, если хотя бы один из результирующих факторов положить равным нулю. Для описания результата в практике часто используют различные частные случаи приведённой функции. Так, если положить $\alpha_0 = \alpha_1 = 1$ и $\alpha_2 = \alpha_3 = 1$, то $y = q$. Если $\alpha_0 = \alpha_2 = 1$ и $\alpha_1 = \alpha_3 = 0$, то $y = C$. При $\alpha_0 = \alpha_3 = 1$ и $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$ $y = T$. В этих частных случаях результат ФС описывается лишь результирующим фактором (при этом на остальные результирующие факторы накладывают обычно ограничения в виде неравенств).

Если положить $\alpha_0 = \alpha_1 = 1$, $\alpha_2 = -1$, $\alpha_3 = 0$, то $y = q/C$. Это выражение иногда используют при анализе систем по методу «эффект–стоимость».

Выводы. Исследование ЭС различных КиС необходимо для создания и модернизации КСС, позволяющие им выполнять различные задачи по выполнению целей, поставленные перед КиС и их отдельного оборудования. Это также позволит грамотно использовать общекорабельные (общесудовые), энергетические и специальные КСС в различных ПУЭ, АУЭ и БУЭ.

Огромное разнообразие факторов, влияющих на ЭС, составляет порой очень трудную задачу исследования КСС, особенно в АУЭ и БУЭ. Для создания конкретных КСС необходимо создавать их наилучшие структуры с оптимальным составом АС и проводить соответствующие исследования необходимых режимов ФС, особенно при неопределённых факторах нестохастического характера.

ЛИТЕРАТУРА

1.Анализ работы различных схемных решений корабельных систем в различных режимах функционирования. О классификации судовых систем: отчёт о НИР (заключ.) / НЦ ВМС при СВМИ. рук. и исполн. Свешников В. В. — Севастополь, 1998, 104 с.

2.Свешников В. В. Оценка эффективности и условной стоимости простых линейных механических корабельных и судовых систем / В. В. Свешников // Зб. наук. прац. АВМС ім. П. С. Нахімова. — Севастополь: ВМС ЗС України, 2013. — Вип. 1 (13). — С. 175—183.

3.Свешников В. В. Оценка эффективности основных функциональных групп механических корабельных и судовых систем / В. В. Свешников // Зб. наук. Праць СВМІ ім. П. С. Нахімова. — Севастополь: ВМС ЗС України, 2009. — Вип. 1 (16). — С.112—121.

4.Надёжность и эффективность в технике: Справочник: В 10 т./Ред. совет: В. С. Авдуевский (пред.) и др. — М.: Машиностроение, 1988. — (В пер.). Т. 3. Эффективность технических систем/Под общ. ред. В. Ф. Уткина, Ю. В. Крючкова. — 328 с.

5.Методология теории эффективности общекорабельных систем и их математических моделей: отчёт о НИР (промежуточ.) / НЦ ВМС при СВМИ. рук. и исполн. Свешников В. В. — Севастополь, 1996, 99 с.

6.Дружинин В. В., Конторов Д. С. Системотехника. — М.: Радио и связь, 1985.

7.Флейшман Б. С. Основы системологии. — М.: Радио и связь, 1982.

ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ ВНЕДРЕНИЯ НЕКОТОРЫХ ИННОВАЦИЙ В ТОРГОВОМ ФЛОТЕ И ПРОБЛЕМЫ ПРИ ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИИ

Степкова В.В., Кулинич В.Г.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Введение. Как известно, практически каждый год на флоте вводятся нововведения, которые, по мнению иностранных специалистов, должны упростить работу моряков, поднять производительность и уровень безопасности флота, а также свести количество экипажа на судне к минимуму. Исследование проблем в данной области является достаточно актуальным в виду того, что, несмотря на современный уровень автоматизации торгового флота, человеческий фактор остается основной причиной возникновения аварий на море.

Постановка проблемы. На примере сравнительно недавних инноваций необходимо рассмотреть их целесообразность, полезность и значимость.

Основная часть. Согласно последним требованиям по безопасности на судне была установлена система несения вахты, которая якобы должна повысить уровень безопасности на мостике. Вот только так ли это? Для начала рассмотрим, что представляет собой данная система.

Bridge watch alarm system (BWAS) работает следующим образом: на навигационном мостике и крыльях установлено несколько кнопок, подписанных “watch alarm reset”. Если их не нажимать в течение определённого времени (от 3-х до 12-ти минут), то на мостике начнёт срабатывать сигнализация – продолжительный и шумный вой сирены. Если при этом не нажать на кнопку, то через некоторое время сигнализация будет работать уже в каюте капитана. А если не среагирует и капитан, то сигнализация будет гудеть уже по всей надстройке так, что её будут слышать все члены экипажа. Очевидно, что данная система предназначена для того, чтобы предотвратить возможность засыпания офицера на мостике во время несения вахты и тем самым снизить аварийность мирового флота. Вот только действительно ли эта система так эффективна и необходима?

Принято считать, что преимущество BWAS заключается в отмене необходимости периодических проверок капитаном бдительности штурмана, а также возможности сокращения должности впередсмотрящих (которые раньше обязательно должны были стоять на посту как минимум во время несения ночной вахты и снижали риск засыпания вахтенного офицера на мостике). Для доказательства противоположного, рассмотрим следующую ситуацию: допустим, что идут два судна встречными курсами со скоростью около 12 узлов каждое. Дистанция между ними, скажем, 6 кабельтовых. На каждом из судов синхронно заснули вахтенные офицеры, вперёдсмотрящих нет. Так как система сигнализации сработает ровно через три минуты, то несложно рассчитать, что столкновение будет уже неизбежно. Даже если в запасе будет пару минут, то пока на мостик придёт капитан и пока оценка обстановки будет проведена должным образом, то кардинально ситуацию изменить не удастся, как бы этого не хотелось. А если судно будет находиться в районе плавания с плотным траффиком или же большим скоплением рыболовных судов, то вероятность риска значительно увеличится.

Итак, система BWAS не в состоянии выполнять функции впередсмотрящего и неспособна улучшить бдительность вахтенного офицера на посту. Кроме вышеуказанных недостатков, связанное с внедрением данной системы сокращение количества экипажа приведет не только к ухудшению качества несения вахты, но также увеличит нагрузку офицеров связанную с современными требованиями ведения документации (отчеты, формы, чек-листы и т.д.). Остановимся на этом вопросе подробнее.

По логике вещей загруженность вахтенных офицеров должна значительно уменьшиться благодаря современному уровню развития науки и техники. Но этого не происходит, потому что к старым системам отчётов (недельным, месячным и т.д.) добавляются новые, вместо того, чтобы систематизировать всё в одно целое. Как было сказано ранее, у штурманов в наше время довольно немалый объём работы с документами. Из-за этого часть работы приходится делать и во время несения вахты, иначе отдых как таковой будет меньше необходимого, и, как следствие, будет усталость, пониженное внимание и т.д. Очевидно, что работая с документами попутно наблюдая за окружающей обстановкой и раз в три минуты отвлекаясь на то, чтобы нажать кнопку «watch alarm reset» (BWAS) штурман не в состоянии нести вахту качественно и соответствующим образом. Учитывая необходимость концентрации внимания при любой работе, постоянное отвлекание раз в три минуты принёсёт намного больше вреда, чем пользы, т.к. возрастёт вероятность совершения ошибок, будут раздражающие факторы и т.д. Поэтому целесообразность данных инноваций остается под большим сомнением.

С целью упрощения работы штурманов с документами сравнительно недавно на всех судах в обязательном порядке введена программа «Maintstar». С одной стороны, программа довольно удобная и даже полезная: в ней есть расписание работ и проверок всего оборудования на мостике. Когда подходит крайний срок выполнения какой-либо из этих работ, то в списке данная работа выделяется, на неё сразу же обращается внимание и, конечно же, работа делается. Есть даже прилагающиеся краткие инструкции по выполнению заданных работ. И всё бы хорошо, но идентичная документация в бумажном варианте осталась и соответственно часто приходится делать двойную, а иногда и тройную работу. На флоте бытует шутка, что если всё делать по бумагам как положено, то в итоге не будет сделано ничего. Поэтому многие стараются выполнять свои обязанности именно так, чтобы успеть сделать всё, попутно решая, что главное, а что преходящее. Вот только при этом качество работы не должно ухудшаться.

Каким бы совершенным не был механизм – человека он в полной мере не заменит. И постоянные попытки сэкономить путём сокращения численности экипажа ни к чему хорошему не приведут. Вместо этого следовало бы, как минимум, систематизировать справочные материалы для более удобного их пользования.

Довольно часто нововведения торгового флота мало сочетаются с теми технологиями и принципами работы, которые уже на нем есть. Причины этому могут быть самыми разными, например, отдаленное отношение к работе на флоте людей, занимающихся данными вопросами.

Как следствие, на флоте часть работы оказывается ненужной и достаточно громоздкой, что не позволяет выполнять экипажу свои обязанности должным образом и в требуемые сроки.

Выводы. Весь комплекс вводимых инноваций должен быть скоординирован со всем процессом судовождения и согласован с функциями членов экипажа, к которым он имеет непосредственное отношение. При этом работа, выполняемая на судне, должна основываться на четком понимании своих функций, что может являться лишь следствием хорошей подготовки.

ИНДИЦИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС С ПОМОЩЬЮ ВОЛОКОННО-ОПТИЧЕСКИХ СИСТЕМ ИЗМЕРЕНИЙ

Худяков И.В.
ЧПКП «СЕВИД» (Украина)

Ужесточение требований по экологической безопасности и проблемы снижения расхода топлива при эксплуатации двигателей внутреннего сгорания (ДВС) вынуждают внедрять высокотехнологические решения, одним из которых является применение электронных систем управления двигателем. Такие системы позволяют оперативно управлять работой двигателей на основе показаний датчиков, характеризующих текущее состояние ДВС. Индицированием цилиндров двигателей, даем возможность получить действительную индикаторную диаграмму двигателя. Регистрация текущего значения давления, дает разнообразную информацию о качестве работы элементов и систем двигателей, и позволяет анализировать причины неисправностей при их работе. Кроме того, данная информация может быть использована для управления рабочим процессом двигателя.

На протяжении более ста лет ведутся поиски наиболее совершенной и удобной аппаратуры для регистрации внутрицилиндровых рабочих процессов. Ниже приведены основные требования к первичным преобразователям [1, 2]:

1. Необходимая (определяемая целями исследования) точность.
2. Стабильность характеристик.
3. Надежность работы и удобство эксплуатации (простота конструкции).
4. Возможность дистанционного измерения.
5. Достаточно продолжительный ресурс работы.
6. Приемлемые габариты.
7. Сравнительная дешевизна.

В связи с развитием микропроцессорных технологий процесс обработки информации и выработки управляющих сигналов упростился и не требует установки сложной и дорогостоящей аппаратуры. Однако открытым остается вопрос использования достаточно не дорогих индикаторных датчиков способных сохранять свои рабочие характеристики на протяжении всего срока эксплуатации [3].

В настоящее время на рынке измерительных систем и датчиков доминирующее положение продолжают занимать электронные измерительные технологии. Они предполагают преобразование измеряемого параметра в электрический сигнал и последующую его обработку. Широкое применение здесь получили тензометрические, индуктивные, емкостные и пьезоэлектрические преобразователи. Все они имеют достаточно хорошо разработанную теоретическую базу. Такие системы измерения не могут долго использоваться для индицирования рабочего процесса ДВС, т.к. их чувствительные элементы непосредственно соприкасаются с рабочим телом находящимся внутри цилиндра двигателя, и соответственно подвергаются ряду физических и химических воздействий (коррозия, эрозия, высокая температура, высокое давление и т.д.).

Альтернативой подобному подходу является использование волоконно-оптических систем измерения [3]. Где измеряемый параметр преобразуется в оптический сигнал, а затем в электрический. Такие датчики обладают высокой стабильностью, помехоустойчивостью, высокой амплитудой сигнала, что в свою очередь позволяет не применять усилители сигнала. Оптоволоконные датчики подразделяются на: фазовые, со спектральным кодированием; амплитудные; туннельные и поляризационные. На наш взгляд, для решения задачи получения информации о протекании рабочего процесса в течении достаточно длительного времени более всего подходят амплитудные оптоволоконные датчики, в которых измеряемый параметр модулирует интенсивность

отраженной световой волны [4, 5]. Одна из простейших конструкций амплитудного датчика является схема, где перемещение диафрагмы моделирует интенсивность отраженной световой волны. Такой датчик был разработан в лаборатории ДВС Херсонского факультета ХНАДУ [4]. Исследование характеристик показало, что датчики данного типа обладают: большой амплитудой выходного сигнала; отсутствием необходимости значительного усиления; возможностью статической тарировки; простотой конструкции; отсутствием прямого контакта между диафрагмой и чувствительным элементом, а так же ряд других преимуществ. Это дает основания предполагать, что оптические датчики амплитудного типа могут успешно использоваться в системах управления двигателем и измерительных комплексах для индицирования рабочих процессов ДВС с целью получения информации необходимой для выработки управляющих сигналов и диагностики технического состояния.

Выводы:

1. На сегодняшний день управление рабочими процессами ДВС осуществляется на основании данных, полученных косвенным путем.
2. Возможность получения индикаторной диаграммы ДВС для управления его рабочим процессом представляет большой интерес, так как позволяет вырабатывать управляющие сигналы на основе наиболее объективной информации о режиме работы двигателя. Данная информация, так же может быть использована для текущей диагностики технического состояния ДВС.
3. Оптоволоконные датчики обладают такими качествами как: достаточная чувствительность, быстродействие и стабильность, что позволяет их использовать не только для индицирования рабочих процессов ДВС, но и в системах управления двигателем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Розенблит Г.Б., Виленский П.И., Горелик Я.И. Датчики с проволочными преобразователями для исследования двигателей внутреннего сгорания. М.: «Машиностроение» – 1966. – С. 30-38.
2. Испытание двигателей внутреннего сгорания. / Стефановский Б.С., Доколин Ю.М., Сорокин В.П. и др. – М.; Машиностроение, 1972. – 357 с.
3. Соколов А. Н., Яцеев В. А. Волоконно-оптические датчики и системы: принципы построения, возможности и перспективы. – LIGHTWAVE Russian Edition №4 2006. – С. 42-44.
4. Опыт создания оптоволоконных датчиков для индиционирования рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. /Белоусов Е.В., Савчук В.П., Штанько А.Д./. Сборник научных трудов по материалам международной конференции «Двигатель 2007». Посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э.Баумана – М.; изд. МГТУ им. Н.Э.Баумана – 2007.- с. 131-135.
5. Опыт создания оптоволоконных датчиков для индицирования рабочего процесса двигателей. /Белоусов Е.В., Савчук В.П., Штанько А.Д./. Грузовик &: Строительно-дорожные машины, автобус, троллейбус, трамвай. М.: «Машиностроение», №12. – 2007

Секція 2

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

ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ГАЗОПОДІБНИХ ПАЛИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ В СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВКАХ

Агєєв М.С.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. Суднові енергетичні установки (СЕУ) різних типів (крім ядерних), поряд з двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ), є одними з основних споживачів палив нафтового походження, запаси яких в окремих регіонах світу досить обмежені і вичерпуються досить швидко. За прогнозами західних фахівців, запасів нафти, з урахуванням її запасів на Близькому Сході, вистачить на 50…60 років. Слід зазначити, що вартість видобутку і переробки нафти безперервно підвищується. Різко загострюються проблеми, пов'язані з екологією, які набувають все більшого значення, виходячи на перше місце. Компенсувати очікуваний дефіцит моторних палив вдасться головним чином за рахунок використання альтернативних видів палива, і в першу газу, що на 90 % складається з метану. Вважається, що природних ресурсів цього пального вистачить більш ніж на 100 років.

Відповідно до вимог міжнародних стандартів відбувається планомірне посилення вимог до змісту оксидів сірки, азоту та вуглецю, а також твердих частинок у викидах морських суден. Зокрема, система міжнародних стандартів встановлює, що для суден, побудованих після 1 січня 2011, повинно бути забезпечено зниження викидів окислів азоту на 20 % по відношенню до рівня 2000 р., а для суден, побудованих після 1 січня 2016 р., – на 80 %. При цьому найбільш жорсткі вимоги встановлюються для районів контролю викидів (Emission Control Areas – ECA), до числа яких належать Балтійське і Північне моря, води США і Канади, Карибське море, Середземне море, узбережжя Японії, та ін.. У цих районах нові екологічні вимоги поетапно вводяться в дію в першу чергу. Для України та Росії перехід на нові екологічні стандарти має особливу важливість, тому, що маршрути основної частини її морських вантажоперевезень проходять через райони контролю викидів, зокрема через Азовське та Чорне море.

Актуальність дослідження. До числа найважливіших якостей природного газу, що роблять його привабливим для суднової енергетики і дозволяють створювати ефективні двигуни з низьким вмістом шкідливих викидів, відноситься перш за все висока екологічність. У газових видів палива співвідношення водень/вуглець становить 2,5…4,0, а молекули хімічно стійкі і прості за будовою. Це забезпечує високоякісне протікання процесу згоряння палива, роботу двигуна без детонацій і більш високу екологічну чистоту продуктів згорання (чим вище відношення водень/вуглець в паливі, тим менше CO_2 утворюється в продуктах згорання).

Переваги газового палива з енергетичними властивостями по відношенню до палива на основі нафти визначаються вищим октановим числом, питомою теплотою згоряння, відношенням (кількістю повітря, необхідного для повного згоряння, палива) і більш низькою теплотою згоряння суміші. За питомими витратами праці, капіталовкладенням та споживчої вартості газ значно економніше вугілля і нафтового палива. Величезне значення має також зручність використання газу: немає необхідності в пристроях для попередньої підготовки і подачі, які потрібні при використанні твердих і рідких палив, регулювання подачі газу нескладно, газ легко змішується з повітрям і іншими газами.

Результати дослідження. Застосування газового палива дозволяє істотно скоротити кількість шкідливих викидів у порівнянні з паливом на основі нафти – повністю виключити викиди сірки, кардинально (на 90 %) знизити викиди оксидів азоту (NO_x) і істотно (на 30 %) знизити викидів діоксиду вуглецю (CO_2) і твердих частинок. Одним з найбільш перспективних шляхів скорочення витрат дизельного палива, зниження

шкідливих викидів при одночасному виконанні завдання по збільшенню моторесурсу двигунів і широкого застосування газу є переведення СЕУ на газове паливо[3].

Істотним недоліком газових палив в порівнянні з рідкими є необхідність створення більш складної інфраструктури, що забезпечує постачання споживачів. Причиною цього є низька щільність газів в нормальному стані, яка приблизно в тисячу разів менше щільності рідких палив. З цього випливає, що двигуни, що використовують газ, необхідно розташовувати безпосередньо поблизу місць його видобутку або в місцях, куди він доставляється в ході транспортування до інших споживачів. До цієї ж групи можна віднести газові двигуни, що встановлюються на суднах, що перевозять природний газ у криогенному стані (танкери-метановози). При зберіганні і перевезенні газ частково випаровується (0,2…0,3 % на добу від перевезеного обсягу), що при вантажопідйомності в десятки і сотні тисяч тонн становить досить значні кількості. Енергетично і економічно доцільно використовувати це паливо у суднових енергоустановках. Однією з проблем при цьому є узгодження кількості газу, що випаровується з потребою двигунів в паливі. Саме тому в таких установках доцільно використовувати газодизеля, що допускають широке варіювання співвідношень між газовим і дизельним паливом – від роботи в дизельному режимі в порожньому рейсі до подачі рідкого палива у кількості, мінімально необхідній для здійснення газодизельного процесу. З початку 1960 р., спеціалісти дозволяють застосування газу, що випаровується для живлення суднових двигунів газовозів [4].

Для малорозмірних СЕУ переважніше скраплений газ, порівняно висока щільність якого, в поєднанні з помірними значеннями тиску в балонах, зумовила досить широке їх застосування на транспорті. Наприклад, експериментальні судові установки, що працювали на зрідженому газі, були створені в Каспійському пароплавстві ще в 1960 р. В наш час скраплений газ досить широко використовується на залізничному і автомобільному транспорті. Цьому сприяє поширеність зріджених газів як палива для побутових потреб. Однак деякі особливі властивості цих газів змушують з обережністю ставитися до їх застосування на транспорті. У першу чергу велика вибухонебезпечність навіть дуже бідних їх сумішей з повітрям (при вмісті газу близько 2,0…2,5 %). Ці гази токсичні, а їх висока щільність може призвести до утворення і накопичення небезпечних сумішей, особливо там, де газ у разі витоку може потрапляти в замкнуті об'єми [3, 6].

Незважаючи на ці недоліки зріджених газів, більша доступність і менша вартість природного газу, що містить в основному метан, визначає зростаючий інтерес до нього. Удвічі менша, ніж у повітря щільність і високий коефіцієнт дифузії забезпечують легке видалення метану з приміщень навіть при природній вентиляції. Нижня межа його вибухонебезпечної концентрації в повітрі вдвічі вище, ніж у пропан-бутану. Однак критична температура метану становить -82 °С. Це означає, що такий газ при нормальних значеннях температури навколишнього середовища не може бути переведений в рідку фазу, тому він може зберігатися в стислому вигляді, в балонах під високим тиском або в кріогенних ємностях в зрідженому вигляді. Порівняння цих двох способів зберігання представлено в табл. 1.

Як видно з табл. 1, при зберіганні стисненого газу в сталевих балонах питомі показники ємності зберігання поступаються відповідним даними для рідкого палива в 6…8 разів за масою і в 4…7 разів за обсягом. Перехід на більш міцні матеріали значно покращує показники по масі, але не впливає на обсяг.

Виділення додаткових обсягів для зберігання палива викликає в основному проблеми з компонуванням транспортного засобу і часто вирішується досить просто шляхом розміщення балонів на дахах або під днищем наземних транспортних засобів або на палубах суден. Використання природного газу в якості моторного палива на річкових суднах дозволяє вирішити ряд проблем, обумовлених його фізико-хімічними властивостями. Основним компонентом природного газу є метан з щільністю 0,717 кг/м^3 при нормальних умовах, що в 1200 разів нижче, ніж у дизельного палива. При цьому

нижча питома теплота згоряння природного газу (у середньому 48 МДж/кг) лише трохи перевищує теплоту згоряння дизельного палива (42,7 МДж/кг) і, таким чином, вирішується ще одна проблема - раціональне розміщення на суднах необхідних запасів газового палива. Збільшення маси запасу палива, необхідної для забезпечення певного пробігу, збільшує час між заправками паливом, але знижує вантажопідйомність, збільшуючи тим самим витрати палива на одиницю продуктивності транспорту. Саме цим показником приділяється найбільша увага. Рішення проблеми йде за двома напрямками – зниження маси балонів і розвиток схем зберігання зрідженого газу в кріогенних ємностях[4].

Таблиця 1. Порівняння способів зберігання палив

Спосіб зберігання	Тиск, МПа	Питома теплота запасу палива		Енерговитрати, % теплотворної здібності
		об'ємна, кДж / л	масова, кДж / кг	
Стиснений газ, балони з вуглецевої сталі	20…25	900…1100	3 500	1,8
	32…40	1400…1700	3 500	1,9
Стиснений газ, балони з легованої сталі	20…25	900…1100	5 000	1,8
	32…40	1400…1700	5 000	1,9
Стиснений газ, металопластикові та пластикові балони	20…35	1500…2000	7000… 10 000	1,8…1,9
Зріджений газ (+111 К)	0,1	2 500	14 000	5,0
Рідке паливо	0,1	7 000	30 000	0,8

У першому напрямку є певні успіхи, пов'язані з використанням полегшених матеріалів. Так, фірмою Diehl розроблена багатошарова конструкція, що включає внутрішню алюмінієву втулку і чергуються шари кільцевої та гвинтової пластикової обмотки. На цій технологічній основі створено сімейство балонів ємністю від 4 до 150 л, розрахованих на робочий тиск 200 або 300 бар. Відношення маси балона до його ємкості становить близько 0,6 кг/л. У конструкції фірми Mannesman внутрішня частина балона виконана з високолегованої сталі, а зовнішня являє собою обмотку з волокнистого матеріалу, питома міцність якого в 10 разів вище, ніж у сталі. Робочий тиск тут також становить 200 або 300 бар, об'єм від 60 до 165 л, а маса від 46 до 110 кг, тобто питоме значення також становить від 0,6 до 0,8 кг/л. Фірма Brunswick пропонує повністю пластиковий варіант, виконаний з трьох шарів матеріалів, що мають різні властивості. За даними виробника, маса таких балонів при рівних значеннях об'єму і тиску газу, що зберігається, в 1,5 рази менше, ніж у ємностей з армованого алюмінію, в 2 рази порівняно з поперечно з армованої сталі і майже в 4 рази – стосовно суцільно сталевих конструкцій. Проблеми безпечного зберігання зрідженого природного газу в кріогенних ємностях на суднах різного призначення і застосування природного газу в суднових енергоустановках дозволені, зокрема, в Норвегії. Незважаючи на очевидну перевагу щодо пониження токсичності відпрацьованих газів енергетичних установок і вигоду від споживання ними природного газу, застосування газу на суднах водного транспорту не знайшло широкого розповсюдження [5]. Основна причина – невирішені питання безпечної бункерування зрідженого природного газу та безпечного застосування природного газу в енергетичних установках.

Типи СЕУ для застосування газових палив двигуни установки (ПТУ). Найбільш просто організувати спалювання газового палива в суднових котлах ПТУ. Переваги ПТУ

при роботі на газі: практично необмежена агрегатна потужність установки, яка може бути використана для роботи на гвинт безпосередньо; двухпаливність і нечутливість до якості палива, як газового, так та рідкого. Небезпека, властива всім ПТУ, незалежно від використовуваного палива – наявність високонавантажених трубопроводів пари високого тиску, можливість утворення газоповітряної суміші вибухонебезпечної концентрації при витоку газу в топці непрацюючого котла, газоходах і повітроводах.

Газотурбінні установки (ГТУ). В кінці 2010 р. суднобудівна компанія Incat (Австралія) отримала контракт на будівництво першого в світі високошвидкісного порома-катамарана, розрахованого на 1 000 пасажирів і 153 автомобіля, що використовує в якості палива зріджений природний газ. У кожному корпусі катамарана передбачена газова турбіна компанії General Electric GE Energy LM2500, яка буде служити приводом для водометного рушія Wartsila LJX 1720. У даному варіанті турбіна буде модифікована таким чином, щоб забезпечувалася можливість використовувати або природний газ, або нафтове паливо[1,5].

Двигуни внутрішнього згоряння. Спосіб організації робочого процесу в ДВЗ, призначеного для роботи на природному газі, впливає на токсичність відпрацьованих газів, вибір способу утворення газоповітряної суміші (конвертація) впливає на конструкцію двигуна і пов'язаний з його вартістю.

Фірма Energy Conversion вказує на те, що дизель може працювати в двохпаливному режимі, на якому використовується природний газ з незначною кількістю дизельного палива в якості запального. Проблема можливої детонації, що обмежує можливість стиснення газоповітряної суміші в циліндрі, вирішується шляхом використання збідненого газоповітряної суміші – чим бідніша газоповітряна суміш, тим більше стиснення допустимо в циліндрі.

Фірма Rolls-Royce пропонує двигуни внутрішнього згоряння, що працюють за циклом Отто на «бідній» суміші з зовнішнім джерелом займання. Це дозволяє значно збільшити циліндричну потужність двигуна при високих значеннях економічності. Після того як дизелебудівний фірми організували виробництво двопаливних ДВС, що працюють на природному газі по циклу Дизеля з запалюванням палива в циліндрі від стиснення, цей тип двигуна став отримувати все більше поширення на суднах-газовозах, а потім – і на суднах інших типів, що використовують газ як паливо. Істотною перевагою газодизельного циклу є те, що потужність джерела запалювання в ньому значно більше, ніж у двигуні з іскровим запалюванням, крім того, робоча суміш підпалюється не в одній точці у холодній стінки, а в центрі заряду. Завдяки цьому однією з важливих особливостей газодизельного процесу є можливість надійної роботи двигуна на збідненої робочої суміші. При такому способі зберігається можливість швидкого переходу з газового палива на дизельного і назад. У швидкохідних дизельних двигунів витрата рідкого палива, використовуючи для займання та повного згоряння газоповітряної суміші, становить 10…20 % кількістю, що витрачається при звичайному дизельному процесі. У середньо і мало оборотних двигунах потрібно лише 5-8% дизельного палива для займання. В даний час вже є дослідні моделі двигунів, які використовують 1 % пілотного палива. Саме такий спосіб займання реалізований фірмою Wartsila в двохпаливному двигуні 20DF. Газодизельний процес при внутрішньому сумішоутворення з безпосереднім уприскуванням газу в циліндр реалізований фірмою MAN в двигуні L51/60DF. У конструкції двигуна L51/60DF передбачений впорскування в циліндр газового палива та рідкого дизельного палива, при мінімально необхідній кількості рідкого палива запалювання (пілотного) зменшено до 1 % від загального споживання. Крім економії рідкого палива зменшення пілотного палива дуже важливо для зменшення викидів NO_x. Так, при роботі на газовому паливі двигун L51/60DF виділяє всього 1,5 г/(кВт·год) NO_x, що повністю відповідає міжнародним вимогам для особливих районів контролю викидів NO_x. Аналогічний показник для двигунів з 6 % пілотного палива складає 14 г/(кВт·год) NO_x.

Висновок. Економічні та екологічні переваги газового палива очевидні, однак при його використанні на звичайних судах виникають небезпеки, пов'язані з його зберіганням і використанням, що мали місце раніше тільки на судах-газовозах. Внаслідок цього при розробці нормативних документів українського морського регістра судноплавства по використанню такого палива необхідно враховувати досвід і статистику аварій на газовозах. При цьому, безумовно, необхідно враховувати особливості енергетичних установок і способи розміщення палива на таких суднах, але хоча обсяг паливних танків СПГ значно менше обсягу вантажних танків газовозів, можна припустити, що всі основні небезпеки збережуться[2, 6].

ЛІТЕРАТУРА

1.Галышев Ю. В., Магидович Л. Е., Новичков М. Ю. Принципы анализа рабочих процессов газовых двигателей // Двигателестроение. – 2008. – № 2. – Прил. 1. Материалы конгресса двигателестроителей. – СПб., 2008. – С. 23.

2. Єпіфанов В. С. Застосування природного газу в суднових енергетичних установках / / Річковий транспорт. - 2008. - № 4. - С. 77-84.

3. Конаков Г.А., Васил’єв Б.В. Судові енергетичні установки та технічна експлуатація. –М: Транспорт, 1980- 118 с.

4. Лебедев О.Н., Калашников С.А. Посібник "Судовые энергетические установки и их эксплуатация",. –М: "Транспорт", 1997г. 335 с.

5. Лиханов В. А. Природний газ як моторне паливо для тракторних дизелів. - Кіров: ГИПП «Вятка», 2002. - 277 с.

6. Слижевский Н. Б. Энциклопедия судов [Текст]: энциклопедия / - Николаев: НУК, 2005. - 172 с.

ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ КОНДЕНСАЦІЇ ПАРИ В ДИМОВИХ ГАЗАХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Акімов О.В.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Використання теплоти парогазових викидів є одним з резервів економії палива як у стаціонарній так і у судновій енергетиці. У результаті охолодження гарячих газів, які утворюються у процесі згоряння органічних палив, до точки роси відбувається конденсація водяної пари, що в них міститься. З огляду на те, що конденсована вода через наявність у ній кислотоутворюючих речовин, які входять до складу димових газів, спричиняє виникнення корозії. Під час експлуатації традиційної опалювальної техніки (наприклад, сучасних низькотемпературних котлів) вживаються конструктивні заходи з метою запобігання виникненню та ефективного відведення конденсату. Під час процесу конденсації вивільняється прихована теплота, яку раніше не враховували при здійсненні розрахунків ККД (основним критерієм при визначенні ККД є явна теплота, значення якої залежить від типу палива). Утилізація прихованої теплоти конденсату дозволила досягти майже стовідсоткового значення ККД.

При спалюванні сірчистих палив утворюються пари сірчаної кислоти, яка конденсується на поверхнях нагріву з температурою нижче 120…130 °С. Тому в цьому випадку можливе використання теплоти конденсації та розчинення сірчаної кислоти. Але поки це широко не використовується у зв'язку з інтенсифікацією процесу корозії.

При застосуванні опалювальних технологій при спалюванні не сірчистих палив, в основу яких покладено принцип використання вищої теплоти згоряння, для охолодження гарячих газів використовують зворотний потік холодної води в системах водяного опалення. Утворювана при цьому водяна пара надходить у спеціальну частину опалювального котла, що виготовлена з антикорозійного матеріалу, де перетворюється на конденсат. Таким чином вдається запобігти пошкодженню опалювального котла корозійноактивними складовими конденсату. Однак якщо не врахувати при цьому певні фактори, відведення конденсату може спричинитися до виникнення певних проблем.

Кількість конденсату, що утворюється під час роботи опалювального котла, переважно залежить від складу використовуваного палива. Нині в галузі виробництва теплової енергії переважають такі енергоносії, як газ і рідке паливо. При оцінюванні палива враховується явна теплота (H_i) та явна й прихована теплота разом або вища теплота згоряння (H_s). На підставі цих характеристик виявляється, що можлива прихована теплота конденсації водяної пари в газах становить близько 11 %, що майже вдвічі більше від значення прихованої теплоти конденсації димових газів при спалюванні рідкого дизельного палива, яке становить близько 6 %, а при спалюванні воднопаливної емульсії (ВПЕ) на основі дизельного палива і мазуту з вмістом води W^r = 30% - на рівні 8…9 % (рис. 1).

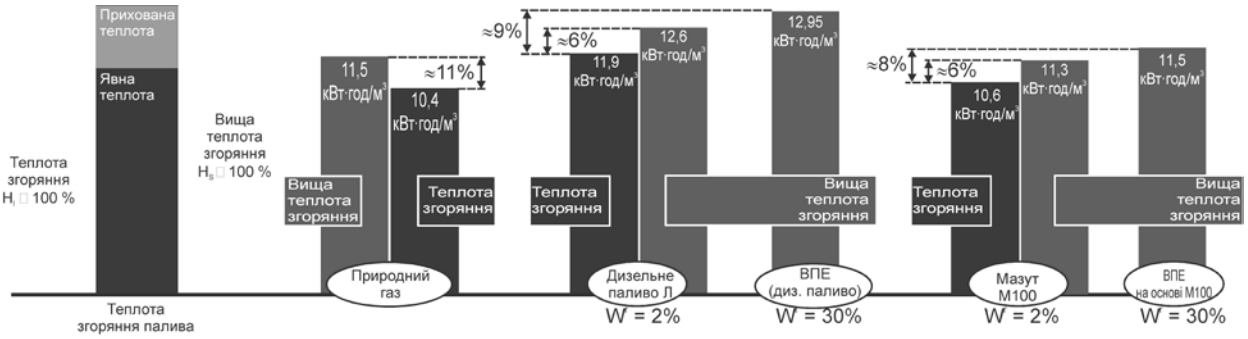


Рисунок 1. Порівняння теплоти згоряння різних видів палив

Спираючись на дані теплоти згоряння, можна припустити, що рівень використання газу як палива (враховуючи теплову енергію конденсації) становить близько 111 %, рідкого дизельного палива та мазуту – близько 106%, ВПЕ з вмістом води до 30% на основі дизельного палива – близько 109 % та ВПЕ з вмістом води 30% на основі мазуту – близько 108 %.

Така ж залежність існує між кількістю конденсату, що утворюється при спалюванні газу, та, відповідно, кількістю конденсату, утворюваного в результаті згоряння рідкого палива. За умови, що теплота конденсації дорівнює 627,2 Вт·год/кг, кількість конденсату теоретично становить 0,153 кг/(кВт·год) для газу, 0,089 кг/(кВт·год) для рідкого дизельного палива, 0,129 кг/(кВт·год) для ВПЕ з вмістом води 30 % на основі дизельного палива, 0,093 кг/(кВт·год) для мазуту та 0,121 кг/(кВт·год) для ВПЕ з вмістом води 30 % на основі мазуту (рис. 2).

Теплота випаровування / конденсації води $r \approx 627{,}2$ Вт·год/кг

Газ		**Кількість конденсованої води:**
Вища теплота згоряння	$H_S = 11{,}5$ кВт/м³	$\dot{m}_K = \frac{H_S - H_I}{H_S - r} \approx 0{,}153 \frac{кг}{кВт}$
Теплота згоряння	$H_I = 10{,}4$ кВт/м³	
Дизельне паливо		**Кількість конденсованої води:**
Вища теплота згоряння ($W^r = 2\%$)	$H_S = 12{,}6$ кВт/м³	при $W^r = 2\%$ $\dot{m}_K = \frac{H_S - H_I}{H_S - r} \approx 0{,}089 \frac{кг}{кВт}$
Вища теплота згоряння ($W^r = 30\%$)	$H_S = 12{,}95$ кВт/м³	
Теплота згоряння	$H_I = 11{,}9$ кВт/м³	при $W^r = 30\%$ $\dot{m}_K \approx 0{,}129 \frac{кг}{кВт}$
Мазут		**Кількість конденсованої води:**
Вища теплота згоряння ($W^r = 2\%$)	$H_S = 11{,}46$ кВт/м³	при $W^r = 2\%$ $\dot{m}_K = \frac{H_S - H_I}{H_S - r} \approx 0{,}093 \frac{кг}{кВт}$
Вища теплота згоряння ($W^r = 30\%$)	$H_S = 11{,}25$ кВт/м³	
Теплота згоряння	$H_I = 10{,}59$ кВт/м³	при $W^r = 30\%$ $\dot{m}_K \approx 0{,}121 \frac{кг}{кВт}$

Рисунок 2. Теоретичні розрахунки кількості конденсату при повній конденсації

Але практично кількість утворюваного конденсату є дещо іншою. Це пов'язане, по-перше, з кількістю й рівнем вологості повітря, що використовується у процесі спалювання, а по-друге, з температурою поверхні нагріву. Чим нижчою є остання, тим більше теплоти виділяється з опалювальних газів і, відповідно, тим більшою є кількість утворюваного конденсату. Фактором, що впливає на кількість конденсату, у цьому випадку є рівень завантаження, тобто відношення між тепловою потужністю й продуктивною площею теплообмінника опалювального котла при температурі поверхні нижче температури точки роси. Головною причиною утворення конденсату є температура зворотного потоку на вході в водогрійний котел, нижча від точки роси. При використанні для опалення газу температура точки роси (ТТР) дорівнює 55°С, а при використанні рідкого палива - близько 47 °С. Ця різниця обумовлена тим, що рідке паливо містить меншу кількість водню і незначну кількість вологи. При спалюванні ВПЕ з $W^r = 30$ % ТТР водяної пари становить близько 5 3°С.

Властивості конденсату залежать у першу чергу від складу палива та способу його спалювання. У процесі горіння відбувається сполучення вуглецю й водню, які містяться в паливі, з киснем, що входить до складу повітря, в результаті чого утворюється діоксид вуглецю та вода і вивільняється теплота. При цьому в димових газах накопичується водяна пара. Під час процесу конденсації з димових газів разом з вологою виділяються й

інші речовини, які мають властивість викликати кислотну реакцію. Мірою кислотності, основності або нейтральності рідини є величина pH. Значення pH нейтральних рідин (наприклад, води) дорівнює 7. Речовини з нижчим рівнем pH є кислотами, а з вищим - лугами. Різниця величини pH, що становить одну одиницю, відповідає зміні градуса міцності кислоти на коефіцієнт, що дорівнює 10. Рідини із зростаючою концентрацією кислоти і величиною pH, що зменшується, реагують набагато агресивніше. Особливо негативно кислоти можуть впливати на неблагородні метали, розчиняючи їх із виділенням водню, а також розкладати інші речовини. Тому при відведенні конденсату важливим завданням є досягнення мінімальної концентрації кислоти в ньому і, відповідно, високого рівня pH. Значення pH конденсату, що утворюється в опалювальному котлі, наближено дорівнює 1,8…3,8 при опалюванні рідким паливом і 3,8…5,3 при опалюванні газом (рис. 3).

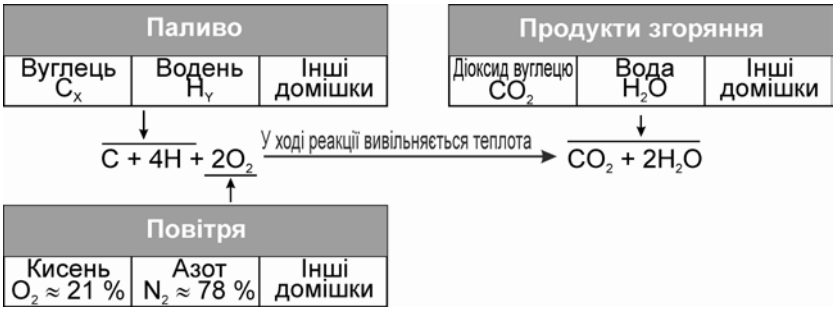


Рисунок 3. Ідеальне рівняння згоряння

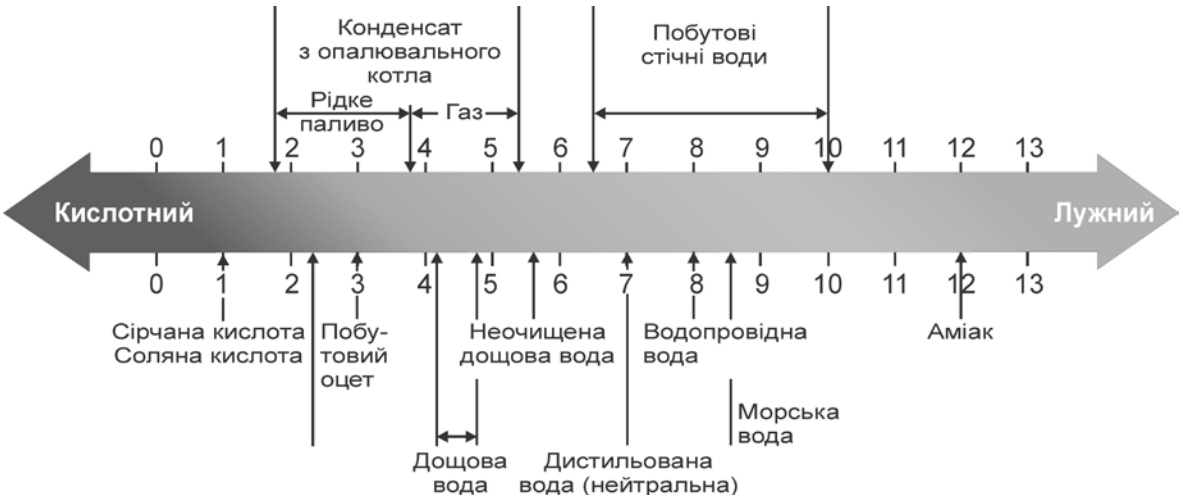


Рисунок 3. Значення pH для різних розчинів

З рис. 3 видно, що нейтральне середовище відповідає pH = 7; речовини з вищим рівнем pH характеризуються як лужні, а речовини з нижчим - як кислотні. Діоксид вуглецю, що утворюється при горінні безсірчистого палива, потрапляючи в конденсат, сприяє утворенню в ньому вугільної кислоти. Зважаючи на умови роботи опалювального обладнання, значення pH вугільної кислоти не буває нижчим від 4,3. Нижчі значення pH можуть бути зумовлені наявністю в конденсаті інших, сильніших кислот (наприклад, азотної кислоти, що утворюється з оксиду азоту, який утворюється в процесі горіння).

Оскільки реакція утворення оксиду азоту тісно пов'язана з умовами горіння, її протікання та наслідки цілком можливо коригувати. Завдяки застосуванню низькотемпературного режиму спалювання й оптимально підібраному співвідношенню між паливом і повітрям можна скоротити кількість утвореного оксиду азоту, а значить, і азотної кислоти до мінімуму. Сірчана та сірчиста кислоти також можуть спричиняти

зниження рівня pH. Наявність цих кислот зумовлюється вмістом сірки у паливі. Запобігти їх утворенню можна, лише застосовуючи паливні матеріали, бідні на сірку. Оскільки в рідкому паливі вміст сірки набагато вищий, ніж у газі, то проблема утворення сірчаної кислоти є актуальною перш за все при опалюванні рідким паливом. Ця властивість рідкого палива разом з нижчою (порівняно з газом) величиною прихованої теплоти конденсації і нижчим значенням точки роси є головною причиною невисокої популярності опалювальної техніки, що працює з використанням рідкого палива. Тому спалювання ВПЕ дозволить виправити ситуацію для спалюваня рідкого палива (у зв'язку зі збільшенням кількості водяної пари у димових газах).

Як відомо, через їдкі властивості кислот метали, що вступають з ними в контакт, піддаються зношуванню. До складу конденсату крім кислот можуть входити й інші речовини, такі як залізо, хром, алюміній, нікель, мідь, цинк. Вміст металів у конденсаті залежить переважно від міцності кислоти та структури металів. Тому кваліфікований підбір матеріалів є необхідною умовою їх ефективного використання з мінімальним зношуванням. Це стосується не лише матеріалів, із яких виготовляють опалювальні котли, але й тих, що використовуються у виробництві установок для відведення димових газів та конденсату. Особливо застосування міді й латуні в установках для відведення конденсату часто призводить до підвищення рівня концентрації кислот та металів у ньому.

ЛІТЕРАТУРА

1. Шпренгер Ф. Безпечне відведення конденсату [Текст] / Ф. Шпренгер. – Монтаж+Технологія (журнал для фахівців будівельно-монтажного комплексу). – 2002. – №1. – с.38-43.

2. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) [Текст] : изд. 3-е, переработанное и дополненное. – СПб. : Изд-во НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с. с ил.

3. Капишников А. П. Определение коэффициента тепломассопередачи конденсационного экономайзера [Текст] / А.П. Капишников. — Промышленная энергетика. – 1999. - №8.

4. Смольский Б.М. Использование тепла низкотемпературных парогазовых теплоносителей при помощи пластинчатых теплообменников [Текст] / Б.М. Смольский. - Минск: ИТМО АН БССР, 1981 (Препринт/АН БССР, ИТМО игл. А.В.Лыкова, № 14, 1981). - 36 с

5. Смольский Б.М. Использование теплоты отработанного агента сушки установок термического обезвоживания материалов пищевой промышленности [Текст] / Б.М. Смольский. - Доклад на научно-технической конференции Моск. технолог. ин-та пищевой пром-сти. - М.: МЭИ. - 1982. – с.154-165.

6. Смольская Э.Б. Турбулизаторы как способ борьбы с обледенением теплообменников-утилизаторов [Текст] / Э.Б. Смольская, В.С. Змушко В.С. - Минск: ИТМО им. А.В. Лыкова АН БССР. - 1981. – 215 с.

ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДІВ ТЕОРІЇ АВТОМАТИЗОВАНОГО УПРАВЛІННЯ ДЛЯ ПРОГНОЗУВАННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЕПОКСИКОМПОЗИТІВ

Бадищук В.І., Чихіра І.В., Голотенко О.С.
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Раціональний підбір наповнювача, який використовується в композитних матеріалах з прогнозованими властивостями є актуальним на сьогоднішній день. Тому визначення ступеня зшивання матеріалу при вмісті різних типів наповнювачів, зокрема оксиду хрому можна підтвердити відсотковим вмістом гель-фракції даного матеріалу [1]. У зв'язку з цим, цікавим і перспективним з наукової і практичної точки зору є нові методи визначення фізико-механічних властивостей матеріалу математичним методом. У роботі ступінь зшивання або густина, визначали кількістю фізичних та хімічних зв'язків між макромолекулами полімеру і дисперсними частками[2]. Проведеними дослідженнями підтверджено, що густину просторової сітки – гель-фракцію, яку оцінювали за результатами експерименту, можна регулювати відсотковим вмістом наповнювача та його природою.

З використанням програми MathCAD вводили дискретні дані вмісту дисперсних часток оксиду хрому (42 мкм) у матриці. Внаслідок проведених вимірювань встановлено відхилення N1 вмісту гель-фракції gg у композиті від вмісту її у ненаповненій матриці.

Для проміжних точок значень вмісту наповнювача виникає необхідність обчислення її вмісту для кращого прогнозування властивостей композиту. Для цього використано методи теорії автоматичного управління, формуючи маску *h* дискретної функції відклику та матрицю оберненого переходу *H*.

Лістинг 1. Формування маски *h* одиничного відклику та матриці передаточної функції для даного експерименту *H*.

$$q := \begin{pmatrix} 0 \\ 20 \\ 40 \\ 60 \\ 80 \\ 100 \\ 120 \end{pmatrix} \qquad N1 := \begin{pmatrix} 7.2 \\ 5.3 \\ 5.0 \\ 6.0 \\ 5.9 \\ 6.3 \\ 4.8 \end{pmatrix} \qquad gg := \begin{pmatrix} 0 \\ 2.53 \\ 2.52 \\ 3.79 \\ 5.24 \\ 5.53 \\ 3.31 \end{pmatrix}$$

$$E1 := gg + 95.12 \qquad f_{0,j} := E1_j \qquad f_{1,j} := \begin{cases} 0 & \text{if } j = 0 \\ E1_{j-1} & \text{otherwise} \end{cases} \qquad f_{2,j} := \begin{cases} 0 & \text{if } j = 0 \vee j = 1 \\ E1_{j-2} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$f_{3,j} := \begin{cases} 0 & \text{if } j = 0 \vee j = 1 \vee j = 2 \\ E1_{j-3} & \text{otherwise} \end{cases} \qquad f_{4,j} := \begin{cases} 0 & \text{if } j = 0 \vee j = 1 \vee j = 2 \vee j = 3 \\ E1_{j-4} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$f_{5,j} := \begin{cases} 0 & \text{if } j = 0 \vee j = 1 \vee j = 2 \vee j = 3 \vee j = 4 \\ E1_{j-5} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$f_{6,j} := \begin{cases} 0 & \text{if } j = 0 \vee j = 1 \vee j = 2 \vee j = 3 \vee j = 4 \vee j = 5 \\ E1_{j-6} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$s1 := f^{T} \qquad h1 := s1^{-1} \cdot N1$$

$$f_{0,j} := h1_j \qquad f_{1,j} := \begin{cases} 0 & \text{if } j = 0 \\ h1_{j-1} & \text{otherwise} \end{cases} \qquad f_{2,j} := \begin{cases} 0 & \text{if } j = 0 \vee j = 1 \\ h1_{j-2} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$f_{3,j} := \begin{cases} 0 & \text{if } j = 0 \vee j = 1 \vee j = 2 \\ h1_{j-3} & \text{otherwise} \end{cases} \qquad f_{4,j} := \begin{cases} 0 & \text{if } j = 0 \vee j = 1 \vee j = 2 \vee j = 3 \\ h1_{j-4} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$f_{5,j} := \begin{cases} 0 & \text{if } j = 0 \vee j = 1 \vee j = 2 \vee j = 3 \vee j = 4 \\ h1_{j-5} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$f_{6,j} := \begin{cases} 0 & \text{if } j = 0 \vee j = 1 \vee j = 2 \vee j = 3 \vee j = 4 \vee j = 5 \\ h1_{j-6} & \text{otherwise} \end{cases} \qquad H := f^{T}$$

Лістинг 2. Формування зворотної перехідної матриці *EE* та перевірка шляхом порівняння графіків експериментальних даних *M1* та графіка прогнозування *N1*.

$$ggo := \begin{pmatrix} 0 \\ 1.78 \\ 2.01 \\ 4.01 \\ 6.09 \\ 6.4 \\ 2.98 \end{pmatrix} \qquad EE1 := ggo + 95.55 \qquad k := 1 \qquad M1 := H \cdot EE1 \cdot k^{-2}$$

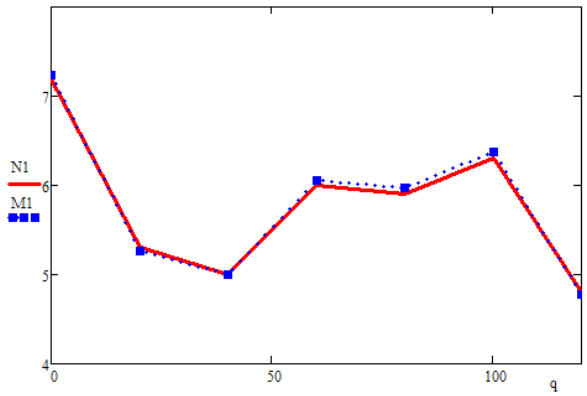


Рисунок 1. Графіки відхилень вмісту гель-фракції (%) у епоксикомпозитах з дисперсним наповненням оксид хрому у мас. ч. на 100 мас.ч. матриці.

Висновок. Експериментально встановлено, що мінімальний необхідний вміст наповнювача оксиду хрому становить 50 мас.ч. на 100 мас.ч. епоксидної смоли ЕД-20. При цьому менший вміст дисперсних часток у системі не забезпечує повної рекомбінації вільних радикалів у зв'язувачі, що сприяє зменшенню вмісту гель-фракції композитних матеріалів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Стухляк, П.Д. Епоксидні матеріали, модифіковані енергетичними полями[Текст] / П.Д. Стухляк, А.В. Букетов, І.Г. Добротвор. –Тернопіль: Збруч, 2008. –208 с.

2. Бартенев Г.М. Физика и механика полимеров / Бартенев Г.М., Зеленев Ю.В. – М.: Высшая школа, 1983. – 256 с.

УСТАНОВКА ДЛЯ ИСЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ МАГНИТНОГО ПОЛЯ НА ПРОЦЕСС ГОРЕНИЯ ОРГАНИЧЕСКИХ ТОПЛИВ

Богданов А.В., Погорлецкий Д.С.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Введение. Морской транспорт в настоящее время использует примерно 60 % общего количества органического топлива, потребляемого мировым транспортом, что наносит существенный вред экологическому состоянию планеты. Актуальной остаётся проблема экономии органического топлива в связи с его невосполнимостью. Одним из перспективных методов экономии топлива и уменьшения вредных выбросов в атмосферу является использование влияния магнитных полей на процесс горения [1,2].

О величине реального воздействия магнитных полей на уменьшения процента вредных веществ в продуктах сгорания органического топлива единого мнения в литературе не существует. По этой причине актуальной является проблема выяснения физического механизма влияния магнитного поля на процесс горения органических топлив.

Актуальность исследования состоит в разработке установки, позволяющей не только качественно исследовать влияние магнитного поля, но и измерении численных значений температур в плоскости пламени без воздействия магнитных полей и при действии, как постоянных магнитных полей, так и магнитных полей, имеющих различную частоту и индукцию магнитного поля.

Целью данной работы является разработка установки для исследования и выяснении механизма воздействия величины напряжённости магнитного поля на распределение температурных полей горения органического топлива.

Постановка задачи. Перед созданием установки нами было учтено следующее.

Пламя горения органического топлива выталкивается в магнитном поле в сторону уменьшения его индукции. Выталкивание пламени объясняется диамагнитными свойствами продуктов горения органического топлива (углекислого газа, угарного газа, окислов азота, серы и других), которые являются экологически вредными для окружающей среды. Различие в величинах магнитной проницаемости продуктов сгорания позволит избирательно контролировать величину выбросов этих веществ в атмосферу и, соответственно, улучшить экологические показатели работы двигателей внутреннего сгорания.

Постоянные магниты теряют свои магнитные свойства, обычно, при температурах свыше 100…150 °С. При изготовлении установки необходимо выбирать наиболее высокотемпературные магниты, а также по возможности максимально термически изолировать от пламени полюса магнита.

Для наблюдения изменения температурных полей горения под действием магнитного поля направление луча пирометра должно совпадать с направлением силовых магнитных линий.

Установка должна позволять измерять изменение температурной диаграммы пламени в зависимости от следующих параметров:

– интенсивности горения топлива;

– величины и частоты магнитной индукции.

Отметим, что использование переменного магнитного поля на процесс горения органического топлива более перспективно, чем постоянного по следующим причинам:

– возможность исследования процесса горения при более высоких температурах;

– существенно повысить величину индукции магнитного поля;

– использовать частоту индукции магнитного поля для разделения молекул продуктов горения по массе.

Результаты исследования. В работе изготовлена установка для исследования процесса горения природного газа в магнитном поле постоянных магнитов (рис.1).

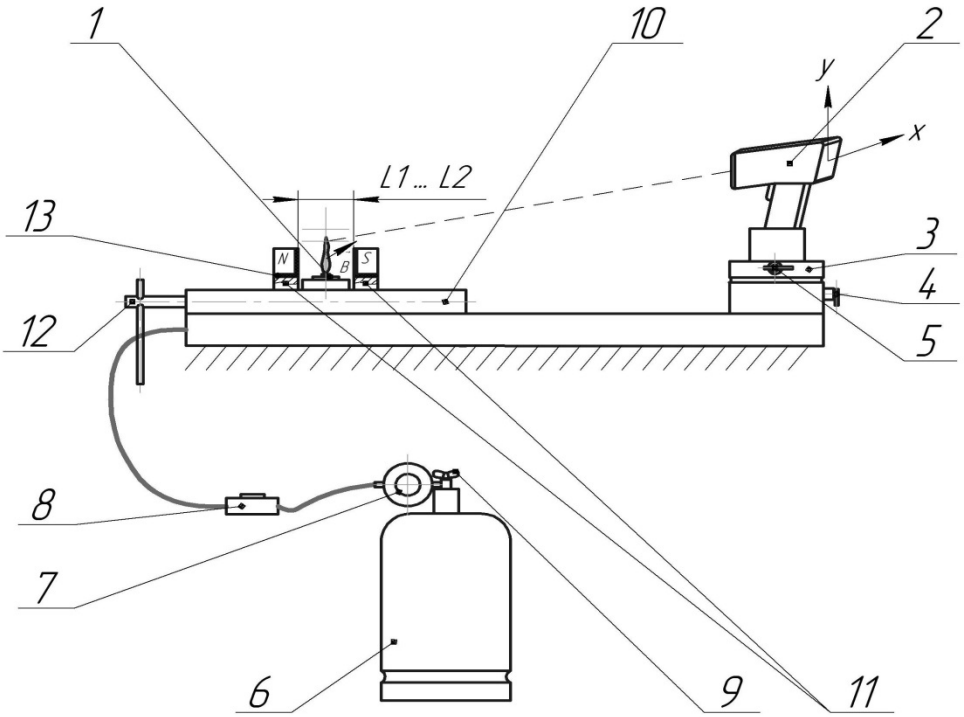


Рисунок.1. Схема установки для исследования влияния постоянного магнитного поля на процесс горения: 1 - газовая горелка, 2 – пирометр марки UT305C, 3 - регулировочный столик, 4 - рукоятка для перемещения пирометра по оси X, 5 - рукоятка для перемещения пирометра по оси У, 6 - баллон с газом, 7 - газовый редуктор с регулятором давления, 8 - расходомер газа, 9 - кран подачи газа, 10 – держатель для магнитов, 11 – устройство для изменения расстояния между магнитами (L1 … L2), 12 – устройство для перемещения магнитов, 13 – высокотемпературный экран

Сжигание природного газа происходит в горелке 1. Газовый баллон 6 снабжён редуктором с регулятором давления 7, расходометром газа 8 (допускаемая погрешность его ротаметра модели РМ-ГС составляет ± 4% от верхнего предела измерений).

Постоянное магнитное поле создавалось постоянными (неодимовыми) магнитами создающими индукцию до 300 мТл и сохраняющими магнитные свойства до температуры 80°С, которые прикреплены к устройству 11 через специальные высокотемпературные экраны 13. Для измерения магнитной индукции использовался прибор РШ1-10. Величина индукции магнитного поля *B* задавалась изменением расстояния между северным и южным полюсами магнитов L1 … L2 с помощью устройства 11. Наличие возможности достаточно точного контроля температуры пламени на расстоянии в разных его точках с помощью пирометра 2 марки UT305C. Перемещение луча в плоскости пламени производился перемещением пирометра с помощью микрометрических винтов 4,5 в направлениях осей X и У.

Без воздействия внешних магнитных полей температурное поле пламени газовой горелки имеет вид, представленный на (рис.2), а под воздействием отклоняется в сторону.

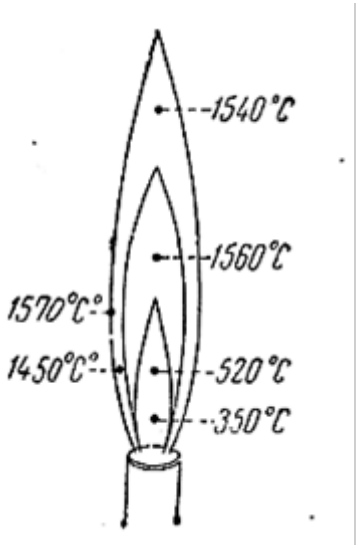


Рисунок.2. Пламя газовой горелки

Выводы. Изготовленная установка позволяет с достаточной точностью (до 1 мм) исследовать температурные поля горения органического топлива в зависимости от интенсивности горения и величины индукции магнитного поля. Использование переменного магнитного поля на процесс горения органического топлива более перспективно, чем постоянного по следующим причинам:

– возможность исследования процесса горения при более высоких температурах;

– существенно повысить величину индукции магнитного поля;

– использовать частоту индукции магнитного поля для разделения молекул продуктов горения по массе.

Данная установка позволяет без существенных изменений конструкции использовать переменное магнитное поле создаваемое соленоидами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Малыгин Б.В., Погорлецкий Д.С., Васильченко Г.Ю., Сапронов А.А. Методы повышения экологической безопасности в процессе магнитной обработки углеводородных топлив для двигателей внутреннего сгорания // Науковий вісник ХДМІ, 2011. – № 2 (5). – С. 132-141.

2. Третьяков И.Г. Влияние магнитного поля на физико-химические свойства топлив/ Третьяков И.Г., Баленко В.А.// Электронная обработка материалов. – 1990. - №1. – С. 28-29.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТВЕРДНИКІВ У КОМПЛЕКСІ НА ФІЗИКО-МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ЕПОКСИДНОЇ МАТРИЦІ

Букетов А.В.[1], Браїло М.В.[1], Красненький В.М.[2]
[1]*Херсонська державна морська академія (Україна)*
[2]*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)*

Постановка задачі. Вітчизняне виробництво компонентів для епоксикомпозитних матеріалів дало вагомий внесок у розвиток промисловості як України, так і Європи в цілому. На сьогодні широко і ефективно використовують КМ на основі епоксидіанової смоли ЕД-20 (ГОСТ 10587-84) та твердника поліетиленполіаміну (ПЕПА) (ТУ 6-05-241-202-78). Проте, існує велика кількість компонентів для зв'язувачів, які характеризуються не лише індивідуальними параметрами структури, але й здатністю до поліпшеної взаємодії під час полімеризації епоксидної матриці. У цьому аспекті, цікавими для дослідження, є твердник Telalit 410 та оліґомер CHS-Epoxy 525 (виробництво Чехія), який є аналогом епоксидіанової смоли ЕД-20. Попередньо нами було досліджено вплив концентрації та температурних режимів формування епоксидної матриці, зшитої твердниками поліетиленполіамін (ПЕПА) і Telalit 410 незалежно. Але при цьому актуальними є дослідження впливу даних твердників у комплексі на поліпшення властивостей матриці, що дозволить у подальшому створювати композити з підвищеними експлуатаційними характеристиками, які містять вітчизняні широко розповсюджені і економічно вигідні компоненти у комплексі за різного оптимального вмісту.

Мета роботи – оптимізувати вміст твердників ПЕПА і Telalit 410 у епоксидному зв'язувачі на основі оліґомера CHS-Epoxy 525 за показниками фізико-механічних та теплофізичних властивостей.

Загальновідомо, що оптимальна температура зшивання КМ на основі епоксидної смоли ЕД-20 і твердника ПЕПА становить $T = 393$ К. В результаті попередніх досліджень нами визначено оптимальну температуру зшивання епоксидної матриці з твердником Telalit 410 ($T = 433$ К), при якій отримали поліпшені фізико-механічні властивості матеріалу. Вважали, що для подальшого поєднання твердників у одній композиції і визначення їх критичної концентрації, на початковому етапі необхідно встановити оптимальну температуру зшивання за показниками фізико-механічних та теплофізичних властивостей (концентрацію твердника і епоксидного оліґомеру вибрано у співвідношенні – 1 : 10).

Аналізуючи отримані результати, констатували, що фізико-механічні властивості матеріалу (матриця 2) на основі епоксидної смоли і твердника ПЕПА при підвищеній температурі зшивання ($T = 433$ К) значно поліпшилися, порівняно з аналогічною матрицею, затвердженою при температурі $T = 393$ К (матриця 1). Зокрема, підвищилися показники адгезійних властивостей при відриві і зсуві ($з\ \sigma_a = 18{,}5$ до $\sigma_a = 22{,}4$ МПа та з $\tau = 8{,}9$ до $\tau = 9{,}1$ МПа відповідно). Але при цьому і зросли залишкові напруження матеріалу (з $\sigma_з = 2{,}3$ до $\sigma_з = 3{,}6$ МПа). Крім того, суттєво підвищилися показники деяких фізико-механічних та теплофізичних властивостей: руйнівні напруження при згинанні матриці зросли майже у 2,5 рази ($з\ \sigma_{зг} = 47{,}6$ до $\sigma_{зг} = 117{,}3$ МПа), а теплостійкість – з $T = 338$ до $T = 349$ К. При цьому модуль пружності при згинанні матеріалу майже не змінився ($\Delta E = 0{,}1$ ГПа), а термічний коефіцієнт лінійного розширення збільшився на $\Delta\alpha = 3{,}0 \times 10^{-5}$ К$^{-1}$, що, у свою чергу, негативно впливає на поведінку системи «основа – покриття» при її експлуатації за підвищених температур. Проте можна стверджувати, що підвищення температури зшивання до $T = 433$ К має загалом, якщо приймати до уваги весь комплекс характеристик, вагомий вплив на поліпшення властивостей матеріалу. Це

можна пояснити тим, що при підвищеній температурі відбувається додаткова полімеризація матеріалу, внаслідок чого покращується взаємодія твердника з оліґомером.

Експериментально встановлено, що, в основному, властивості матриці 3, сформованої на основі епоксидної смоли CHS-Epoxy 525 і твердника Telalit 410 при температурі зшивання $T = 433$ К, є кращими, порівняно з властивостями матриці 2, отриманої на основі епоксидної смоли CHS-Epoxy 525 і твердника ПЕПА при таких же умовах формування. Встановлено, що при зшиванні епоксидного оліґомеру твердник Telalit 410 забезпечує ефективнішу дію на розкриття епоксидних груп, що сприяє поліпшенню адгезійних і, у деяких випадках, когезійних властивостей матеріалу. Навпаки, введення у оліґомер твердника ПЕПА, сприяє активації до взаємодії гідроксильних і карбоксильних груп, що, у свою чергу, забезпечує високий вміст гель-фракції у матеріалі. Це, у свою чергу, забезпечує підвищення когезійних властивостей матеріалів при умовах їх експлуатації за кімнатних чи підвищених температур.

Виходячи з наведеного вище, вважали за доцільне вводити у зв'язувач у комплексі два твердники різної природи за різного їх співвідношення. Причому попередніми дослідженнями встановлено, що оптимальний вміст твердника ПЕПА в оліґомері становить $q = 10$ мас.ч. на 100 мас.ч. оліґомера (тут і далі за текстом вміст твердника наведено у мас.ч. на 100 мас.ч. оліґомеру). Крім того, також доведено, що найкращі властивості має матеріал, полімеризований твердником Telalit 410, при вмісті останнього також $q = 10$ мас.ч. Тому надалі випробування проводили у діапазоні концентрацій твердників – $(q_1 + q_2) = (0…10)$ мас.ч. за температури зшивання $T = 433$ К.

Результатами експериментальних досліджень прослідковано динаміку підвищення адгезійних властивостей та зменшення значень залишкових напружень пропорційно збільшенню вмісту твердника Telalit 410. Встановлено, що максимальні показники адгезійних властивостей та мінімальні значення залишкових напружень отримали при вмісті твердника Telalit 410 ($(q_1 + q_2) = (0+10)$ мас.ч.). Проте, можна констатувати, що введення твердників у комплексі ($(q_1 + q_2) = (4 + 6)$ мас.ч.) забезпечує формування матриці з властивостями, які майже не відрізняються від властивостей матеріалу, зшитого твердником Telalit 410. Крім того, врахувавши зменшення собівартості матеріалу, позаяк Telalit 410 у 1,4 рази дорожчий від ПЕПА, вважали за необхідне вибрати для формування матриці з поліпшеними адгезійними властивостями наступне співвідношення твердників: ПЕПА + Telalit 410 = (4 + 6) мас.ч. на 100 мас.ч. епоксидного оліґомеру CHS-Epoxy 525.

На наступному етапі досліджували при різному вмісті твердників когезійні властивості матеріалів, які є визначальними для їх фізико-механічних і теплофізичних характеристик. Експериментально встановлено монотонне зменшення показників руйнівного напруження при згинанні і теплостійкості матриці при збільшенні концентрації твердника Telalit 410.

Водночас доведено, що збільшення концентрації твердника Telalit 410 навпаки, приводить до монотонного зростання показників модуля пружності при згинанні епоксидної матриці. Така неаддитивна динаміка властивостей матриці зі зміною вмісту твердників зумовлена, на наш погляд, різним механізмом впливу інгредієнтів на процеси структуроутворення матеріалів. Це, відповідно, проявляється як на зміні властивостей матриці (залежно від концентрації твердників у комплексі) під навантаженням, так і в умовах впливу теплового поля.

Для детальнішого аналізу цих процесів і, відповідно, оптимізації вмісту твердників у зв'язувачі надалі досліджували ТКЛР матеріалів. Встановлено, що на різних температурних ділянках дослідження ТКЛР матриці збільшується із зростанням температури. При цьому спостерігали кореляцію значень на різних діапазонах температур. Зокрема, за відносно низьких температур $\Delta T = 303…323$ К та $\Delta T = 303…373$ К значення ТКЛР зростають із вмістом твердника Telalit 410 до величини концентрацій

($q_1 + q_2$) = (5 + 5) мас.ч., а потім термічне розширення матеріалів зменшується. Слід зазначити, що дані діапазони температур близькі до ділянок температури склування зразків, які, у свою чергу, визначали, аналізуючи дилатометричні криві. При цьому встановлено, що під час термічного нагрівання відбувається усадка матеріалів, величина якої збільшується при зростанні концентрації твердника Telalit 410 у зв'язувачі. Це також суттєво впливає на показник ТКЛР зразків у досліджуваному діапазоні температур.

За відносно високих температур дослідження: ΔT = 303…423 К та ΔT = 303…463 К ефект усадки матеріалу (на ділянці склування) не спостерігається і лінійні розміри матеріалу збільшуються пропорційно. Максимальне значення ТКЛР матриці спостерігали за вмісту твердників ($q_1 + q_2$) = (6 + 4) мас.ч., що підтверджує ефект комплексної взаємодії інгредієнтів з утворенням просторової тривимірної сітки. Водночас при даному вмісті твердників спостерігали високі показники залишкових напружень. Це зумовлено хаотичним зшиванням матриці при полімеризації та формуванням структури матеріалу зі значним напруженим станом. На наш погляд, такі результати зумовлені підвищеним вмістом твердника ПЕПА у матеріалі. Надалі при зменшенні його вмісту і, відповідно, збільшенні концентрації твердника Telalit 410 ТКЛР монотонно зменшується. Такі результати пояснюють тим, що при нагріванні у матеріалах додатково проходять процеси релаксації макромолекул основного ланцюга епоксидного зв'язувача і тому їхній коефіцієнт лінійного розширення (за високих температур) відповідно зменшується, порівняно з матеріалами, зшитими твердником ПЕПА за високих концентрацій.

При аналізі динаміки температури склування матеріалів встановили, що показники (T_c) зменшуються зі збільшенням вмісту твердника Telalit 410. Отримані результати корелюють зі зміною показників теплостійкості (за Мартенсом) матеріалів. При цьому розраховані за дилатометричними кривими діапазони ділянок температури склування збігаються з показниками теплостійкості цих же матеріалів, що свідчить про достовірність отриманих результатів дослідження. Крім того, додатково встановлено, що усадка матеріалів при збільшенні концентрації твердника Telalit 410 зростає. Отримані дані також узгоджуються з результатами випробувань теплостійкості і температури склування досліджуваних матриць.

Отже, з наведених вище результатів дослідження можна підсумувати, що при введенні у епоксидний зв'язувач твердників Telalit 410 і ПЕПА у комплексі під час наступної полімеризації формуються матеріали, показники властивостей яких набувають значень, близьких до матриць на основі оліґомеру і твердників, взятих окремо. Причому зростання значень відбувається пропорційно вмісту того чи іншого твердника. Тобто, якщо у матриці, зшитої твердником ПЕПА, показники руйнівних напружень та теплостійкості є найвищими, тоді при зменшенні концентрації ПЕПА вони пропорційно знижуються до значень матриці, зшитої твердником Telalit 410.

Абсолютно протилежні результати отримано при аналізі динаміки модуля пружності при згинанні і ТКЛР матеріалів при зміні вмісту твердників. Доведено, що при зростанні концентрації твердника Telalit 410 (відповідно вміст ПЕПА зростає) модуль пружності матеріалів зростає, а ТКЛР зменшується незалежно від температурного діапазону його оцінювання. Тому, враховуючи наведені вище результати експериментів і беручи до уваги усі показники фізико-механічних та теплофізичних характеристик загалом, на наш погляд, матеріалом з оптимальними і поліпшеними властивостями, близькими до властивостей матриці 2 і матриці 3 має матриця на основі епоксидного оліґомеру, твердника ПЕПА (q = 5 мас.ч.) та твердника Telalit 410 (q = 5 мас.ч.). Показники властивостей вибраної матриці є такими: модуль пружності – E = 3,4 ГПа, руйнівні напруження при згинанні – $\sigma_{зг}$ = 103,4 МПа, теплостійкість (за Мартенсом) – T = 344 К, термічний коефіцієнт лінійного розширення (у діапазоні ΔT = 303…423 К) $\alpha = 10{,}8\times10^{-5}$ $К^{-1}$.

Відповідно до отриманих результатів досліджень пропонується застосовувати різні матриці для формування адгезійного та когезійного шарів у двошарових захисних покриттях. Для формування антикорозійного покриття, де необхідні максимальні показники адгезійних властивостей, слід наносити адгезійний шар на основі матриці, зшитої твердниками за концентрацій $(q_1 + q_2) = (4 + 6)$ мас.ч. За необхідності застосування матеріалу при підвищених механічних навантаженнях і знакозмінних температурах, наприклад, при терті, слід використовувати епоксидну матрицю, зшиту твердниками за концентрацій $(q_1 + q_2) = (5 + 5)$ мас.ч. Це сприятиме більш надійній і довготривалій роботі матеріалу за критичних умов експлуатації, при цьому собівартість матриці відповідно знижується.

Для підтвердження результатів експериментальних випробувань фізико-механічних та теплофізичних властивостей методом оптичної мікроскопії додатково досліджували структуру зламу отриманих матриць. Результати добре узгоджуються з випробуваннями фізико-механічних та теплофізичних властивостей матеріалів. При цьому аналіз фрактограм зламу дозволив не лише підтвердити динаміку залишкових напружень від вмісту твердників, але й констатувати про достовірність попередньо отриманих результатів і правильність вибору матриці за концентрації твердників $(q_1 + q_2) = (5 + 5)$ мас.ч. для практичного застосування матеріалів, які експлуатуються в умовах впливу підвищених знакозмінних навантажень та температур.

Висновки. На основі результатів експериментальних досліджень можна констатувати наступне.

1. Встановлено, що підвищення температури полімеризації матриці на основі епоксидного олігомеру і твердника ПЕПА з $T = 393$ до $T = 433$ К за вибраних часових параметрів формування забезпечує поліпшення фізико-механічних та теплофізичних властивостей матеріалу.

2. Проаналізовано тенденцію динаміки властивостей матриці при взаємодії твердників у комплексі і встановлено, що показники характеристик отриманого матеріалу змінюються пропорційно вмісту того чи іншого твердника.

3. Відповідно до отриманих результатів досліджень запропоновано застосовувати матеріали з різною концентрацією твердників для формування адгезійного та когезійного шарів у двошарових покриттях.

4. Експериментально встановлено, що при використанні покриттів з поліпшеними адгезійними властивостями слід формувати матеріал на основі матриці з епоксидної смоли CHS-Epoxy 525 (100 мас.ч.) і твердників ПЕПА + Telalit 410 $(q_1 + q_2) = (4 + 6)$ мас.ч.. При використанні покриттів з поліпшеними когезійними властивостями слід формувати матеріал на основі матриці з епоксидної смоли CHS-Epoxy 525 (100 мас.ч.) і твердників ПЕПА + Telalit 410 $(q_1 + q_2) = (5 + 5)$ мас.ч.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ АНАЛИЗА И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ СОСТОЯНИЙ ЭПОКОМПОЗИТНОГО МАТЕРИАЛА ПОД ВОЗДЕЙСТВИЕМ СТАТИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СЭУ

Букетов А.В., Кравцова Л.В., Пирог А.П.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Постановка задачи. Полимерными композитными материалами (ПКМ), или композитами, являются многокомпонентные материалы, состоящие из пластичной или термореактивной основы (матрицы), армированной наполнителями, обладающими высокой прочностью, жесткостью и другими необходимыми свойствами.

Использование композитов позволяет улучшать механические, электромагнитные, физико-химические характеристики технологического оборудования СЭУ. Многие композиты превосходят традиционные материалы и сплавы по своим механическим свойствам. При этом ПКМ нашли широкое применение при изготовлении несущих конструктивных элементов при изготовлении и установлении машин и механизмов СЭУ, а также защитных, гидроизоляционных и антикоррозионных покрытий деталей дейдвудных комплексов.

При этом важным направлением при увеличении ресурса эксплуатации технологического оборудования СЭУ является комплексное исследование композитов с применением математического моделирования на основе результатов экспериментов. В свою очередь это позволяет оптимизировать их состав и прогнозировать эксплуатационные свойства разработанных материалов.

В данной работе рассматривается зависимость абсолютной деформации образца эпоксидного композита от продолжительности воздействия статической нагрузки. С этой целью построена математическая модель, адекватно отображающая все свойства и характеристики образца. Рассматривая абсолютную деформацию как случайный процесс, протекающий в системе, по результатам измерений приходим к выводу, что математическая модель рассматриваемого процесса относится к марковской цепи и поэтому подчиняется ее законам. При анализе зависимости абсолютной деформации от изменения нагрузки наблюдали серию состояний (от работоспособного до полного разрушения). В результате построили граф состояний системы, который может быть представлен в следующем виде:

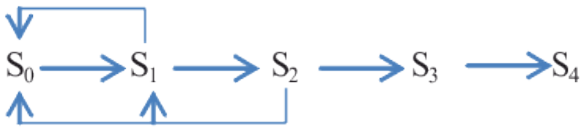


Рисунок 1. Граф состояний системы

Здесь S_0 – исходное состояние; S_1 –работоспособное состояние; S_2 – упругая деформация; S_3 – пластичная деформация; S_4 – разрушение. Стрелками показаны возможные переходы системы из одного состояния в другое при увеличении времени воздействия или снятии с образца статической нагрузки.

Цель исследований – определить вероятности состояний системы (эпоксидного композитного материала) при воздействии статической нагрузки.

На предварительном этапе в результате эксперимента получена зависимость абсолютной деформации от продолжительности воздействия статической нагрузки эпоксидного композита, содержащего 50 масс.ч. наполнителя (электрокорунд) на 100 масс.ч. эпоксидной смолы. Следует отметить, что исследования проводили при трехточечном статическом изгибе образцов с величиной нагрузки F = 50 Н.

Таблица 1. Зависимость абсолютной деформации от времени воздействия нагрузки ПКМ.

Параметр	Состояния системы														
	S0	S1		S2				S3							S4
t, ч	0,01	2	4	6	12	18	24	30	36	42	48	54	60	66	72
$\Delta L \times 10^{-3}$, м	68	71	74	76	79	80	81	83	84	84,6	85	86	87	88	90

Здесь ΔL – абсолютная деформация в каждый момент времени t.

Основными характеристиками марковских цепей являются вероятности $p_i(k) = p(S_i(k))(i = 1,...,n; k = 1,2,...)$ событий $S_i(k)$. Вероятности $p_i(k)$ $(i = 1,...,n; k = 1,2,...)$ являются вероятностями состояний. Таким образом, вероятность i состояния на k шаге $p_i(k)$ является вероятностью того, что система S от k до $(k+1)$ шага будет пребывать в состоянии S_i.

Запишем вероятности состояний в соответствии с графом состояний (рис. 1) в виде квадратной матрицы n порядка, сумма элементов каждой строки равна 1 (рис. 2).

	0	1	2	3	4
0	0	1	0	0	0
1	P_{10}	P_{11}	P_{12}	0	0
2	0	P_{21}	P_{22}	P_{23}	0
3	0	0	0	P_{33}	P_{34}
4	0	0	0	0	1

Рисунок 2. Теоретическая матрица состояний

Общее время наблюдения (суммарная частота) составляет 72 часа. Поэтому вероятности состояний p_i абсолютной деформации ΔL_i за весь период наблюдения равны $p_i = \Delta t_i / \sum t$. Для оценки вероятностей в строке матрицы состояний (рис. 2) выбрали три смежных состояния (S_0, S_1, S_2), которые реализуются в течение 24 часов. Вероятность каждого из состояний вычисляли как сумму вероятностей составляющих этого состояния. Аналогичным образом вычисляли вероятности состояний третьей (S_1, S_2, S_3) и четвертой (S_3, S_4) строк.

Таким образом, матрица состояний будет выглядеть следующим образом (рис. 3):

0	1	2	3	4	суммы
0	1	0	0	0	1
0,041667	0,125	0,833333	0	0	1
0	0,060606061	0,3030303	0,63636336	0	1
0	0	0	0,875	0,125	1
0	0	0	0	1	1

Рисунок 3. Матрица состояний

Для получения более полной характеристики состояний системы вычислим математические ожидания деформации под воздействием статической нагрузки ПКМ, а также дисперсию, т.е. разброс относительно наиболее ожидаемых значений деформации.

В итоге получили значения, которые имеют следующий смысл. При воздействии статической нагрузки F = 50 Н в ПКМ, содержащем 50 мас.ч. наполнителя на 100 мас.ч. эпоксидной смолы, от 0 до 24 часов наиболее вероятна абсолютная деформация M(X) = 78,3 $\times 10^{-3}$ м., с дисперсией D(X) =11,3; при воздействии этой же статической нагрузки до 60 часов наиболее вероятна абсолютная деформация M(X) = 82,8 $\times 10^{-3}$ м, с дисперсией D(X) =16,2; при воздействии от 30 до 72 часов наиболее вероятна абсолютная деформация M(X)=86 $\times 10^{-3}$ м с дисперсией D(X) =4,6.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НАНОДИСПЕРСНОГО АЛМАЗУ НА ВЛАСТИВОСТІ НАНОКОМПОЗИТІВ

Букетов А.В.[1], Сапронов О.О.[1], Алексенко В.Л.[1], Яцюк В.М.[2]
[1]*Херсонська державна морська академія (Україна)*
[2]*Тернопільський національний педагогічний університет (Україна)*

Постановка задачі. З кожним роком розширюється спектр застосування нанокомпозитних матеріалів (НКМ) у різних галузях промисловості, зокрема і в суднобудуванні. Широко використовують сьогодні вуглецеві наноструктури, до яких належать фулерени, нанотрубки, нанографіт та ін. Серед вище зазначених наноматеріалів відзначається поліпшеними фізико-хімічними та механічними властивостями наноалмаз (НА). Проте, зважаючи на складність технологій одержання даного матеріалу, вартість НА є високою. Тому використання наноалмазу найбільш ефективне при введенні наночасток у полімер у «гомеопатичних» дозах [1]. Виходячи з цього, розробка модифікованих наночастками алмазу композитів з поліпшеними властивостями та дослідження особливостей перебігу фізико-хімічних процесів при формуванні НКМ є актуальним завданням на сьогодні.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомо [2], що спосіб введення нанорозмірних сполук у полімерну матрицю, природа наповнювачів, температурно-часові режими формування НКМ є визначальними чинниками при формуванні нанокомпозитів з підвищеними експлуатаційними характеристиками. При розробці матеріалів з наперед заданими властивостями необхідно встановити оптимальне співвідношення інгредієнтів композиції: нанонаповнювач – олігомери – твердник, а також режими її ультразвукової обробки (УЗО). Це, у свою чергу, забезпечує перебіг кавітаційних процесів, які впливають на рухливість та деформацію полімерних ланцюгів, упорядкованість їх структури, а також сприяють змочуванню нанонаповнювача епоксидним зв'язувачем, утворенню вільних радикалів у об'ємі олігомеру і т.д. Виходячи з цього можна констатувати, що технологія введення наноалмазу в епоксидний олігомер ЕД-20 дозволяє створювати НКМ з необхідним комплексом властивостей, які неможливо реалізувати при введенні мікро- і макродисперсних наповнювачів.

Мета роботи – дослідити вплив вмісту наноалмазу на властивості епоксикомпозитних матеріалів.

Матеріали та методика дослідження. Як основний компонент для зв'язувача при формуванні КМ вибрано епоксидний діановий олігомер марки ЕД-20 (ГОСТ 10587-84), який характеризується високою адгезійною та когезійною міцністю, незначною усадкою і технологічністю при нанесенні на поверхні складного профілю.

Для зшивання епоксидних композицій використано твердник поліетиленполіамін ПЕПА (ТУ 6-05-241-202-78), що дозволяє затверджувати матеріали при кімнатних температурах. Зшивали КМ, вводячи твердник у композицію при стехіометричному співвідношенні компонентів за вмісту (мас.ч.) – ЕД-20 : ПЕПА – 100 : 10.

Як наповнювач було використано наноалмаз, отриманий за допомогою детонаційного синтезу в Інституті надтвердих матеріалів ім. В.М.Бакуля НАН України. Методом електронної мікроскопії визначено розмір наночасток алмазу, який складає 5 нм. В загальному НА складається з вуглецю (80…88 %), який, в основному, знаходиться в алмазній фазі. Додатково у частках присутній кисень (10 % і більше), водень (0,5…1,5 %), азот (2…3 %) і вогнетривкий залишок (0,5…8,0 %), який складається з оксидів, карбідів і солей різних елементів, таких як Fe, Ti, Cr, Cu, K, Ca, Si, Zn, Pb і т. п. [3].

Епоксидний композит, наповнений наночастками алмазу, формували за такою технологією: попереднє дозування епоксидної діанової смоли ЕД-20, підігрівання смоли до температури $T = 353 \pm 2$ К і її витримка при даній температурі упродовж часу $\tau = 20 \pm 0{,}1$ хв.; дозування наповнювача та подальше введення його в епоксидний зв'язувач; гідродинамічне суміщення олігомера ЕД-20 і нанонаповнювача упродовж часу $\tau = 1 \pm 0{,}1$ хв.; УЗО композиції упродовж часу $\tau_3 = 1{,}5 \pm 0{,}1$ хв.; охолодження композиції

до кімнатної температури упродовж часу $\tau = 60 \pm 5$ хв.; введення твердника ПЕПА і перемішування композиції упродовж часу $\tau = 5 \pm 0{,}1$ хв. Надалі затверджували НКМ за експериментально встановленим режимом: формування зразків та їх витримування упродовж часу $\tau = 12{,}0 \pm 0{,}1$ год при температурі $T = 293 \pm 2$ К, нагрівання зі швидкістю $\upsilon = 3$ К / хв до температури $T = 393 \pm 2$ К, витримування НКМ упродовж часу $\tau = 2{,}0 \pm 0{,}05$ год, повільне охолодження до температури $T = 293 \pm 2$ К. З метою стабілізації структурних процесів у матриці зразки витримували упродовж часу $\tau = 24$ год. на повітрі при температурі $T = 293 \pm 2$ К з наступним проведенням експериментальних випробувань.

Попередніми дослідженнями фізико-механічних і теплофізичних властивостей НКМ було встановлено, що оптимальний загальний час УЗО композиції з частками нанонаповнювача становить: $\tau_3 = (1{,}0 \ldots 1{,}5) \pm 0{,}1$ хв., тривалість імпульсу $\tau_i = 10$ с.

У роботі досліджували наступні властивості НКМ: адгезійна міцність при відриві і зсуві, залишкові напруження, руйнівні напруження та модуль пружності при згинанні, теплостійкість (за Мартенсом). Адгезійну міцність матриці до металевої основи досліджували, вимірюючи руйнівне напруження («метод грибків») при рівномірному відриві пари склеєних зразків згідно ГОСТу 14760-69. Дослідження адгезії при зсуві проводили згідно ГОСТу 14759-69, аналогічно вимірюючи силу відривання клейових з'єднань стальних зразків на автоматизованій розривній машині УМ-5 при швидкості навантаження $\upsilon = 10$ Н/с. Залишкові напруження у матриці визначали консольним методом [4]. Руйнівне напруження і модуль пружності при згинанні визначали згідно ГОСТу 4648-71 і ГОСТ 9550-81 відповідно. Теплостійкість (за Мартенсом) матриці визначали згідно ГОСТу 21341-75.

Результати досліджень та їх обговорення. На початковому етапі проведено дослідження впливу вмісту нанодисперсного наповнювача алмазу на адгезійну міцність при відриві (σ_a), зсуві (τ) і залишкові напруження ($\sigma_з$) у НКМ (таблиця 1).

Таблиця 1. Вплив вмісту наноалмазу на фізико-механічні і теплофізичні властивості нанокомпозитних матеріалів

Вміст НА, q, мас.ч.	Адгезійна міцність при відриві, σ_a, МПа	Адгезійна міцність при зсуві, τ, МПа	Залишкові напруження, $\sigma_з$, МПа	Руйнівні напруження при згинанні, $\sigma_{зг}$, МПа	Модуль пружності при згинанні, Е, ГПа	Теплостійкість (за Мартенсом), Т, К
0,010	19,0	7,6	0,92	52	3,15	335
0,250	18,5	10,8	0,84	67	3,20	335
0,050	33,7	10,0	1,00	74	3,17	341
0,075	32,0	9,6	0,92	62	3,10	336
0,100	30,2	9,5	0,91	58	3,22	338
0,500	37,2	11,3	1,10	61	3,32	341
0,750	29,0	9,0	1,33	87	3,00	344
1,000	25,0	8,6	1,22	67	2,90	342

Експериментально встановлено, що адгезійна міцність при відриві модифікованої УЗО епоксидної матриці становить $\sigma_a = 24{,}4$ МПа. Максимальне значення міцності адгезійних з'єднань встановлено при вмісті $q = 0{,}500$ мас.ч., при цьому $\sigma_a = 37{,}2$ МПа. Слід зазначити, що наночастки є дисперсними добавками, які складаються з окремих елементів (атомів), зв'язки між якими реалізуються через сили міжатомної взаємодії. Тому можна припустити, що в даному випадку відбуваються процеси міжфазової взаємодії нанонаповнювача й епоксидного олігомера ЕД-20.

Попередніми дослідженнями встановлено, що адгезійна міцність при зсуві модифікованої УЗО епоксидної матриці становить $\tau = 9{,}0$ МПа. При введенні НА за вмісту $q = 0{,}500$ мас.ч. у епоксидіановий олігомер спостерігали максимальне збільшення

досліджуваної властивості (τ = 11,3 МПа) (таблиця 1), яке зумовлено активацією міжфазової взаємодії при введенні наночасток за оптимального вмісту.

Стосовно залишкових напружень слід відмітити, що максимальне їх значення при введенні НА встановлено при вмісті q = 0,750…1,000 мас.ч. (таблиця 1), що забезпечує додаткове зростання показників залишкових напружень ($\sigma_з$ = 1,22…1,33 МПа).

На наступному етапі досліджували вплив вмісту нанодисперсного наповнювача на когезійні властивості матеріалів. Експериментально встановлено, що руйнівні напруження при згинанні для модифікованої УЗО епоксидної матриці становлять $\sigma_{зг}$ = 48 МПа. В процесі експериментальних досліджень було встановлено, що максимум руйнівного напруження при згинанні становить $\sigma_{зг}$ = 87 МПа при вмісті q = 0,750 мас.ч. наноалмазу. Можна припустити, що при вмісті часток q = 0,750 мас.ч. в результаті УЗО композиції забезпечується не лише рівномірний розподіл часток у об'ємі зв'язувача, але й додаткове формування поверхневих шарів значної товщини навколо наповнювача. При цьому утворюється сіткова структура матриці з високим ступенем зшивання.

Аналіз залежності модуля пружності при згинанні від вмісту часток корелює з результатами експериментальних досліджень, наведених вище (таблиця 1), максимальне їх значення становить E = 3,3 ГПа при вмісті q = 0,500 мас.ч. НА.

Встановлено максимальне значення теплостійкісті (за Мартенсом), яке становить q = 0,750 мас.ч., в результаті чого формується НКМ з максимальними показниками теплостійкості (T = 344 К). Отримані результати добре узгоджуються з динамікою руйнівних напружень при згинанні НКМ залежно від вмісту НА, де також встановлено максимальні значення показників фізико-механічних властивостей при наповненні зв'язувача наноалмазом у кількості q = 0,750 мас.ч.

Висновки. В процесі експериментальних досліджень встановлено динаміку адгезійних і когезійних властивостей композитів від вмісту часток нанодисперсного алмазу. Встановлено оптимальний вміст наноалмазу у композитах з поліпшеними адгезійними властивостями, який складає q = 0,50 мас.ч. на 100 мас.ч. олігомера ЕД-20. Такий композит має властивості: адгезійна міцність при відриві – σ_a = 37,2 МПа, адгезійна міцність при зсуві – τ = 11,3 МПа, залишкові напруження – $\sigma_з$ = 1,10 МПа.

Встановлено оптимальний вміст наноалмазу у композитах з поліпшеними когезійними властивостями, який складає q = 0,50…0,75 мас.ч. на 100 мас.ч. олігомера ЕД-20. Такий композит має властивості: руйнівні напруження при згинанні – $\sigma_{зг}$ = 87 МПа, модуль пружності при згинанні – E = 3,3 ГПа, теплостійкість (за Мартенсом) – T = 344 К.

ЛІТЕРАТУРА

1. Пономарев А.Н. Технологии микромодификации полимерных и неорганических композиционных материалов с использованием наномодификаторов фуллероидного типа // Труды международ. конференции ТПКММ, Москва, 27 – 30 августа, 2003 г.-С. 508 - 518.

2. Букетов А.В. Властивості модифікованих ультразвуком епоксипластів / А.В.Букетов, П.Д.Стухляк, І.В.Чихіра. – Тернопіль: Крок, 2011. – 201 с.

3. Кулакова И.И. Строение частиц химически модифицированного наноалмаза детонационного синтеза / И.И. Кулакова, В.В. Корольков, Р.Ю. Яковлев, А.В. Карпухин, Г.В. Лисичкин // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения: Сб. науч. тр. – К.: ІНМ ім. В.М. Бакуля НАН України, 2009. – Вип. 12. – С. 299-305.

4. Корякина М.И. Испытание лакокрасочных материалов и покрытий / М.И.Корякина. – М.: Химия, 1988. – 272 с.

ВПЛИВ ПРИРОДИ І ВМІСТУ НАПОВНЮВАЧІВ НА АДГЕЗІЙНУ ТА КОГЕЗІЙНУ МІЦНІСТЬ ЕПОКСИДНИХ КОМПОЗИТІВ

Букетов А.В., Скирденко В.О.
Херсонська державна морська академія (Україна)

З метою поліпшення властивостей епоксиполімерів у епоксидний зв'язувач додатково вводять пластифікатори, модифікатори та наповнювачі за оптимального вмісту. Це забезпечує підвищення показників фізико-механічних і теплофізичних характеристик з одного боку, а також економію, як матеріалу, епоксидного олігомеру з іншого боку. Доведено, що введення у зв'язувач дисперсних часток навіть незначного вмісту забезпечує зміну швидкості перебігу фізико-хімічних процесів при структуроутворенні матеріалу. Причому важливе значення при регулюванні процесів зшивання епоксидних композитних матеріалів (КМ) має не лише хімічна і фізична природа, але й вміст та дисперсність мінеральних часток. Встановлено, що для поліпшення адгезійних властивостей у зв'язувач доцільно вводити дрібнодисперсні частки (1…30 мкм), у той час як для поліпшення когезійної міцності необхідно використовувати грубодисперсний наповнювач (63…120 мкм) або вводити у КМ бідисперсні добавки.

Враховуючи це, **метою роботи** було встановлення впливу природи дисперсного наповнювача на фізико-механічні і теплофізичні властивості епоксидних КМ.

Як основний компонент для зв'язувача при формуванні КМ вибрано епоксидний діановий олігомер марки ЕД-20 (ГОСТ 10587-84). Для зшивання епоксидних композицій використано твердник поліетиленполіамін (ТУ 6-05-241-202-78), що дозволяє затверджувати матеріали при кімнатних температурах. Твердник вводили у епоксидний олігомер при співвідношенні – 1:10. Як наповнювач використовували дрібнодисперсні (10…20 мкм) порошки: колоїдна сірка (КС) (ГОСТ 127.5-93), залізний сурик (ЗС) (складається із суміші мікроелементів і оксиду заліза (Fe_2O_3) ГОСТ 8135-74) та карбідна шихта (КбШ).

Вибір технологічних режимів формування КМ є одним з основних напрямків регулювання їхніх властивостей, тому епоксидні композити формували за такою технологією: попереднє дозування епоксидної діанової смоли ЕД-20 і наповнювача та подальше введення його в епоксидний зв'язувач; гідродинамічне суміщення олігомера і дисперсних часток; введення твердника ПЕПА і перемішування композиції упродовж часу $\tau = 5 \pm 0{,}1$ хв. Надалі затверджували КМ за експериментально встановленим режимом: формування зразків та їх витримування упродовж часу $\tau = 12{,}0 \pm 0{,}1$ год при температурі $T = 293 \pm 2$ К, нагрівання зі швидкістю $\upsilon = 3$ К/хв до температури $T = 393 \pm 2$ К, витримування КМ упродовж часу $\tau = 2{,}0 \pm 0{,}05$ год, повільне охолодження до температури $T = 293 \pm 2$ К. З метою стабілізації структурних процесів у матриці зразки витримували упродовж часу $\tau = 24$ год на повітрі при температурі $T = 293 \pm 2$ К з наступним проведенням експериментальних випробувань.

Адгезійну міцність КМ до металевої основи досліджували, вимірюючи руйнівне напруження при рівномірному відриві пари склеєних зразків («метод грибків»). Дослідження проводили згідно ГОСТу 14760-69, вимірюючи силу відривання клейових з'єднань стальних зразків на автоматизованій розривній машині УМ-5 при швидкості навантаження $\upsilon = 10$ Н/с. Діаметр робочої частини стальних зразків становив при відриві – $d = 25$ мм. Адгезійну міцність при зсуві визначали згідно ГОСТу 14760-69. Залишкові напруження у КМ визначали консольним методом. Покриття товщиною $\delta = 0{,}3…0{,}5$ мм формували на стальній основі. Параметри основи: загальна довжина – $l = 100$ мм; робоча довжина – $l_0 = 80$ мм; товщина – $\delta = 0{,}2$ мм.

Руйнівне напруження і модуль пружності при згинанні КМ визначали згідно ГОСТу 4648-71 і ГОСТу 9550-81 відповідно. Параметри зразків: довжина $l = 120 \pm 2$ мм, ширина $b = 15 \pm 0{,}5$ мм, висота $h = 10 \pm 0{,}5$ мм. Теплостійкість (за Мартенсом) КМ визначали

згідно ГОСТу 21341-75. Методика дослідження полягає у визначенні температури, при якій досліджуваний зразок нагрівали зі швидкістю $\upsilon = 3$ К/хв під дією постійного згинаючого навантаження $F = 5 \pm 0{,}5$ МПа, внаслідок чого матеріал деформується на задану величину (h = 6 мм).

Порівняльний аналіз зміни фізико-механічних властивостей КМ, наповнених частками ЗС і КбШ, дозволяє констатувати, що матеріали із залізним суриком мають ліпшу когезійну міцність. Зокрема, встановлено, що при збільшенні вмісту часток КбШ максимальними показниками модуля пружності ($E = 4{,}3…4{,}4$ ГПа) і руйнівного напруження при згинанні ($\sigma_{зг} = 56{,}4…58{,}6$ МПа) характеризуються КМ за вмісту наповнювача $q = 50…80$ мас.ч. Дані показники є на 12…18 % нижчими, порівняно з аналогічними показниками для КМ з частками ЗС при тому ж вмісті у композиті. Однак, слід зауважити, що теплостійкість КМ, наповненими частками КбШ ($q = 80$ мас.ч.), становить $T = 353$ К, у той час як для матеріалів з наповнювачем ЗС при такому ж вмісті спостерігали нижчі значення даної характеристики ($T = 348$ К). Виходячи з цього, можна стверджувати, що КМ, наповнені частками КбШ ($q = 50…80$ мас.ч.), доцільно використовувати при формуванні поверхневого шару для покриттів, які експлуатуються при підвищених температурах.

Додатково встановлено, що за зазначених вище умов формування матеріалів адгезійна міцність при розриві епоксидної матриці становить $\sigma_a = 18{,}5$ МПа. Введення наповнювачів по-різному впливає на адгезійну міцність КМ. Зокрема, доведено, що максимальними показниками адгезійної міцності відзначаються КМ, наповнені карбідною шихтою при вмісті 15 мас.ч. Введення у зв'язувач часток КбШ при даному вмісті забезпечує підвищення показників адгезійної міцності КМ з $\sigma_a = 18{,}5$ МПа (для епоксидної матриці) до $\sigma_a = 72{,}3$ МПа. Надалі збільшення вмісту наповнювача призводить до монотонного зменшення адгезійної міцності, яка за вмісту часток КбШ $q = 80$ мас.ч. становить $\sigma_a = 18{,}8$ МПа. На наш погляд, такий вплив вмісту наповнювача на адгезійні властивості КМ зумовлений наступними чинниками. На наш погляд при незначному вмісті часток наповнювача важливе значення при формуванні адгезійних з'єднань має тип і кількість функціональних груп у об'ємі олігомеру і на поверхні субстрату, що, у свою чергу, що визначає їх здатність до взаємодії. Виходячи з цього можна констатувати, що при незначному вмісті часток КбШ ($q = 5…15$ мас.ч.) адгезійна міцність КМ визначається в основному властивостями зв'язувача, тобто активністю її гідроксильних та епоксидних груп на межі поділу фаз з металевою основою. Частки наповнювача, взаємодіючи з макромолекулами епоксидного олігомеру, також впливають на міцність зшивання КМ, однак їх вплив є не таким суттєвим.

Враховуючи наведене вище і виходячи з того, що хімічна природа часток КбШ та епоксидного олігомеру залишається незмінною надалі, при аналізі кривої зміни адгезійної міцності від вмісту наповнювача, необхідно враховувати вплив активності поверхні часток і, відповідно, в'язкості композиції на властивості КМ. Встановлено, що критичним вмістом наповнювача КбШ для поліпшення адгезійних властивостей матеріалів є $q = 15…20$ мас.ч. На наш погляд це зумовлено тим, що навколо часток при зшиванні КМ формуються адсорбційні і зовнішні поверхневі шари, які, в основному, визначають властивості композитів. При значному вмісті часток ($q = 30…80$ мас.ч.), а також під впливом поверхні субстрату дані шари формуються, однак їхня структура не характеризується високим ступенем зшивання. Свідченням цього є зменшення показників адгезійної міцності при такому вмісті дисперсних часток.

Висновки. На основі результатів досліджень доведено, що серед усього спектру досліджених композитів максимальними показниками адгезійних та когезійних властивостей характеризуються КМ, наповнені частками КбШ. Дані частки дисперсного наповнювача рекомендовано для використання при формуванні захисних покриттів з метою підвищення експлуатаційних характеристик елементів технологічного устаткування суднових енергетичних установок.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВЕДЕНИЯ ЭПОКСИКОМПОЗИТОВ ПРИ УДАРНОМ НАГРУЖЕНИИ

Букетова Н.Н.[1], Шоркин В.С. [2], Долгов М.А. [3], Бесов А.В. [4]
[1]*Херсонская государственная морская академия (Украина)*
[2]*Орловский государственный технический университет (Россия)*
[3]*Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины (Украина)*
[4]*Институт проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАН Украины (Украина)*

Постановка задачи. Эпоксидные олигомеры, содержащие эпоксидные и гидроксильные группы, широко используют в виде связующего для формирования композитных материалов с повышенными эксплуатационными характеристиками. Комплексное улучшение основных физико-механических свойств и теплофизических характеристик, а, как следствие, коррозионной прочности и износостойкости эпоксидных композитных материалов (ЭКМ) может быть достигнуто введением в эпоксидное связующее минеральных дисперсных наполнителей различной физической природы. При этом формируются композитные материалы с повышенным комплексом эксплуатационных характеристик, которые используют с целью увеличения ресурса работы технологического оборудования элементов и блоков судновых энергетических установок.

В данной работе рассматривается влияние процессов деформирования на закономерности динамического разрушения пространственно сшитых композитов. Исходя из указанного, можно утверждать, что когезионная прочность на границе раздела фаз «эпоксидное связующее – дисперсный наполнитель», определяется величиной и количеством химических межфазовых связей (микроуровнем). А структура ЭКМ, наполненного дисперсными частицами зависит от количества наполнителя и физико-химических процессов при структурообразовании ЭКМ (мезоуровень). Следует заметить, что разработка новых ЭКМ с улучшенными когезионными свойствами (макроуровень), в том числе и ударной вязкостью, предусматривает обоснование механизма структурообразования ЭКМ с дисперсными частицами, а именно оптимизацию мезоструктуры материала, что предполагает исследование процессов межфазного взаимодействия при структурообразовании ЭКМ механизмов и стадийности упругопластического разрушения.

Целью работы является анализ деформационного поведения материалов при ударном нагружении с учетом процессов происходящих на разных масштабных уровнях.

Методика исследований. Ударную вязкость определяли на образцах из эпоксикомпозитных материалов (ЭКМ). В качестве объекта исследований выбран промышленный эпоксидный олигомер марки ЭД-20 (ГОСТ 10587-84), который характеризуется высокой когезионной прочностью, небольшой усадкой, а также хорошими технологическими свойствами при нанесении на поверхности сложного профиля. Для полимеризации эпоксидных композиций, в качестве отвердителя, использовали полиэтиленполиамин ПЭПА (ТУ 6-05-241-202-78). При формировании ЭКМ, в эпоксидную связку вводили частицы карбида кремния дисперсностью 63 мкм и концентрацией 10…80 масс. ч. на 100 масс. ч. эпоксидного олигомера ЭД-20 и 10 масс. ч. ПЭПА.

ЭКМ формировали по следующей технологии: дозирование компонентов, гидродинамическое совмещение дисперсных частиц и связующего, введение отвердителя ПЭПА и отверждение композиции. Отверждение ЭКМ производили по экспериментально установленному режиму: формирование образцов с выдержкой в течение 2-х часов при температуре Т = (293 ± 2) К, последующий нагрев со скоростью 3 К/мин до температуры T = (393 ± 2)К, выдержка в течение 2-х часов и медленное охлаждение до температуры

Т = (293 ± 2)К. Для стабилизации процессов структурирования материала образцы выдерживали в течение τ = 60 ч на воздухе при температуре T = (293 ± 2)К с последующим проведением испытаний на ударную вязкость.

Ударную вязкость определяли на образцах с размерами 10×15×75 мм без надреза. Испытания проводили на копре RKP-300 для высокоскоростного нагружения (5,2 м/с) и регистрацией диаграммы деформирования в координатах «нагрузка – время» и «нагрузка – изгиб образца». Использование программы управления и записи информации ударных испытаний «VUHI-CHARPY» позволило определить составляющие энергии разрушения образца путем трансформации зависимости «сила – время» (*P-t*) в зависимость «сила – перемещение» *(P-S)*.

Обсуждение результатов исследований. Экспериментально установлено, что ЭКМ характеризуется максимальной прочностью σ_p = 110 МПа в диапазоне 20…40 масс. ч. наполнителя. Дальнейшее увеличение количества наполнителя приводит к охрупчиванию материала и соответственно к снижению прочностных свойств до σ_p = 50…60 МРа при 60…80 масс. ч. SiC. Эпоксидная матрица мало чувствительна к скорости деформирования, таким образом, в материале упругие свойства преобладают над вязкими свойствами. В то же время, ЭКМ отличается определенными вязкими свойствами, обусловленными степенью сшивания наполнителя и полимерной матрицы. При статическом нагружении они проявляются на изгибе диаграммы деформирования. Хотя для исследованного ЭКМ данные процессы носят преимущественно аккомодационный характер, максимальное значение относительной деформации (ε_{cr} = 6,5 %) получено при введении 10 масс. ч. SiC на 100 масс. ч. эпоксидного олигомера. Выявлена взаимная корреляция напряжений разрушения композитов (σ_p) от критических деформаций (ε_{cr}) и массовой концентрации наполнителя. В частности, при увеличении количества наполнителя в ЭКМ от 20 до 50 масс. ч. на 100 масс. ч. эпоксидного олигомера критические деформации уменьшаются от ε_{cr} = 6,2 до ε_{cr} = 4,5 %. Минимальная деформационная способность материала на макроуровне получена при 40 масс. ч. на 100 масс. ч. эпоксидного олигомера ЭД-20. Дополнительно введение частиц наполнителя при концентрации 60…80 масс. ч. на 100 масс. ч. эпоксидного олигомера приводит увеличению критических деформаций до ε_{cr} = 4,6…5,2 %. При этом напряжения разрушения композитов уменьшаются до σ_p = 50…60 МПа.

Далее с целью выявления основных этапов разрушения анализировали время нагружения и кривые деформирования образца в координатах «нагрузка – прогиб».

Диаграмма разрушения композита имеет «m» - подобную форму. На ней заметна стадия затупления трещины, что может быть связано с локальными пластическими деформациями или интенсивными образованием микротрещин. Таким образом, в материале еще до макроразрушения образуется ансамбль ориентированных в различных плоскостях микроразрушений. В дальнейшем они влияют на закономерности распространения макротрещины. Необходимо отметить что наибольшей энергоемкостью разрушения отличается ЭКМ с 40 масс. ч. SiC. Уменьшение количества наполнителя увеличивает вязкость материала, снижая его механические свойства. Кроме этого, увеличение количества наполнителя приводит в охрупчиванию материала. Изложенные механизмы разрушения подтверждаются величинами граничных деформаций.

Полное разрушение образца на макроуровне также происходит по вязкому механизму. Можно предположить, что старт трещины связан с локальной нестабильностью свойств материала, переход от старта к распространению трещины это – процесс накопления критической концентрации дефектов в определенном объеме (мезоуровень) – который предопределяет процесс разрушения образца (макроуровень).

Проводили сравнение величин ударной вязкости ЭКМ при малых (до 2,5 м/с) и высоких (5,2 м/с) скоростях нагружения. При больших скоростях нагружения ударная вязкость ЭКМ выше чем при низких в 1,2…2,0 раза. При низкоскоростном нагружении ЭКМ малочувствителен с ударным нагрузкам, максимальное отклонение данных полученных в диапазоне 10…80 масс. ч. SiC составляет 15 %. Необходимо отметить

увеличение отличия прочностных свойств с повышением энергоемкости высокоскоростного нагружения. Очевидно, это связано с различным влиянием энергии удара на физико-механические свойства материала, в особенности на систему «наполнитель - матрица».

Такое утверждение основывается на форме излома образцов, имеющей зигзагообразную форму. Кроме того, значительное влияние имеют остаточные напряжения, которые приводят к формированию термодинамического неустойчивого состояния композита.

Таким образом, вследствие приведенных выше теоретических предположений и экспериментальных исследований в работе на различных масштабных (микро-, мезо- и макро-) уровнях обоснован механизм формирования, а также закономерности деформирования и ударного разрушения ЭКМ, что позволяет прогнозировано вводить частицы наполнителя в связующее для формирования композитов с повышенными эксплуатационными свойствами.

Выводы. Высокая степень структурной неоднородности ЭКМ, заложенная на этапе его формирования, обеспечивает их высокие механические характеристики. При динамическом деформировании в материале создается развитая иерархия структурных уровней деформации (микро-макро), которая обуславливает самосогласованное деформирование и разрушение всего объема материала.

Механизм деформирования ЭКМ связан с развитием микроизлома, что определило энергоемкость разрушения материалов. Развитие микротрещин (микроскол) обусловлен малой величиной сдвиговой деформации, дополнительно ограниченной наличием частиц упрочняющей фазы. Определяющим является микроуровень (при старте трещины), продвижения фронта трещины определяется макромеханизмами разрушения.

ВЫБОР СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН КОМБИНИРОВАННЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ НАДДУВА

Вороненко С.А., Ищенко И.М.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Введение. Приоритетной задачей современного судостроения является повышение экономичности и надежности судовых энергетических систем. Успешное решение данной проблемы может быть обеспечено только при комплексном проведении работ по совершенствованию как судовых энергетических установок (СЭУ), так и судовых электроэнергетических систем (СЭЭС). Применение валогенераторных установок и утилизационных турбогенераторов (УТГ) позволяет уменьшить себестоимость электроэнергии, снизить эксплуатационные расходы и повысить надежность СЭЭС.

Актуальность исследований. Анализ современных систем утилизации тепла выхлопных газов показывает, что их режимы и условия работы выбираются без учета особенностей работы и режимов СЭУ и СЭЭС. Так, режимы работы турбогенераторов, как правило, выбираются без учета особенностей и режимов работы газотурбинного наддува судовых дизелей. В связи с этим, практически во всех случаях возникают проблемы с обеспечением наддува при пуске двигателей, их работе на режимах малого хода, а также на режимах при избыточной мощности турбины. Вместе с тем, при выполнении системы наддува с электрической машиной, работающей в режиме генератора и двигателя, отмеченные проблемы решаются относительно просто. Это может быть достигнуто за счет соответствующего изменения режима работы электрической машины. В режиме пуска двигателя и на малом ходу наддув осуществляется переводом машины в режим двигателя при его питании от судовой СЭЭС.

В качестве электрической машины целесообразно применить асинхронную машину с массивным ферромагнитным ротором, которая обладает высокой надежностью при больших частотах вращения турбин систем наддува. Одним из проблемных вопросов в таких агрегатах является обеспечение эффективного охлаждения электрической машины, работающей в комплексе с турбиной и компрессором.

Результаты исследований. В гибридном турбокомпрессоре MET83MAG (Япония) в качестве электрической машины используется машина с постоянными магнитами, для охлаждения которой применяется комбинированное охлаждение водой и воздухом (рис. 1).

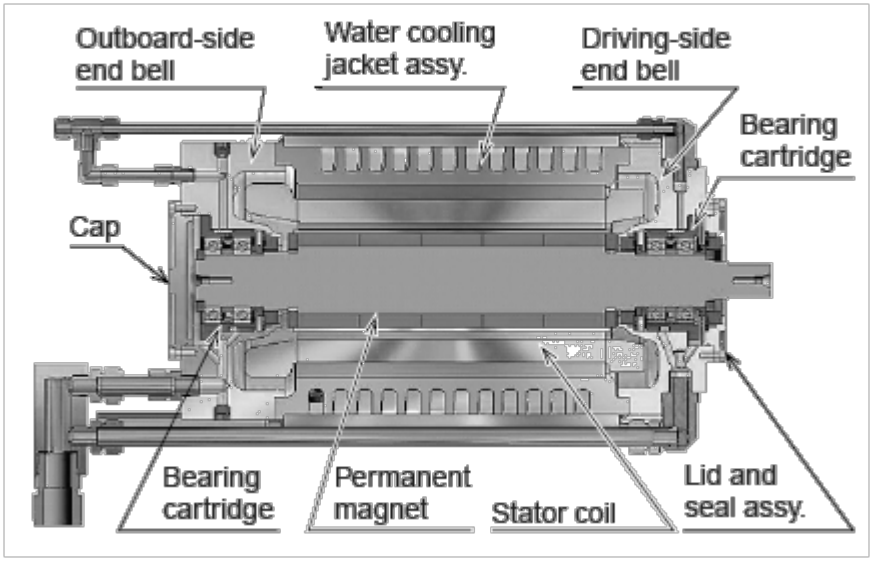


Рисунок 1. Система охлаждения электрической машины гибридного турбокомпрессора

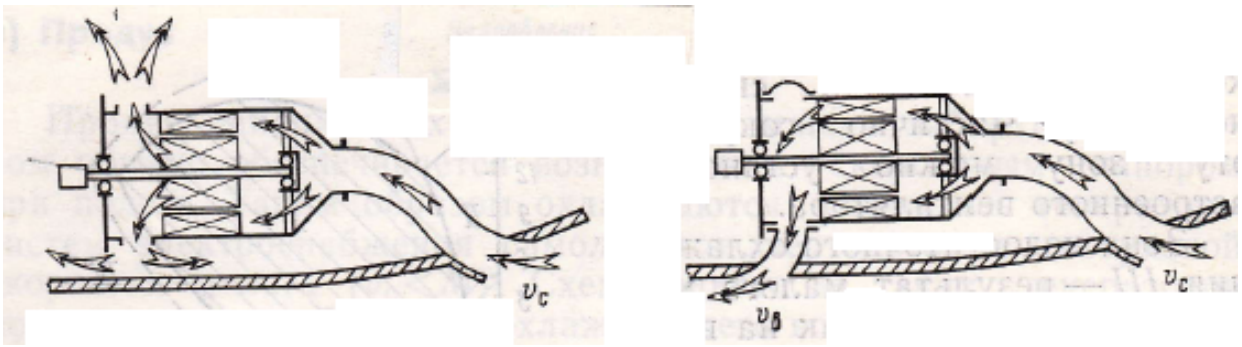
Как известно, для охлаждения электрических машин используются различные системы, которые по виду контакта с охлаждающей средой делятся на следующие группы:

– с прямым (непосредственным) охлаждением;

– с косвенным охлаждением;

– со смешанным охлаждением.

В рассматриваемом турбокомпрессоре применяется смешанное охлаждение. Статор и обмотка якоря охлаждаются водой, которая циркулирует по соответствующим каналам. Ротор охлаждается продувом воздуха. Циркуляционная система обеспечивает интенсивное охлаждение нагретых элементов машины. Однако, она сложна в производстве и эксплуатации, снижает надёжность работы комплекса, не обеспечивает значительного снижения массы машины. Кроме того, для её работы требуется охладитель нагретой воды (радиатор), а также определённый запас дистиллированной воды. В связи с этим циркуляционные системы охлаждения электрических машин на суднах не получили широкого распространения. Так же, как и системы с испарительным и распылительным охлаждением. Наибольшей надёжностью и простотой обладают системы с продувом охлаждающего воздуха, как это показано на рис. 2.



а б

Рисунок 2. Схемы охлаждения генераторов продувом:
а – неорганизованный выброс воздуха; б – организованный выброс воздуха

При размещении электрической машины в глушителе комбинированного турбокомпрессорного агрегата система охлаждения может быть выполнена по схемам «а» или «б». При этом часть охлаждающего воздуха может обдувать наружную поверхность машины, что увеличивает эффективность её охлаждения. При воздушном охлаждении продувом объём охлаждающего воздуха определяется по формуле:

$$V = \frac{\Delta P}{\gamma \cdot \tau_в \cdot c},$$

где γ – удельная масса воздуха, γ= 1,1 кг/м^3;

c – теплоёмкость воздуха, $c = 1000 \frac{\text{Вт·сек}}{\text{град·кг}}$;

$\tau_в$ – превышение температуры выходящего воздуха из генератора над температурой входящего воздуха.

Как показывают расчёты, при мощности генератора 1000 кВт, кпд = 0,85, и превышении температуры $\tau_в$ = 30 °С необходимый объём охлаждающего воздуха составляет примерно 5,4 м^3/сек. Приведенное значение на порядок меньше расхода воздуха на наддув дизеля соответствующей мощности.

Следует отметить, что при расчёте электрической машины такого турбокомпрессорного агрегата, её аэродинамическое сопротивление, то есть сечение

воздушного зазора между ротором и статором, а также сечение каналов охлаждения статора и ротора, должно определяться из условия прохождения требуемого количества воздуха и допустимого нагрева элементов машины.

Выводы:

1.Анализ условий работы электрической машины комбинированного турбокомпрессорного агрегата показывает, что для её охлаждения наиболее целесообразно использовать воздушное охлаждение продувом за счёт работы компрессора. При этом, продуваемый воздух должен проходить как внутри машины, так и обдувать наружную её поверхность.

2. Предварительные расчёты показывают, что количество необходимого продуваемого воздуха для охлаждения машины на порядок меньше количества воздуха для наддува дизеля. Это незначительно влияет на параметры турбины и компрессора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ю.А. Пахомов. Судовые энергетические установки с двигателями внутреннего сгорания. – М; ТрансЛит, 2007 – 528 с.

2. Э.В. Корнилов, П.В. Бойко. Системы газотурбинного наддува судовых дизелей. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006 – 224 с.

3. Лищенко А.И., Лесник В.А. Асинхронные машины с массивным ферромагнитным ротором. – К. Наукова думка, 1984 – 168 с.

4. И.М. Постников. Проектирование электрических машин. – К. ТехЛит, 1972- 736 с.

ВПЛИВ НАДВИСОКОЧАСТОТНОЇ ОБРОБКИ НА АДГЕЗІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАХИСНИХ ЕПОКСИКОМПОЗИТНИХ ПОКРИТТІВ

Голотенко О.С., Карташов В.В., Золотий Р.З.
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Вступ. Одним з напрямків збільшення ресурсу експлуатації технологічного устаткування у газотранспортній, нафтопереробній, хімічній, легкій, харчовій галузях промисловості і машинобудуванні є використання полімерних композитних матеріалів (КМ) та захисних покриттів на їх основі. Відомо, що нанесення полімерних композитних покриттів на деталі та вузли обладнання суттєво збільшує його експлуатаційні характеристики [1]. Важливими властивостями, які визначають довговічність захисних покриттів, є адгезійна міцність. Перспективним є застосування композитів на основі епоксидних полімерів як захисних покриттів, які, порівняно з фенолформальдегідними чи поліуретановими смолами, характеризуються підвищеними показниками адгезійних, фізико-механічних і теплофізичних характеристик.

Актуальність досліджень. Експлуатаційні властивості захисних покриттів в значній мірі залежать від їх високої адгезії до металевої основи. Адгезія полімеру до поверхні наповнювача – один із факторів, які визначають фізико-механічні властивості наповнених полімерних систем. Існує багато теорій про взаємодію полімеру з наповнювачем, які свідчать про вплив змочування полімерами твердих тіл та адгезійну взаємодію компонентів системи, що дозволяє силам, які виникають, досягнути певної структуризації молекул полімеру з утворенням поверхневого шару на межі поділу фаз полімеркомпозит-основа. Такий взаємний вплив поверхні дисперсних часток і полімеру можна досягнути різними способами, одним з яких є обробка композицій зовнішніми фізичними полями. Така обробка у процесі формування матеріалів підвищує їх характеристики шляхом регулювання параметрів надмолекулярної структури полімеру й орієнтованого розподілу часток наповнювача. Цікавим з наукової і практичної точки зору, є дослідження впливу надвисокочастотної обробки композицій на адгезійну міцність покриттів.

Постановка задачі. Як зв'язувач при формуванні КМ використовували епоксидний діановий оліґомер марки ЕД-20 (ГОСТ 10587-84) з густиною $\rho = 1{,}2\cdot10^3$кг/м^3.

Як твердник використано поліетиленполіамін ПЕПА в кількості 8 мас.ч на 100 мас.ч. зв'язувала (ТУ 6-05-241-202-78), який дозволяє отверджувати композити при кімнатній температурі.

Як пластифікатор використано полідіетилакрилат ПДЕА-4, який характеризується реакційною здатністю до взаємодії з макромолекулами епоксидного олігомера завдяки значній кількості гідроксильних груп. Пластифікатор вводили у зв'язувач в кількості 16 мас.ч. на 100 мас.ч. епоксидного олігомера ЕД-20.

Крупнодисперсні наповнювачі вводили в кількості 30 мас.ч. на 100 мас.ч. зв'язувала.

Епоксидний зв'язувач формували за такою технологією: дозування компонентів, гідродинамічне суміщення наповнювача та епоксидної діанової смоли ЕД-20 до отримання однорідної суміші, надвисокочастотна (НВЧ) обробка суміші (f = 2450 МГц) протягом часу τ=30…120 с, введення твердника ПЕПА при температурі Т=293±2 К, затверджування композиції. Затверджували КМ за експериментально встановленим режимом: формування зразків та їх витримка протягом 2-х год при температурі Т=293±2 К, нагрівання зі швидкістю 3 град/хв до температури Т=393±2 К, витримка протягом часу τ=2,0±0,05год, повільне охолодження до температури Т=293±2 К. З метою стабілізації структурних процесів у матриці зразки витримували протягом часу τ=60год на повітрі при температурі Т=293±2 К з наступним проведенням експериментальних випробувань.

Адгезійну міцність КМ до металевої основи досліджували, вимірюючи руйнівне напруження при рівномірному відриві пари склеєних зразків ("метод грибків").

Дослідження проводили згідно з ГОСТ 14760-69, вимірюючи силу відривання клейових з'єднань стальних зразків на розривній машині Р-5 при швидкості навантаження 10Н/с.

Результати досліджень. Результати проведених досліджень показали, що вплив надвисокочастотної обробки має екстремальний характер (рисунок 1). Встановлено, що при 30-ти секундній НВЧ обробці адгезійна міцність композиції зростає у матриці на 33 %, і в композицій, наповнених частками лускатого графіту на 22 %. Зростання показників композицій, наповнених карбідом кремнію (на 6 %) спостерігається при 60-ти секундній НВЧ обробці. НВЧ обробка композицій, наповнених карбідом бору, не призводить до покращення адгезійних властивостей, що зумовлено впливом активності, топології поверхні і фізичної природи часток на перебіг фізико-хімічних процесів на межі поділу фаз при структуроутворенні композитних матеріалів. Максимальне значення (38,2 МПа) характерне для матеріалів, наповнених SiC. Це пояснюється значною когезійною міцністю та седиментаційною стійкістю епоксидних систем з вказаним наповнювачем. Методом електронної мікроскопії підтверджено рівномірність розподілу наповнювача в об'ємі епоксидного олігомера у процесі зшивання. Це забезпечує формування поверхневих шарів значної густини, збільшує ступінь зшивання в'яжучого, когезійні характеристики систем, що, відповідно, покращує фізико-механічні властивості епоксикомпозитів [3].

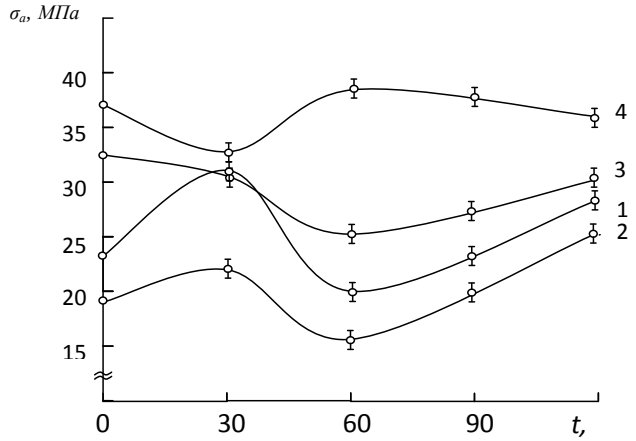


Рисунок 1. Вплив часу НВЧ обробки на адгезійну міцність захисних покриттів:
1 – матриця, 2 – лускатий графіт, 3 – B_4C, 4 – SiC.

Висновки. У роботі досліджено вплив НВЧ обробки на адгезійні властивості композитних матеріалів, наповнених частками крупнодисперсних наповнювачів. Встановлено, що максимальне збільшення адгезійної міцності (на 22%) спостерігається в покриттях, отриманих на основі епоксидної матриці наповненої порошками лускатого графіту після модифікації НВЧ обробкою на протязі 30 секунд.

ЛІТЕРАТУРА

1. Mamunya Ye.P. Dielectric properties of polymers filled with dispersed metals / Mamunya Ye.P, Davydenko V.V., Apekis L., Zois H., Snarskii A.A., Slipchenko K.V. // Polym. & Polym. Compos.-2002.- V.10, N 3.-P.219-227.

2. Є.П. Мамуня. Електричні і адгезійні властивості електропровідних полімерних композицій / Є.П. Мамуня, С.Л. Василенко, Є.В. Лебедєв, М.І. Шут // Вопросы химии и химической технологии. – 2002. – № 3. – С. 210–212.

3. Стухляк П.Д. Епоксидні композити. Дослідження механізму впливу технології формування на властивості / Стухляк П.Д., Букетов А.В., Левицький В.В. // Хімічна промисловість України.-2004.-№5.-С.17-23.

ТЕХНОЛОГІЯ ДИСПЕРГУВАННЯ МІНЕРАЛЬНИХ НАПОВНЮВАЧІВ ЕПОКСИДНИХ КОМПОЗИТІВ ІЗ ВПЛИВОМ НИЗЬКИХ ТЕМПЕРАТУР

Добротвор І.Г., Стухляк П.Д.
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Розвиток сучасної промисловості ставить першочергове завдання по створенню нових матеріалозберігаючих технологій. Одним з напрямків вирішення цієї проблеми є розробка нових композитних матеріалів (КМ) з підвищеними експлуатаційними характеристиками, що використовують як покриття. Об'єктом дослідження вибрано КМ, матриця якого сформована на основі епоксидіанового олігомеру марки ЕД-20 і твердника ПЕПА. В якості наповнювачів використовували дисперсні частки феро- (ферит марки 1500НМ3, коричневий шлам), пара- (карбід бору, оксид міді) та діамагнітної (карбід кремнію, оксид алюмінію) природи.

Одним із головних завдань при формуванні композитних полімерних матеріалів є забезпечення оптимальних умов фізико-хімічної взаємодії на межі поділу фаз "оліґомер-наповнювач". Важливим етапом вирішення даної проблеми є розробка методик отримання інформації про міжфазову взаємодію макромолекул зв'язувача з активними центрами на поверхні мінерального наповнювача при формуванні матеріалу, а також визначення впливу такої взаємодії на властивості епоксикомпозитних матеріалів при експлуатації. Значимим фактором покращення експлуатаційних властивостей КМ також є підвищення рівня вмісту матеріалу матриці, що перебуває у стані гель-фракції. Досягти відповідних рівнів згаданих факторів сприяє підбір фізико-хімічних і геометричних параметрів зерен дисперсного наповнювача.

Тривале диспергування (активування) мінеральних наповнювачів підвищує поверхневу активність по відношенню до матриці. В залежності від природи речовини, на всій поверхні дисперсних наповнювачів утворюються активні центри різної природи: обмінні електрони, іони, атоми із неспареними електронами, вакансії). Вони сприяють міжфазній взаємодії активованих зерен наповнювача до матриці [1]. Зміну геометричних параметрів зерен наповнювача, від яких залежить його поверхнева активність і що є одним із визначальних факторів такої зміни є виникнення тріщин у матеріалі під дією зміни температури в часі.

Відомо, що тіло, яке має температуру T рівну в початковий момент часу спостереження T_0 і поміщене у середовище температура якого постійна і рівна T_1 мінятиме свою температуру нерівномірно. Оскільки при деяких допущеннях, температура, як функція від часу t, задовольняє диференціальне рівняння

$$\frac{dT}{dt} = -\gamma \cdot (T - T_1), \quad \gamma > 0;$$

один із розв'язків якого є тривіальний і очевидний: $T = T_1$. Інший розв'язок:

$$T(t) = T_1 + (T_0 - T_1) \cdot e^{-\gamma t}$$

має графік, що асимптотично наближається до T_1 при $t \to \infty$.

Можливість застосування способу температурної обробки ґрунтується на слідуючих фізичних передумовах. Причиною теплового розширення твердих тіл є негармонійність коливань атомів у кристалічній решітці і оцінюється за рахунок врахування нелінійних складових у розкладі виразу для потенційної енергії $U(x)$ атома у степеневий ряд. Зміна потенціальної енергії пов'язана із зміною координати x атома.

Авторами [2] запропоновано метод механічного диспергування, що здійснюється після охолодження рідким азотом із наступним підвищенням температури для створення умов активного стану ділянок поверхні наповнювача. Для низьких температур крихкість

твердих тіл значно зростає, то це полегшить процес диспергування (рис.1). Проте високоенергетичний стан поверхні не залишатиметься постійним внаслідок релаксації внутрішніх напружень. Час збереження активного стану наповнювача для Т °К – температури, до якої приводять наповнювач оцінюється по формулі:

$$t \le 10^{-15} \cdot e^{\frac{1{,}2 \cdot 10^4}{T}}, \qquad (1)$$

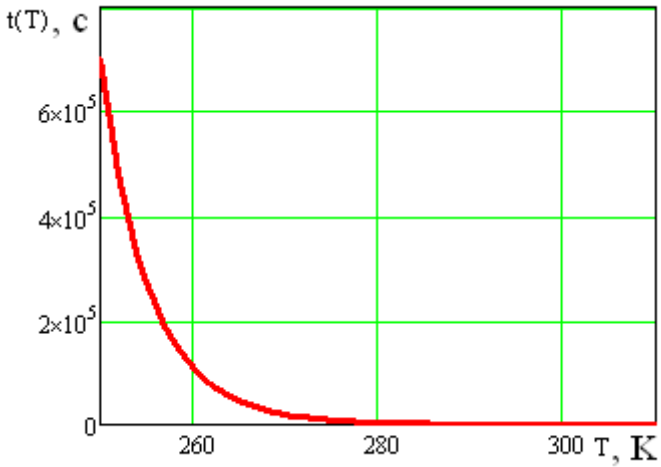


Рисунок 1. Графік тривалості *t(T)* часового проміжку *t* збереження активного стану дисперсного наповнювача від температури оброблення *T*.

Така величина становить близько 15,5 хв. для Т ≈20 °С≈290 °К та 4 хв. для 300 °К.

У першому наближенні коефіцієнт теплового розширення твердих тіл повинен бути обернено пропорційним кількості найближчих сусідів атома *Z*, оскільки електростатична взаємодія заряджених часток, що оточують конкретну частку оцінюється по формулі

$$F = \frac{1}{4\pi\varepsilon\varepsilon_0} \cdot grad\left(\sum_{i=1}^{Z} \frac{q \cdot q_i}{R_i}\right). \qquad (2)$$

Причому коефіцієнт теплового розширення матеріалу дорівнює

$$\alpha_0 = \frac{b \cdot k}{b_0 \cdot R_0},$$

де *k* – стала Больцмана, R_0 – рівноважна відстань між атомами,

$$b = -\left(\frac{d^3U}{dr^3}\right)_0 / Z, \quad b_0 = 4 \cdot \left(\frac{d^2U}{dr^2}\right)_0 / Z.$$

Тут *U(r)* - потенціальна енергія атома, *Z* - кількість найближчих сусідів атома.

Для поверхневого шару

$$\alpha(r) = \omega_0^2 \cdot r + \varepsilon \cdot g_0(r), \qquad (3)$$

де ω_0^2 і ε – постійні, $g_0(r)$ – залишкова нелінійна функція, яка залишається малою в порівнянні із лінійною частиною (3).

Атоми поверхневого шару часток наповнювача відрізняються від атомів, що лежать у глибині матеріалу тим, що мають меншу кількість найближчих сусідів *Z*. Тому коефіцієнт теплового розширення α для поверхні твердих тіл повинен бути в середньому у 1,5…3 рази більшим, ніж коефіцієнт лінійного розширення для внутрішнього матеріалу твердого тіла і пропорційним до градієнта (2). Тоді при зміні температури поверхневі шари твердого тіла будуть знаходитись у напруженому стані, поверхнева енергія підвищується.

Раніше вважали, що руйнування матеріалу при дробленні відбувається внаслідок стискаючих зусиль, а при розмелюванні – від зрізуючих. Тепер вважається, що суттєвої

різниці між дробленням і розмелюванням немає і відмінність полягає лише у величині зернистості вихідного матеріалу і кінцевого продукту.

Здатність матеріалу до руйнування незалежно від типу обладнання, яке використовується при подрібненні, залежить від таких параметрів твердого тіла, пружність, міцність і пластичність. Зміна таких параметрів під час загрузки в значній мірі визначає здатність матеріалу до руйнування. Застосування до твердого тіла зовнішніх напружень стимулює появу локальних перенапружень, що приводить до розриву міжатомних зв'язків, до порушення суцільності твердого тіла і появи мікротріщин. Ріст мікротріщин і їх наступне злиття формує тріщини, поширення яких в кінцевому результаті приводить до руйнування твердих часток наповнювача.

Мінеральний наповнювач подрібнюють у диспергаторі чи млині, що дозволяє проводити охолодження робочої камери рідким азотом до T≈77 °K. Диспергування проводиться до зменшення середнього діаметру часток до 1,5…3,0 рази. При такому зменшенні дисперсності часток, прийнявши їх за умовно сферичні, поверхня окремої частки зменшується у 2,3…9 рази, проте сумарна площа подрібненого об'єму наповнювача збільшується у 1,5…3 рази, що забезпечує появу новоутвореної поверхні, яка складатиме від 50 % до 200 % від старої.

Після розігрівання часток на новоутворених поверхнях створюється напружено-деформований стан. Час, на протязі якого може бути використано наповнювач без суттєвого зменшення високоенергетичного стану оцінюють з використанням формули (1). Повторне охолодження на ΔT °K приводить до запізнення виходу із активного стану наповнювача на час

$$\Delta t = 10^{-15} \cdot \left(e^{\frac{1{,}2\cdot 10^4}{T-\Delta T}} - e^{\frac{1{,}2\cdot 10^4}{T}} \right),$$

де T (°K) – температура, до якої приводять наповнювач, ΔT (°K) – діапазон зниження температури, Δt (сек) – час запізнення виходу поверхні наповнювача із активного стану (рис.2).

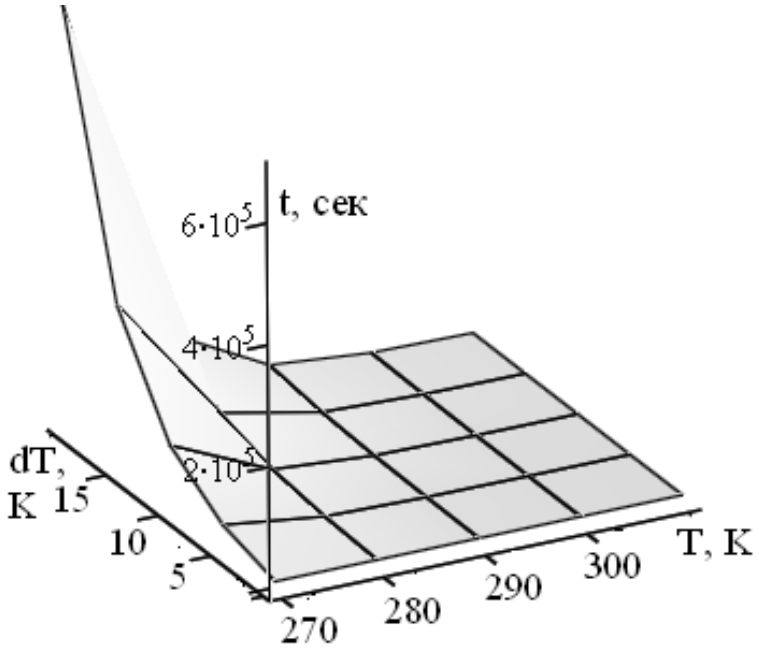


Рисунок 2. Графік тривалості *t(T, dT)* часового проміжку *t* збереження активного стану дисперсного наповнювача від температури оброблення *T* і часу повторного охолодження *dT*.

Проведено порівняльний аналіз ступеня зшивання матриці у поверхневих шарах на основі розробленої методики [3]. Показано, що поверхневі шари найбільшого розміру утворюються у КМ, наповнених феритом. які, водночас, характеризуються незначними значеннями внутрішніх напружень в усьому досліджуваному діапазоні товщини покриттів. Це явище пояснюється впливом нескомпенсованого магнітного моменту феромагнітних частинок на полімерну матрицю, який забезпечує перерозподіл глобулярних конформацій епоксидного олігомера. З метою підтвердження отриманих результатів досліджено вплив товщини покриттів на внутрішні напруження у матеріалі. Встановлено оптимальну товщину покриттів (h = 0,8…1,0 мм), що мають незначні внутрішні напруження.

Реалізацію оброблення дисперсних наповнювачів пропонується здійснювати за приведеною (рис.3) технологічною схемою.

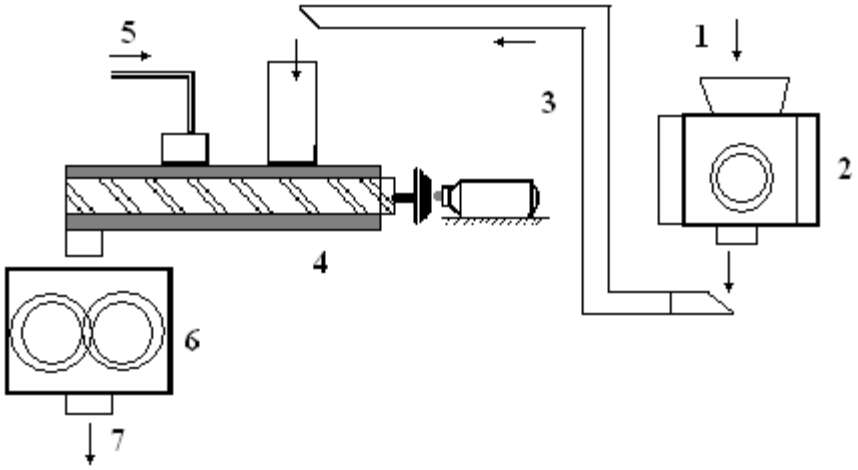


Рисунок 3. Технологічна схема оброблення дисперсних наповнювачів:
1 – дисперсний наповнювач, 2 – дробарка, 3 – транспортер, 4 – кріогенна шахта, 5 – рідкий азот, 6 – подрібнювальний верстат, 7 – оброблений наповнювач.

Висновки. Застосування розробленої технології для підготовки дисперсного наповнювача із збільшеною поверхневою активністю при формуванні композитних матеріалів забезпечує підвищення надійності і стійкості до спрацювання обладнання у 2…3 рази, що зумовлює збільшення міжремонтного періоду роботи у 3,0…3,5 разів. Отримані результатів дослідження є основою для розроблення нових епоксикомпозитних матеріалів і захисних покриттів на їх основі з високими експлуатаційними характеристиками.

ЛІТЕРАТУРА

1. Вплив граничних прошарків на властивості композитних полімерних матеріалів. (Огляд). / П. Д. Стухляк, М. М. Митник, В. О. Орлов // Фізико – хімічна механіка матеріалів. – 2001. – №1. – С. 69 – 75.

2. Вплив активності наповнювача на властивості епоксидних матеріалів / А. В. Букетов, П. Д. Стухляк, В. І. Бадищук // Вісник ТДТУ. – Тернопіль. – 2003. – Т.8, № 4. – С. 12-20.

3. Патент № 37657. Україна, МПК C09D 163/00. Епоксикомпозитне покриття / І. Г. Добротвор, А. В. Букетов, М. М. Мірчук, М. А. Долгов (Україна). – Заявл. 12.05.2008 ; опубл. 10.12.2008. – Бюл. № 23. – 6 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ ЕПОКСИКОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛІВ СФОРМОВАНИХ ПРИ ПІДВИЩЕНІЙ ТЕМПЕРАТУРІ В ПРИСУТНОСТІ ФЕРОМАГНІТНОГО НАПОВНЮВАЧА

Карташов В. В., Голотенко О. С.
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Вступ. Розробка та створення нових полімер композитних матеріалів неможливі без дослідження міжфазних процесів при структуроутворенні матеріалів на стадії їх формування у вироби. В наш час регулювання міжфазних процесів здійснюють шляхом введення в олігомерну матрицю наповнювачів різної дисперсності та фізико-хімічної природи, регулюванням температурно-часових параметрів полімеризації та застосуванням оброблення зовнішніми силовими полями [1, 2].

Актуальність досліджень. Одним із способів регулювання структури полімер композитних матеріалів є оброблення композицій зовнішніми фізичними полями, а саме змінним магнітним полем (ЗМП). Застосування такого поля дає змогу змінювати як надмолекулярну структуру, густину, так і термомеханічні властивості епоксикомпозиційних матеріалів. Доведено, що вплив ЗМП на характеристики епоксикомпозитів збільшується при використанні феромагнітних наповнювачів завдяки більшому значенню магнітної сприйнятності середовища [3].

Однак, застосування феромагнітних наповнювачів в епоксидних композиціях, що зшиваються в магнітному полі призводить до виникнення вихрових струмів та додаткового нагріву композиції, що сприяє виникненню залишкових напружень. Тому цікавим є з наукової і практичної точки зору, дослідити закономірності впливу сшивання композицій із феромагнітним наповнювачем під впливом підвищених температур на релаксаційні процеси.

Постановка задачі. Для визначення залишкових напружень у КМ використовували консольний метод [4]. На сталевій основі товщиною δ = 0,3 мм формували покриття із КМ. Після формування композицію наносили на основу і полімеризували. У процесі зшивання матеріалу спостерігали підйом консолі (у вигляді основи з покриттям), абсолютне значення якого визначали у кінці дослідження (по завершенні формування матеріалу протягом τ = 72 год).

Базовим компонентом для полімерної матриці вибрано епоксидний діановий олігомер марки ЕД-20 (ГОСТ 1087-84). Вміст дисперсного феромагнітного наповнювача змінювали від 10 до 80 мас.ч. на 100 мас.ч. епоксидного зв’язувача. Для зшивання епоксидного зв’язувача використано твердник поліетиленполіамін (ТУ 6-05-241-202-78).

Результати досліджень. Відомо, що затвердднення композитів у ЗМП призводить до додаткового нагрівання композицій у процесі оброблення, що забезпечує пришвидшення зшивання матеріалу. Затвердження, що супроводжується екзотермічним ефектом, призводить до появи незворотніх деформацій і як наслідок – залишкових напружень [5], котрі за деяких умов мають негативний вплив на експлуатаційні властивості, а саме призводять до появи втомних мікротріщин та знижують довговічність матеріалу. Щоб з’ясувати вплив саме температурної складової на залишкові напруження в КМ, зразки формували при однаковій температурі із модифікованими ЗМП зразками (t = 295…365°К). На рисунку 1 приведено результати експериментальних досліджень по залежності залишкових напружень σ_3 КМ від температури середовища t у зоні зшивання та концентрації q феромагнітного наповнювача. Дослідження залишкових напружень у КМ сформованих в ЗМП із використанням пара- та діамагнітних наповнювачів не проводили, оскільки із попередніх досліджень відомо, що застосування таких наповнювачів немає суттєвого впливу на зміну температури композиції у процесі зшивання.

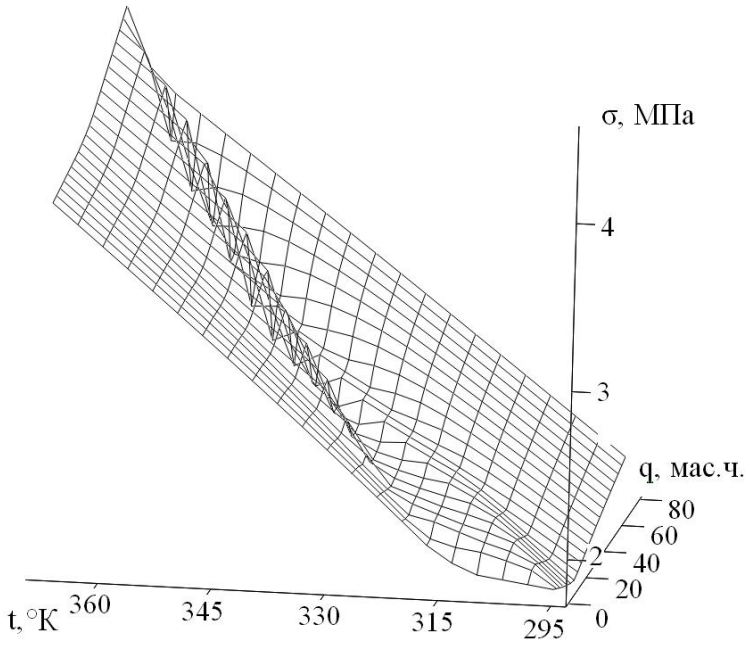


Рисунок 1. Залежність залишкових напружень КМ від температури та вмісту наповнювача

Встановлено, що підвищення температури в зоні оброблення ЗМП сприяє зростанню абсолютної величини залишкових напружень $\sigma_з$ отриманого матеріалу. Так для не модифікованої епоксидної матриці при нормальних умовах (t = 295±2°К) абсолютна величина залишкових напружень становить $\sigma_з$ = 1,8 МПа, і збільшується залежно від вмісту феромагнітного наповнювача, а саме до 2,2 МПа при 80 мас.ч. Встановлено, що зшивання композицій при додатковому нагріві, служить каталізатором хімічних реакцій зшивання полімеру, скорочує час затвердіння композиту та призводить до зростання абсолютної величини залишкових напружень до $\sigma_з$ = 4,2 МПа. При цьому як видно із рисунку 1 крива $\sigma_з$ зростає стрімкіше у площині $\sigma_з = \varphi(t)$, ніж $\sigma_з = \varphi(q)$. Це свідчить про те, що складова температури сильніше впливає на зростання величини $\sigma_з$. Причому у всіх випадках при зростанні температури понад t > 360°К спостерігали деструкцію полімеру.

Висновки. В загальному можна підсумувати, що введення частинок феромагнітного наповнювача призводить до збільшення абсолютної величини залишкових напружень з $\sigma_з$ = 1,8 МПа до $\sigma_з$ = 2,2 МПа. Проте найбільше на зростання залишкових напружень впливає складова нагріву композиції в процесі зшивання. При цьому абсолютна величина залишкових напружень може сягати $\sigma_з$ = 4,2 МПа, і при подальшому зростанні температури призводить до руйнування матеріалу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Мамуня Є. П. Електричні і адгезійні властивості електропровідних полімерних композицій / Мамуня Є. П., Василенко С. Л., Лебедєв Є. В., Шут М. І. // Вопросы химии и химической технологии. — 2002. — № 3. — С. 210-212.

2. Соболевский М.В. Свойства и области применения кремнийорганических продуктов / Соболевский М.В., Музовская С.А. — М.: Химия, 1975. — 296с.

3. Букетов А.В. Вплив магнітної природи наповнювачів на реологічні властивості полімеркомпозиційних корозійностійких покриттів / Букетов А.В. // Машинознавство. — 1999. — №4. — С.61-62.

4. Браун Д. Практическое руководство по синтезу и исследованию свойств полимеров / Браун Д., Шердрон Г., Керн В. — М.: Химия, 1976. — 256с.

5. Колмогоров В.Л. Напряжение, деформация, разрушение / Колмогоров В.Л. — М.: Металлургия, 1970. — 312с.

ДОСЛІДЖЕННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ ЗНОШУВАННЯ МУЛЬТИНАПОВНЕНИХ ЕПОКСИКОМПОЗИТІВ ТРИБОТЕХНІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Кашицький В.П., Савчук П.П., Садова О.Л., Давидюк О.І.
Луцький національний технічний університет (Україна)

Вступ. Явище тертя присутнє в роботі більшості машин та механізмів, які працюють в різних агресивних середовищах. Тому матеріали, що використовуються для виготовлення вузлів тертя повинні мати не лише високі триботехнічні характеристики, а й високу корозійну та хімічну стійкість. В наш час в таких умовах роботи добре зарекомендували себе епоксикомпозитні матеріали, при введенні до складу яких порошкових та волокнистих наповнювачів відбувається формування матеріалу з відмінними властивостями. В роботах авторів [1-4] приведено розробки епоксикомпозитних матеріалів з добавками триботехнічного призначення, основна функція яких підвищити зносостійкість матеріалу при низькому коефіцієнті тертя. Однак для застосування епоксикомпозитів в жорстких умовах навантаження необхідно забезпечити високу конструкційну міцність, що можливо досягнути при застосуванні частинок з високою твердістю.

Актуальність досліджень. Актуальним напрямком в триботехніці залишається розробка нових полімеркомпозитних матеріалів на основі епоксидного в'яжучого, до складу якого вводять модифікуючі добавки. Доцільність застосування епоксидних олігомерів пов'язана з високою технологічністю і адгезійною здатністю до більшості матеріалів, що дозволяє формувати елементи вузлів тертя з достатньою конструкційною міцністю.

Постановка задачі. Метою роботи є дослідження інтенсивності зношування мультинаповнених епоксикомпозитів триботехнічного призначення з метою визначення доцільності застосування додаткового наповнювача для забезпечення високої конструкційної міцності та триботехнічних характеристик.

Результати досліджень. В якості матриці використано епоксидно-діанову смолу марки ЕД-20 (ГОСТ 10587-84) та твердник поліетиленполіамін (ПЕПА) (ТУ 6-05-241-202-78). Для армування композиції використано комплекс наступних наповнювачів: порошки оксиду міді (CuO), оксиду алюмінію (Al_2O_3), оксиду хрому (Cr_2O_3), чистої міді та подрібненого вуглецевого волокна.

Приготування композиції починалося із механічного вимішування попередньо просушених наповнювачів з епоксидною смолою та твердником у вибраному стехіометричному співвідношенні. Композицію поміщали у спеціальну форму з поперечним перерізом 10×10 мм. Тверднення епоксикомпозитів тривало 24 год при нормальних умовах. Додаткову термічну обробку здійснювали у печі, відхилення температури в якій не перевищувало ±2 °С. Для уникнення високих залишкових напружень для зразків застосовано ступінчастий режим, який полягав у нагріві до температур 50 °С та 100 °С з витримкою по 1 год, далі – до 140 °С з витримкою 4 год.

Зносостійкість визначали на лабораторній установці за схемою "вал –сегмент втулки" ваговим методом. Для підвищення точності експерименту перед дослідженням поверхня зразків була механічно оброблена для підвищення площі контакту з наступним її очищенням. Шлях тертя становив 3000 м, швидкість ковзання – 1,2 м/с, питоме навантаження – 1,0 МПа.

Експериментально встановлено, що при зростанні вмісту оксиду міді та заліза відбувається зростання інтенсивності зношування. Мінімальне значення даної характеристики (28,4 мг/км) зафіксовано для композиції з вмістом наповнювачів 50 мас. ч. (табл. 1). При підвищенні порошку оксиду міді до 100 мас. ч. інтенсивність

зношування зростає майже у два рази, що пов'язано очевидно з оптимальним вмістом наповнювача, при перевищенні якого відбувається інтенсивне викришування частинок через недостатнє змочування поверхні в'яжучою речовиною. Аналогічне явище відбувається при збільшенні кількості порошку заліза до 70 мас.ч. За максимальних ступенів наповнення поверхневий шар матеріалу в зоні трибоконтакту найбільше піддається руйнуванню (66,7 мг/км), хоча величина інтенсивності зношування зростає не так різко, як це відбувається на початкових етапах, що вказує на позитивний вплив добавок на триботехнічні характеристики. Необхідно зауважити, що за зростання кількості порошку оксиду міді у два рази інтенсивність зношування має менші значення, ніж за зростання порошку заліза на 40 %. Відповідно можна зробити висновок, що порошок оксиду міді більш позитивно впливає на зносостійкість матеріалу, ніж порошок заліза, який здатний проявляти схоплювання із стальним контртілом.

Таблиця 1. Склади композицій епоксикомпозитних матеріалів

№ компо-зиції	Склад полімерного зв'язуючого	Наповнювачі, мас. ч.	Вміст наповнювача, мас. ч.	Інтенсивність вагового зношування, мг/км
1	ЕД-20 + ПЕПА	CuO	50	28,4
		Fe	50	
2	ЕД-20 + ПЕПА	CuO	100	50,2
		Fe	50	
3	ЕД-20 + ПЕПА	CuO	50	56,5
		Fe	70	
4	ЕД-20 + ПЕПА	CuO	100	66,7
		Fe	70	
5	ЕД-20 + ПЕПА	CuO	50	7,2
		Оксид алюмінію	30	
6	ЕД-20 + ПЕПА	CuO	100	8,1
		Оксид алюмінію	30	
7	ЕД-20 + ПЕПА	CuO	50	11,2
		Оксид алюмінію	50	
8	ЕД-20 + ПЕПА	CuO	100	7,1
		Оксид алюмінію	50	
9	ЕД-20 + ПЕПА	CuO	50	12,4
		Оксид хрому	30	
10	ЕД-20 + ПЕПА	CuO	100	10,8
		Оксид хрому	30	
11	ЕД-20 + ПЕПА	CuO	50	5,7
		Оксид хрому	50	
12	ЕД-20 + ПЕПА	CuO	100	17,2
		Оксид хрому	50	

Введення порошку оксиду алюмінію підвищує зносостійкість епоксикомпозитного матеріалу (7,2 мг/км), оскільки дана добавка має вищі механічні характеристики порівняно з порошком заліза і не проявляє схоплювання. При зростанні вмісту оксиду міді (100 мас.ч.) різкої зміни інтенсивності зношування (8,1 мг/км) не відбувається порівняно з першим випадком, що вказує на прийнятність використання даного наповнювача в якості

добавки триботехнічного призначення. Введення порошку оксиду алюмінію в кількості 50 мас.ч. призводить до зниження зносостійкості через викришування частинок в процесі трибовзаємодії. Необхідно враховувати, що оксид алюмінію проявляє абразивну дію по відношенню до контртіла, що зумовлює підвищене його зношування. Введення порошку оксиду міді в максимальній кількості (100 мас.ч.) при вмісті добавки оксиду алюмінію (50 мас.ч.) призводить до зниження інтенсивності зношування, що пов'язано з формуванням тонкої плівки міді на поверхні композиту в результаті процесу відновлення з оксиду і завдяки високої адгезійної взаємодії оксиду алюмінію з епоксидною матрицею забезпечується стабілізація триботехнічних характеристик в процесі тертя.

Аналогічна ситуація спостерігається при використанні порошку оксиду хрому, коли при підвищенні вмісту оксиду міді інтенсивність зношування знижується з 12,4 мг/км до 10,8 мг/км за рахунок проявлення мастильної функції мідної плівки. Мінімальне значення досліджуваної характеристики (5,2 мг/км) зафіксовано при підвищенні вмісту оксиду хрому. Очевидно це пов'язано з дисперсністю наповнювача, який рівномірно розподіляється в об'ємі полімерної матриці та не піддається викришуванню в процесі трибовзаємодії. Однак при дослідженні матеріалу з максимальним вмістом оксиду міді інтенсивність зношування зростає, що викликано надлишковим вмістом порошку оксиду міді, який недостатньо змочується епоксидним полімером.

Висновки. Встановлено, що позитивний вплив на триботехнічні характеристики здійснює порошок оксиду міді, при підвищенні вмісту якого (до 100 мас.ч.) відбувається в основному підвищення зносостійкості епоксикомпозитних матеріалів. Це пов'язано із можливістю забезпечувати високу конструкційну міцність матеріалу через достатню твердість частинок порошку та здатність формувати на поверхні контакту мідну плівку в процесі трибовзаємодії. Використання порошку заліза є недоцільне, оскільки він проявляє здатність до схоплювання з стальним контртілом. Прошки оксидів алюмінію та хрому можливо застосовувати в невеликих кількостях (30…50 мас.ч.) для підвищення конструкційної міцності матеріалу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Савчук П.П. Розробка композиційних антифрикційних матеріалів на основі епоксидних смол, неорганічних наповнювачів для динамічно навантажених вузлів тертя: Автореф. дис... к-та техн. наук: 05.02.01 – Тернопіль: ТДПУ, 1999. – 18 с.

2. Савчук П.П., Кашицький В.П., Божко Т.Е., Мельник О.Д. Вплив макросередовища на зносостійкість епоксидного компаунду при фрикційній взаємодії // Наукові нотатки. – 2001. – Випуск 8. – С. 208-213.

3. Савчук П.П., Рудь В.Д., Кашицький В.П., Мельник О.Д. Оптимізація складу та дослідження впливу різнофункціональних наповнювачів на зносостійкість епоксикомпозиту // Наукові нотатки. – 2001. – Випуск 9. – С. 244-249.

4. Савчук П.П., Кашицький В.П. До питання про підвищення триботехнічних характеристик епоксикомпозитів // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції "Зносостійкість і надійність вузлів тертя машин (ЗНМ-2003)". – Хмельницький: ТУП. – 2003. – С. 54-55.

ОСОБЛИВОСТІ ЗАПУСКУ ТЕРМОАКУСТИЧНИХ ДВИГУНІВ ЗА УМОВ ВИКОРИСТАННЯ НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНИХ ДЖЕРЕЛ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ

Коробко В.В., Московко О.О.
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова (Україна)

Вступ. Розглядаючи сучасний стан технологій енергозбереження, можна прийти до висновку, що існує певний брак теплових машин (ТМ), які здатні ефективно використовувати низькопотенційні вторинні та відновлювальні теплові ресурси. В зв'язку з цим, термоакустичні апарати (ТАА) – двигуни (ТАД) і рефрижератори, завдяки своїм властивостям, набувають актуальності і в останній час вони стали об'єктом численних наукових досліджень. Потенційні можливості термоакустичних ТМ дають змогу створювати ефективні рішення в різних галузях – енергетиці, кліматичних системах, транспорті, кріотехніці, тощо. Однак, сучасні ТАА мають малу питому потужність та відповідно великі габарити.

Мета роботи. Наявна робота спрямована на експериментальне дослідження комплексу теплофізичних процесів, які мають місце в ТАД на різних робочих режимах, зокрема під час їх старту. Інформація, що буде отримана в результаті цих досліджень, потрібна для пошуку раціональних шляхів підвищення ефективності ТАТМ та для розробки рекомендацій що до проектування систем на базі термоакустичних технологій.

Постановка задачі. В попередніх дослідженнях [1-3] було показано, що на роботу ТАД великий вплив оказують процеси тепломасообміну між стеком (регенератором) та теплообмінниками – нагрівачем та охолоджувачем (рис 1).

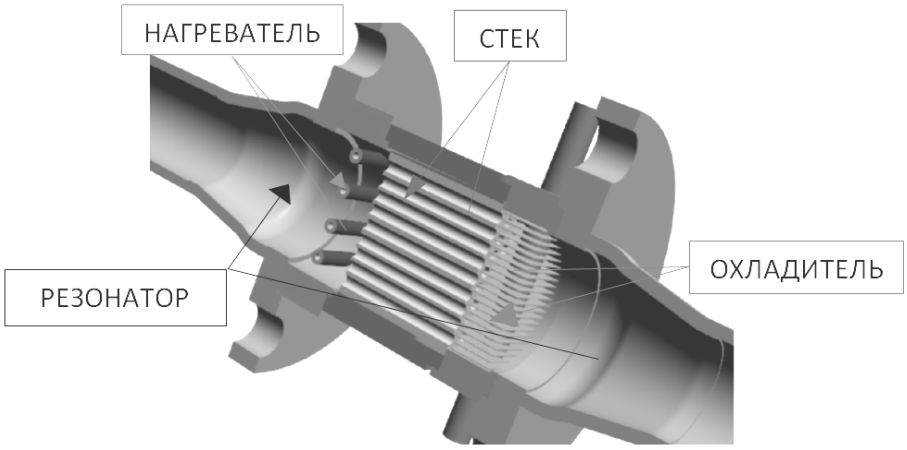


Рисунок 1. Термоакустичний апарат, загальна схема

Можна вважати, що в ТАД має місце складний теплообмін, який є сумою різних механізмів, а саме теплопровідності - Q_{cond}, випромінювання - Q_{rad} та конвекції - Q_{conv}.

$$Q_{TAD}^{HEX} = Q_{conv} + Q_{cond} + Q_{rad}$$

Саме тепловий потік – Q_{TAD}^{HEX} безпосередньо задіяний в термоакустичних перетвореннях, які відбуваються в стеку. Отже для підвищення потужності ТАД потрібно забезпечити максимально високе значення Q_{TAD}^{HEX}. Зрозуміло, що складові сумарного теплового потоку залежать від різних чинників, таких як конструкція теплообмінників та

температура їх поверхні, форма резонатору, гідродинамічної структури середовища та інші. Вплив цих факторів потребує детального вивчення. Відповідно до цих задач авторами розроблено дослідний стенд, схема якого показана на рис. 2.

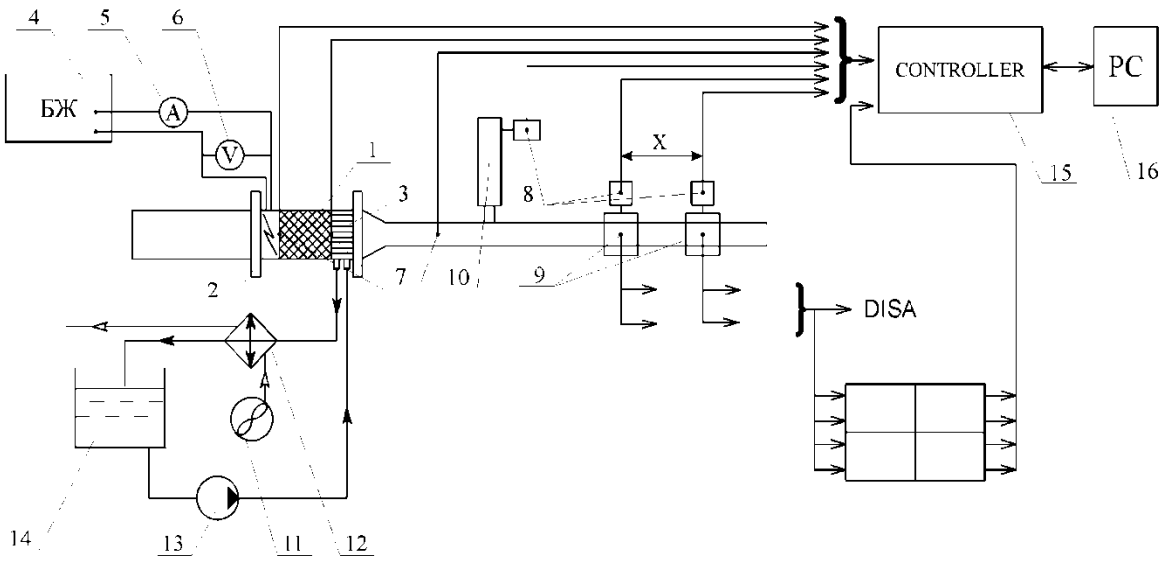


Рисунок 2. Схема експериментальної установки. 1 – стек, 2 – нагрівач, 3 – охолоджувач, 4 – блок живлення, 5,6 – амперметр і вольтметр, 7 – термопари ХК, 8 – швидкодіючі датчики тиску, 9 – зонди термометра, 10 – акустичне навантаження, 11 – вентилятор, 12 – охолоджувач, 13 – насос, 14 – бак, 15 – блок контролерів, 16 – PC

Дослідна установка обладнана спеціалізованою комп'ютерною вимірювальною системою (КВС), що забезпечує синхронну реєстрацію та фіксацію комплексу теплофізичних, акустичних та гідродинамічних параметрів, принципова схема дослідного стенду. Програмне забезпечення КВС дозволяє отримувати оброблену інформацію в режимі реального часу [4].

Результати досліджень. В ході експериментальних досліджень була отримана інформація що до впливу різних факторів на характеристики ТАД та гідродинаміку середовища в резонаторі при наявності потужних акустичних пульсацій (рис. 3).

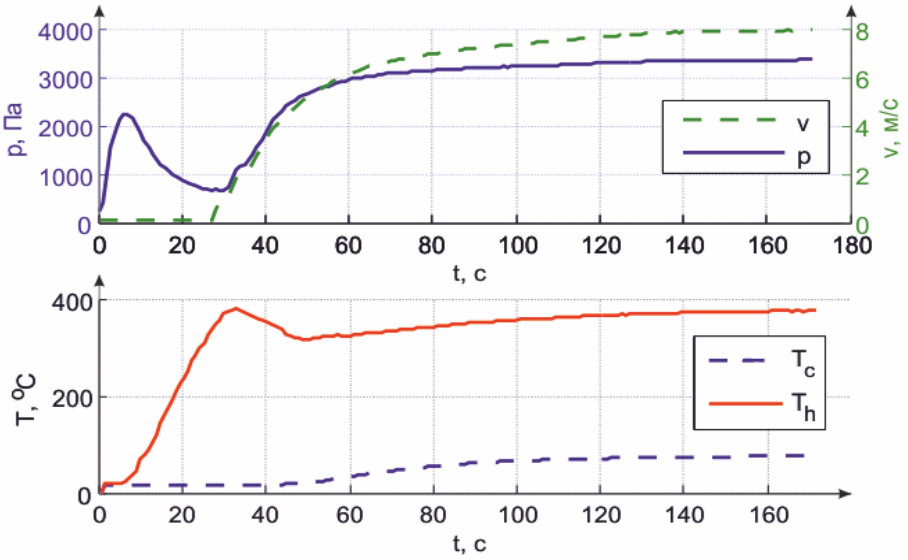


Рисунок 3. Типовий характер зміни робочих параметрів ТАД в режимі запуску: акустичного тиску, коливної швидкості та температур стеку.

На рис. 3 наведені результати вимірювань основних параметрів ТАД з моменту запуску двигуна (від моменту подачі живлення на нагрівач) до виходу апарату на стаціонарний робочий режим.

В цих дослідах використовувався електричний нагрівач з відкритою спіраллю, температура якої могла сягати 600…750 °С. Про початок роботи ТАД (приблизно на 30 сек.) свідчать синхронне зростання акустичного тиску та поява коливного руху газового середовища, що цілком співпадає з результатами інших дослідників [4].

Оскільки метою досліджень є вивчення умов роботи ТАД від низькотемпературних джерел енергії було вирішено змінити тип нагрівача. Був використаний нагрівач з закритою спіраллю, який краще моделює реальні умови роботи ТАД. Цей нагрівач має температуру поверхні меншу за 400 °С. Така заміна суттєво вплинула на роботу ТАД, а саме:

– на деяких режимах запуску в ТАД не виникали термоакустичні пульсації, хоча досягнуті температурні градієнти мали б гарантувати його старт та роботу [1-3] (рис. 4);

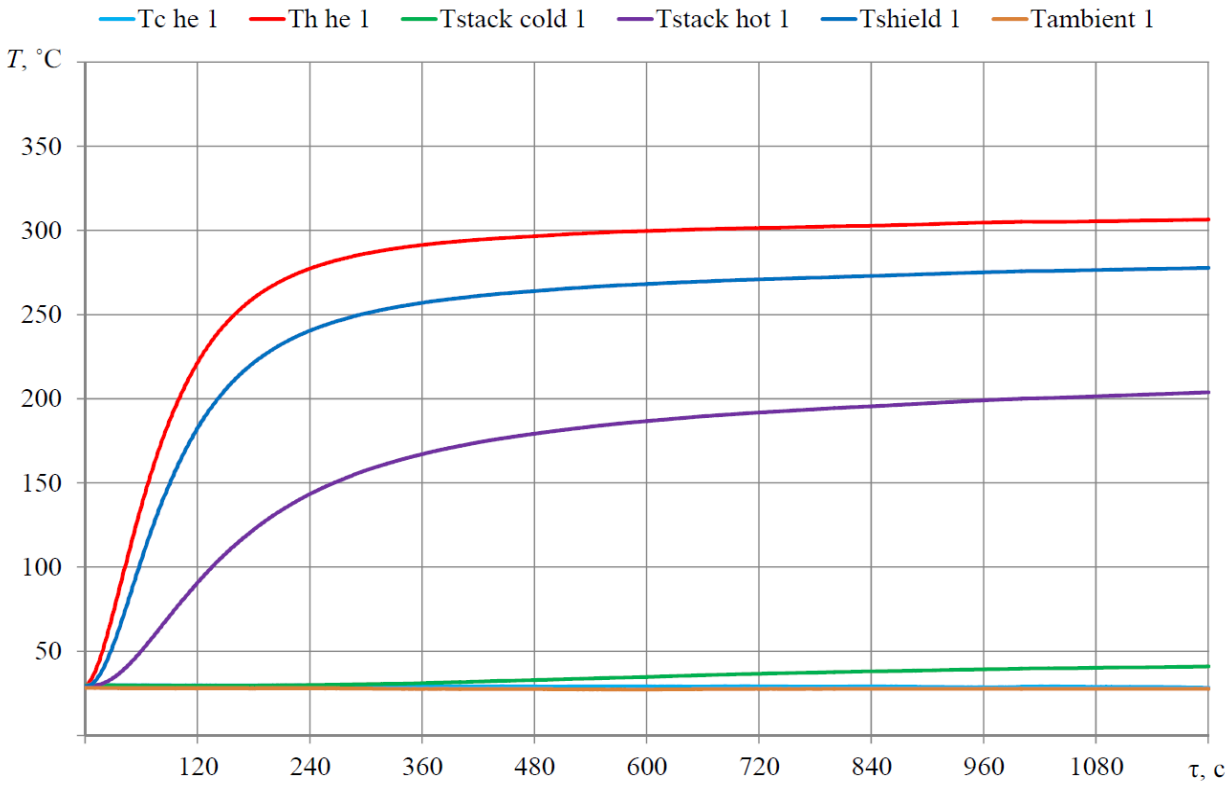


Рисунок 4. Температури нагрівача стеку та теплообмінників, запуск ТАД не відбувся

– на запуск ТАД суттєво впливає потужність нагрівача. За умов різкого розігріву стеку ТАД запускався при суттєво менших температурах рівня 150…175°С, коли повздовжній температурний градієнт в стеку був нижчий, ніж на режимі тривалої роботи;

– було встановлено, що в модернізованому ТАД в момент старту, при виникненні акустичних коливань, відбувається різке зростання температури гарячої сторони стеку та відповідне зменшення температури поверхні нагрівача (рис.5).

Це свідчить, що в порожнині резонатору ТАД, окрім теплопровідності та вільної конвекції, в дію вступає новий потужний механізм теплообміну між нагрівачем та стеком – вимушена конвекція акустичної природи [2,6]. З цього моменту стек ТАД починає інтенсивно споживати теплову енергію, перетворюючи її в акустичні коливання. Теплообмінники ТАД (нагрівач та охолоджувач) мають підтримувати максимально

можливий повздовжній градієнт температури на стеку, забезпечуючи максимальну потужність ТАД. В даному випадку теплообмінники не здатні виконати цю задачу.

Отже, пошук раціональних шляхів інтенсифікації теплообміну в умовах пульсуючого середовища є важливою задачею для створення ефективних конструкцій ТАТМ.

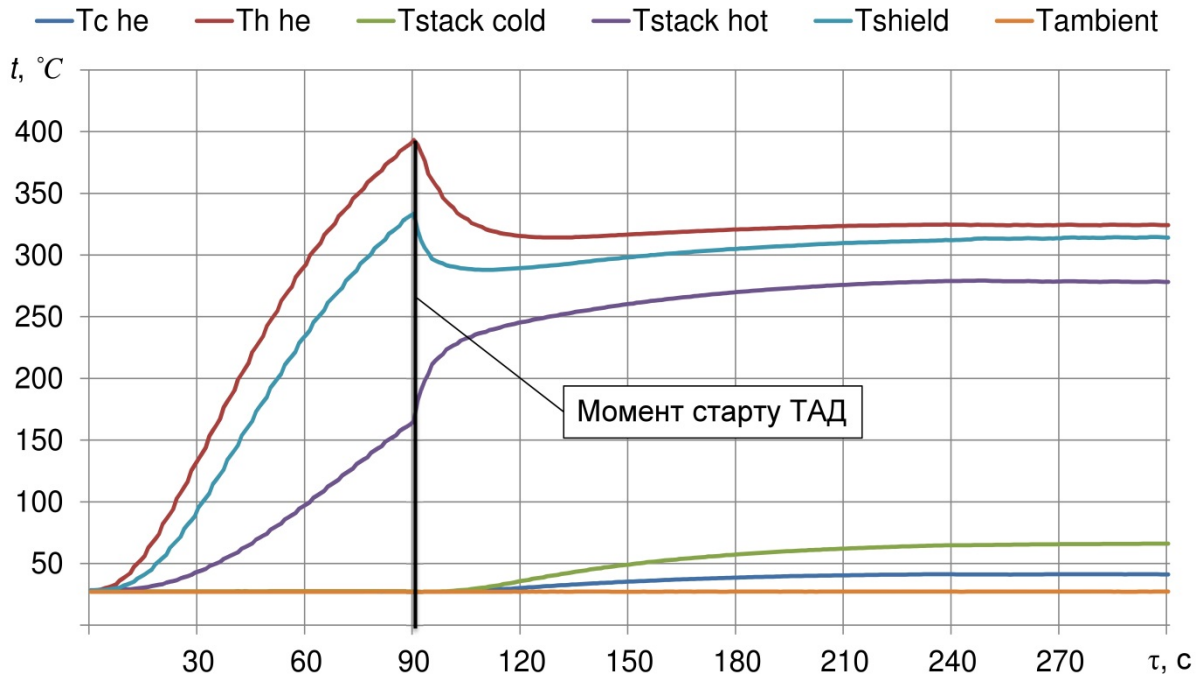


Рисунок 5. Зміна температури теплообмінників при старті ТАД

Висновки.

1. Теплообмін між стеком (регенератором) та теплообмінниками визначає продуктивність термоакустичних перетворень. Раціональна інтенсифікація процесів теплопереносу є необхідною умовою для вдосконалення ТАТМ.
2. Використання електричних нагрівачів з відкритою спіраллю суттєво впливає на робочі характеристики дослідних ТАД, та не відповідає реальним умовам роботи ТАД в разі використання низькотемпературних енергоресурсів.
3. Отримані результати дозволяють більш коректно задавати начальні та граничні умови під час моделювання процесів в ТАТМ.

ЛІТЕРАТУРА

1. Swift G.W. Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators, American Institute of Physics, 2002, 300 p.
2. Abduljalil Abdulrahman S. Experimental testing of the flow resistance and thermal conductivity of porous materials for regenerators / A. S. Abduljalil, Zhibin Yu, Artur J. Jaworski // Proceedings of 23rd IIR International Congress of Refrigeration, vol. 32, 2011. – pp. 217–228.
3. Коробко В.В. Исследование факторов, влияющих на эффективность термоакустических аппаратов /В.В.Коробко //Матер.1У-ї між. нар. Наук. Конф. «Прикладні проблеми аерогідромеханіки та тепломасопереносу». – ДНУ. Дніпропетровськ, 2012. – С. 56-59.
4. Kondratenko Y. Multisensor data acquisition system for thermoacoustic processes analysis / Y. Kondratenko, V. Korobko, O. Korobko // Proceedings of the 6th IEEE international conference Intelligent Data Acquisition and Advanced Computing Systems IDAACS'2011. – Vol. 1. – Prague, 2011. – P. 54-58.
5. Коробко В.В. Исследование процессов теплообмена и гидродинамики в элементах термоакустических двигателей / В.В. Коробко // Авиационно-космическая техника и технология. – №8 (105), 2013. – С. 123-130.

КЕРУВАННЯ СКЛАДНИМИ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИМИ СИСТЕМАМИ ЗІ ЗМІННИМ МОМЕНТОМ ІНЕРЦІЇ

Лебеденко Ю.О., Омельчук А.А, Тимофеєв К.В.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. До сучасного електропривода промислових механізмів часто висуваються жорсткі вимоги щодо діапазону регулювання швидкості, швидкодії і заданих динамічних характеристик (час розгону та гальмування, величина неузгодженості), які визначаються, насамперед, законом руху об'єкта й умовами найкращої фільтрації випадкової складової вхідного сигналу.

Постановка проблеми. У приводах зі змінним зведеним моментом інерції зміна введеного моменту значно впливає на перехідні процеси в електроприводі, що приводить до відхилень траєкторії руху привода, перевантажень та значного недовикористання його можливостей. Наприклад, у багатоприводних електромеханічних системах, таких як системи спуску судна на воду (сліп), відхилення траєкторії руху електромеханічної системи може призвести до критичного розузгодження, що може спричинити катастрофічні наслідки [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Нестаціонарний характер зміни моменту інерції вимагає застосування складних структур систем керування електроприводом, що дозволяють оперативно, з максимальною швидкодією відреагувати на зміну навантаження.

Наприклад, у слідкуючих електроприводах застосовується метод зменшення впливу змін введеного моменту інерції за рахунок вводу позитивного зворотного зв'язку за швидкістю на вхід регулятору струму [2].

Управління приводом об’єкта, параметри якого змінюються, вимагає додаткових даних про технологічний процес, а саме інформації про крутний момент на валу двигуна. Момент може бути визначено як непрямими методами, використовуючи математичну модель електромеханічної системи, так і та безпосередньо за допомогою застосування датчиків моменту.

Перший підхід передбачає використання векторних методів керування, заснованих на визначенні просторового положення векторів потокозчеплень електричної машини [3]. Векторне керування характеризується високою ефективністю, проте вимагають для своєї реалізації високопродуктивних мікроконтролерів із широким набором периферійних пристроїв, що допускають спільну роботу й вимагають від центрального процесора мінімальних ресурсів на своє обслуговування. Крім того, непрямий метод обчислення моменту через струми статора у випадку нестаціонарного навантаження є неефективним через зміну параметрів рівнянь моделі об’єкта.

Безпосереднє вимірювання моменту можливе за допомогою сучасних безконтактних датчиків, принцип дії яких полягає в наступному: датчики здійснюють вимір торсіонної деформації вала, викликаної крутним моментом, за допомогою тензосхеми або часо-імпульсного індукційного перетворювача [4].

Все це вимагає розгляду питань щодо вибору комплексу технічних засобів та побудови їх математичних моделей для подальшого синтезу системи управління.

Постановка завдання. Метою досліджень є аналіз впливу нестаціонарних властивостей навантаження на характеристики складної електромеханічної системи та формулювання пропозицій та практичних рекомендацій щодо побудови високоефективних систем керування електроприводом зі змінним моментом інерції.

Основна частина. Одним з прикладів складної багатоприводної електромеханічної системи із нестаціонарним навантаженням є поперечний сліп - підйомно-спусковий споруда для керованого механізованого підйому і спуску суден на судновізних візках по рейкових шляхах. В сліпі кілька візків, що приводяться в рух електричними лебідками, та

об'єднаних встановленим на них судном, рухаються вниз або вгору по рейкових шляхах. Система керування сліпом повинна забезпечувати узгоджений рух усіх візків, щоб запобігти перекосу судна при спуску/підйомі і перешкодити перевантаженню окремих візків і їх електроприводів. Керування повинне здійснюватися через асинхронні електродвигуни лебідок, які через редуктор приводять в рух візки і судно.

Найбільш вичерпну інформацію про навантаження на кожен візок, трос і електропривод в будь-який проміжок часу можна отримати, відстежуючи момент на валу, тому розв'язання проблеми нестаціонарності моменту навантаження можливе за рахунок застосування засобів вимірювання моменту та включення до системи управління контуру його регулювання.

Статичний момент на валу двигуна (редуктора) можна виразити як:

$$M = T \cdot r, \tag{1}$$

де T – натяг троса, r – радіус вала двигуна.

Натяг троса задамо наступним виразом:

$$T = \frac{((m_T + m_C)g - F_A) \cdot (\sin(\alpha) - \mu \cdot \cos(\alpha)) - F_C(\mu \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha))}{\mu \cdot \sin(\varphi - \alpha) - \cos(\varphi - \alpha)}, \tag{2}$$

де m_T – маса візка; m_C – маса секції судна; α – кут нахилу сліпа; φ – кут нахилу троса; F_T – сила тертя; F_C – сила опору води; F_A – сила Архімеда; μ – коефіцієнт тертя кочення між колесами візка й рейками.

Отже, виходячи з (1) і (2), одержимо:

$$M = \frac{r \cdot ((m_T + m_C)g - F_A) \cdot (\sin(\alpha) - \mu \cdot \cos(\alpha)) - F_C(\mu \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha))}{\mu \cdot \sin(\varphi - \alpha) - \cos(\varphi - \alpha)}. \tag{3}$$

Вираз (3) ураховує фактори, які впливають на процес спуска/підйому судна, тому забезпечення такого керуючого впливу, при якому $M \to const$, є основним завданням системи керування сліпом.

Зменшення впливу навантаження на рух привода при забезпеченні необхідних динамічних та статичних параметрів можливе завдяки комплексному розв'язанню задач регулювання моменту та мінімізації розузгодження між візками сліпа.

Реалізація системи керування можлива, виходячи із принципу підпорядкованого регулювання, який передбачає наявність послідовних контурів регулювання швидкості, струму та моменту. Ідея полягає в компенсації великих постійних часу (інерційності) об'єкту. При цьому залишається мала постійна часу T_μ, що не компенсується, і таким чином ускладнюється процедура синтезу та визначення параметрів налаштування регуляторів. Крім того, такий підхід виключає можливість зв'язного регулювання.

Одним із перспективних напрямків розвитку методів управління є використання регуляторів, принцип дії яких заснований на нечіткій логіці. Техніка нечіткої логіки є перспективною в тих випадках, коли в процесі роботи виникає дефіцит інформації про елементи вектору стану системи, що характерно для режимів роботи електромеханічних систем при зміні моменту навантаження [5].

До переваг нечітких регуляторів можна віднести:

- відносна проста процедура синтезу;
- можливість зв'язного керування об'єктом;
- слабка чутливість до зміни параметрів об'єкта.

Нечіткий регулятор електропривода зі змінним моментом інерції повинен аналізувати наступну інформацію:

- відхилення вхідного струму асинхронного двигуна від номінального для запобігання перевантаження привода;
- відхилення кутової швидкості обертання від заданої;
- відхилення моменту на валу двигуна від заданого.

Структурна схема системи керування приводом зі змінним моментом інерції на основі нечіткого регулятора (НР) наведена на рис. 1.

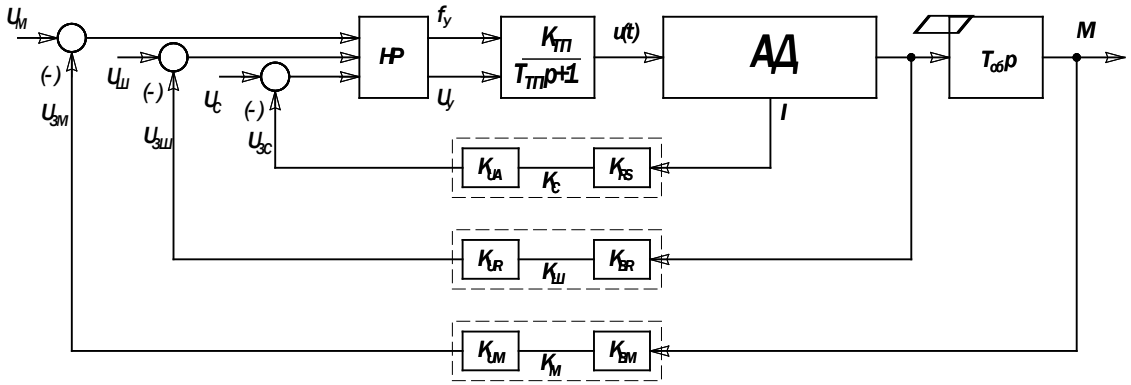


Рисунок 1. Структурна схема системи керування приводом зі змінним моментом інерції на основі нечіткого регулятора

$W_{рш}(p)$ - передатна функція регулятора швидкості; $W_{рс}(p)$ - передатна функція регулятора струму; $K_{тп}(p)$ - коефіцієнт передачі (посилення) частотного перетворювача; $T_{тп}$ - постійна часу перетворювача; K_C - загальний коефіцієнт посилення кола зворотного зв'язку за струмом ($K_c = K_{UA}K_{RS}$); K_M - загальний коефіцієнт посилення кола зворотного зв'язку за моментом ($K_м = K_{UM}K_{BM}$); K_{RS} - коефіцієнт передачі шунта; K_{UA} - коефіцієнт посилення датчика струму; Кш - загальний коефіцієнт посилення кола зворотного зв'язку за швидкістю ($K_Ш = K_{UR}K_{BR}$); K_{BR} - коефіцієнт передачі тахогенератора; K_{UR} - коефіцієнт посилення датчика швидкості; $U_ш$ - сигнал заданої швидкості; $U_{зш}$ - сигнал зворотного зв'язку за швидкістю; U_c - сигнал заданого струму; $U_{зс}$ - сигнал зворотного зв'язку за струмом; U_y - сигнал керування частотним перетворювачем; U_{RS} - вихідний сигнал шунта вимірювального; U_{BR} - вихідний сигнал тахогенератора; u(t) – напруга, що підводиться до двигуна; I - струм статорного кола двигуна; M - момент навантаження (статичний момент); ω - кутова частота обертання двигуна.

Попередні результати комп'ютерного моделювання довели, що зміна параметрів передатної функції об'єкта впливає в меншому ступені на якість перехідного процесу системи з нечітким регулятором у порівнянні із багатоконтурною системою.

Висновки. На прикладі системи спуска судна на воду було виконано аналіз факторів, що обумовлюють нестаціонарність навантаження. Запропоновано структуру системи керування приводом зі змінним моментом інерції на основі нечіткого регулятора.

ЛІТЕРАТУРА

1. Андреев А.М. Моделирование системы управления слипом судостроительного завода / А.М. Андреев, Д.В. Кабаков // Вестник АГТУ, 2007, №2(37) – С. 141-143.

2. Пат. № 36098А, Україна, МПК G05B13/02, G05B11/01. Слідкуючий електропривод зі змінним моментом інерції / Аркадьєв В.Ю., Лебеденко Ю.О., Пекеліс Д.А., Балін Г.М., Боярчук В.П.; заявник і патентовласник Херс. держ. технічний ун-тет. - № 99115980; заявл. 02.11.1999; опубл. 16.04.2001, Бюл. №3. – 2 с.

3. Рудаков В.В. Асинхронные электроприводы с векторным управлением / Рудаков В.В., Столяров И.М., Дартау В.А. – Л.: Энергоатомиздат, Ленинградское отделение, 1987. – 134 с.

4. Krimmel W. (n.d./2010). Evolution and future of torque measurement technology [WWW document]. URL http://www.a-tech.ca/doc_technote/Evolution_of_torque_ATI.pdf.

5. Штовба С.Д. Проектирование нечетких систем средствами MATLAB / Штовба С.Д. – М.: Горячая линия – Телеком, 2007. – 288 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ АДГЕЗІЙНОЇ МІЦНОСТІ У МОДИФІКОВАНИХ ЕПОКСИДНИХ КОМПОЗИТАХ

Левицький В.В., Тотосько О.В.
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Вступ. Одним із перспективних методів підвищення корозійної тривкості і стійкості до спрацювання технологічного устаткування в умовах впливу агресивних середовищ є нанесення на поверхню машин і механізмів полімерних композитних матеріалів (КМ) у вигляді захисних покриттів. Важливими властивостями, які визначають довговічність захисних покриттів, є адгезійна міцність. Відомо, що поліпшеними адгезійними властивостями до металевої основи характеризуються покриття, сформовані на основі епоксидного зв'язувача [1, 2].

Актуальність досліджень. Поліпшення експлуатаційних характеристик КМ можна досягнути введенням наповнювачів різної фізичної природи при оптимальному вмісті [3]. Крім того відомо, що поліпшити фізико-хімічну взаємодію на межі поділу фаз «оліґомер-наповнювач», а, отже, і адгезійні та когезійні властивості композитів, можна в результаті модифікування часток дисперсного наповнювача або оброблення композицій (на попередній стадії їх формування) енергетичними полями [2]. У працях інших авторів встановлено, що таке модифікування у комплексі (незалежно часток наповнювача епоксидним оліґомером і на наступному етапі – композицій енергетичним полем, зокрема ультрафіолетовим опроміненням (УФО)) приводить до підвищення когезійної міцності епоксипластів [4]. Однак, цікавим з наукової і практичної точки зору, було дослідження впливу природи, дисперсності і вмісту наповнювачів з одного боку, а також способів модифікування порошків оліґомером і композицій енергетичним полем з другого боку на адгезійну міцність у розроблених матеріалах.

Постановка задачі. Показники адгезійної міцності композитних матеріалів визначають умови їх експлуатації. При дослідженні адгезійних властивостей захисних покриттів до металевої основи, вивчали вплив вмісту та фізичної природи наповнювачів у композитах на руйнівне напруження при рівномірному відриві пари склеєних зразків ("метод грибків"). Дослідження проводили згідно з ГОСТ 14760-69 шляхом вимірювання опору відриву клейових з'єднань стальних зразків на розривній машині Р-5 при швидкості навантаження 10 Н/с (рис. 1). Вміст дисперсного наповнювача змінювали від 5 до 80 мас.ч. на 100 мас.ч. епоксидного зв'язувача.

Об'єктом дослідження вибрано полімерну композицію з таким співвідношенням компонентів:

– епоксидно-діановий оліґомер марки ЕД-20…100 мас.ч.;
– пластифікатори:
– поліетероліґодиетеракрилат (ПДЕА-4) – 20 мас.ч.;
– поліефірний лак (ПЕ-220) – 10 мас.ч.

Як твердник використано поліетиленполіамін (ПЕПА) – 13 мас.ч., який дозволяє отверджувати композити при кімнатній температурі, що доцільно при нанесенні покриттів на складні поверхні технологічного устаткування.

Для поліпшення експлуатаційних характеристик КМ у композицію вводили дисперсні порошки (від 5 до 80 мас.ч. на 100 мас.ч. епоксидної смоли). Для визначення впливу фізичної природи і розмірів наповнювачів на властивості матеріалів у зв'язувач вводили наповнювачі з дисперсністю від 10 до 63 мкм.

Результати досліджень. У роботі досліджено вплив модифікації зовнішніми полями на адгезій ну міцність матеріалів. Аналіз отриманих результатів (рис.1.) що діапазон критичного вмісту дисперсних часток становить 20…40 мас.ч. залежно від природи порошків. При цьому показано, що максимальними адгезійними характеристиками (з

досліджуваної групи дрібнодисперсних часток) відзначаються КМ, наповнені коричневим шламом (КШ) (рис. 1). Введення такого наповнювача за оптимального вмісту (q = 30 мас.ч.) забезпечує підвищення адгезійної міцності, порівняно з пластифікованою епоксидною матрицею, з 35,8 до 49,7 МПа.

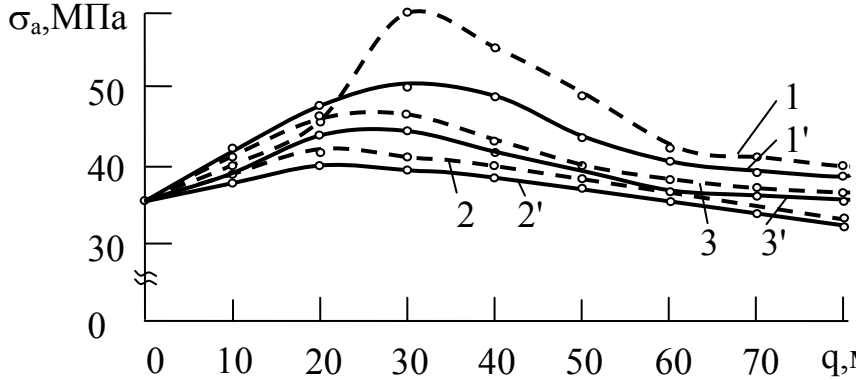


Рисунок 1. Залежність адгезійної міцності КМ від фізичної природи і вмісту наповнювача: 1, 1' – коричневий шлам; 2, 2' – технічний графіт; 3, 3' – електрокорунд. Штриховою лінією позначено опромінені ультрафіолетом КМ з модифікованим наповнювачем.

Аналогічно підвищення адгезійної міцності КМ спостерігали також при модифікуванні дрібнодисперсних часток (10…20 мкм) КШ, ТГ і ЕК з наступним опроміненням композицій. Встановлено критичний вміст дрібнодисперсних наповнювачів у композиції, який становить 30 мас.ч. незалежно від природи порошків (рис. 2). Водночас показано, що максимальне підвищення адгезійної міцності спостерігали при введенні у зв'язувач модифікованих часток КШ. Подальше опромінення композицій забезпечує зростання адгезійних властивостей КМ з 49,7 (для КМ з немодифікованими чаастками) до 59,8 МПа (при q = 30 мас.ч.). Введення при тому ж вмісті модифікованих часток ТГ і ЕК не приводить суттєвого підвищення адгезійних характеристик КМ (на % відповідно), що зумовлено впливом активності, топології поверхні і фізичної природи часток на перебіг фізико-хімічних процесів на межі поділу фаз при структуроутворенні КМ.

Висновки. У роботі досліджено вплив фізичної природи, дисперсності та вмісту наповнювачів на адгезійну міцність і залишкові напруження у епоксикомпозитах. Встановлено що попереднє модифікування часток наповнювача епоксидним оліґомером і подальше ультрафіолетове опромінення композицій на основі пластифікованого епоксидного зв'язувача забезпечує поліпшення адгезійних властивостей КМ незалежно від природи введеного у зв'язувач наповнювача. Поліпшення адгезійних властивостей матеріалів при модифікуванні наповнювачів і композицій у комплексі можна пояснити тим, що змочування часток епоксидним оліґомером з наступним їх термообробленням забезпечує підвищення реакційної здатності наповнювача.

ЛІТЕРАТУРА

1. Соболевский М.В., Музовская С.А., Помелева Г.С. Свойства и области применения кремнийорганических продуктов.-М.: Химия, 1975.- 296с.

2. Савчук П.П., Кальба Є.М., Андрієвський В.В., Гарматюк Р.Т. Спосіб отримання електретних структур на основі епоксидних композиційних матеріалів // Наукові нотатки.- Луцьк: ЛДТУ.-2008.-Випуск 28.-С.252-257.

3. Добротвор І.Г. Моделювання росту мікроструктур епоксикомпозитів функціями дискретних відліків // Наукові нотатки.- Луцьк: ЛДТУ.-2008.-Випуск 28.-С.64-73.

4. Стухляк П.Д., Букетов А.В., Левицький В.В. Епоксидні композити. Дослідження механізму впливу технології формування на властивості // Хімічна промисловість України.-2004.-№5.-С.17-23.

ЕКОНОМІЧНІ ТА ТЕХНІЧНІ АСПЕКТИ ЗАСТОСУВАННЯ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗУ В ЯКОСТІ МОТОРНОГО ПАЛИВА ДЛЯ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ

Литвин С.М., Манзюк В.М., Данильченко О.В.
Первомайський політехнічний інститут Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова (Україна)

З історії відомо, що в період до 60-х років минулого століття в ряді місцевостей досить широко застосовувалися двигуни внутрішнього згоряння, що працювали на генераторному газі [3,4,5,6]. Зі збільшенням видобутку нафти, вдосконаленням технологій по її переробці та підвищенням виходу рідких моторних палив в процесі її переробки генераторний газ, як моторне паливо для ДВЗ, поступово здав позиції. На даний час основними джерелами енергії в паливно-енергетичному комплексі є нафта, вугілля та газ. Вони ж є основними джерелами сировини для моторних палив. За прогнозами їх ресурси оцінюються відповідно 15 трлн.т., 500 млрд.т. та 400 трлн.м^3., при розвіданих запасах 1685 млрд.т., 137 млрд.т., 140 трлн. м^3. За різними джерелами при збереженні рівня видобутку розвіданих запасів вугілля вистачить приблизно на 400 р., нафти на 40…50 р. та газу на 60 р. Очевидно, що неосвоєні досі запаси будуть активно освоюватися, але вартість їх видобування, в зв'язку з використанням менш економічно привабливих родовищ, буде постійно зростати. Динаміку зміни ціни на нафту за останні роки на підставі [Л1] дано на рис. 1.

Рисунок 1 Динаміка зміни ціни на нафту за даними British Petroleum Statistical Review of World Energy, London.

Якщо провести аналіз зміни ціни на нафту, а відповідно і на паливо для ДВЗ отримане на її основі за останні 30 років, то можна побачити чітку тенденцію загального невпинного зростання цін.

З іншого боку в процесі життєдіяльності суспільства накопичується значна кількість відходів (відходи деревообробної промисловості та сільського господарства, побутове та промислове сміття, опале листя…), які мають у своєму складі значну кількість органічних та неорганічних пожежонебезпечних горючих речовин та є джерелом енергії, але на даний час потребують матеріальних затрат на утилізацію. Якщо використати дані відходи для виробництва моторних палив, використавши відповідні технології переробки, можна значно знизити затрати на їх утилізацію та отримати власну теплову та електричну енергію, вирішивши при цьому ряд екологічних та економічних проблем. В зв'язку з цим виникає необхідність оцінити запаси сировини, економічну,

екологічну та технічну доцільність їх використання для отримання шляхом відповідної переробки, палива для двигунів внутрішнього згоряння. Необхідно відмітити, що на даний час активізувалися роботи по використанню альтернативних відновлюваних моторних палив. Одним з видів таких палив для ДВЗ і є генераторний газ, який можна отримати з різноманітних органічних відходів деревообробної промисловості та сільського господарства. Середні ціни на сировину, окрім відходів, придатну для отримання генераторного газу на сьогоднішній день наведено нижче: ціна на тюковану солому – 600 грн/т., пелети з соломи - 700 грн/т., - пелети з деревини – 750 грн/т. З одного кілограма сировини можна отримати від 2 до 2,5 нм^3 генераторного газу. Таким чином вартість 1м^3 генераторного газу відносно витрат на первинне паливо складає від 30 до 40 коп. В повну вартість генераторного газу, окрім вартості первинного палива входять витрати на установку для переробки первинної сировини у паливо придатне для ДВЗ, транспортування сировини до місця переробки, підсушування первинного палива та його зберігання, заробітна плата працівникам, витрати енергії на привід агрегатів установки та ін. Внаслідок чого собівартість генераторного газу наближається до вартості традиційних енергоносіїв, а часто і перевищує їх ціну. Використання в якості первинного палива побутових та промислових відходів та малоліквідних продуктів сільського господарства знижує собівартість генераторного газу, тому використання альтернативних енергоносіїв є економічно виправданим лише при комплексному отриманні енергії разом з переробкою та утилізацією відходів виробництва.

При використанні генераторного газу в якості моторного палива для ДВЗ потребують вирішення ряд проблем таких як:

1.Нестабільність генераторного газу по складу та калорійності в залежності від якості палива та режиму роботи.

2.Наявність в генераторному газі смол та значної кількості сажі.

3.Висока температура газу на виході з газогенератора.

Хімічний склад та калорійність генераторного газу насамперед залежать від процесів та умов в камері газифікації: температури, зернистості та густини реакційного прошарку палива, вологості палива, рівномірності подачі палива в камеру газифікації, режиму роботи газогенератора, тривалості контакту шару палива з повітрям, а також стану системи очищення та охолодження генераторного газу (гідравлічний опір системи подачі газу, забруднення фільтрувальних елементів). На них в свою чергу справляють вплив конструктивні особливості газогенератора: геометрична форма камери газифікації, профіль, розміри та розміщення повітряних фурм, величина обігріву паливного бункеру, кут нахилу стінок бункеру та ін. [Л3,4,5,6]. Згідно з таблицею 11 [Л6 стор.52] чим нижча вологість палива, тим вищою є теплотворна здатність палива, тому важливими є заходи направлені на організацію правильного зберігання палива для газогенератора та контролю його параметрів (насамперед вологості) перед подачею в газогенератор, одним з відомих методів стабілізації складу генераторного газу є карбонізація деревини, яка дозволяє вилучити з палива вологу та значно підвищити його теплотворну здатність (1,5-2 рази), при цьому деревина набуває вищої твердості та стає менш гігроскопічною, газ, що утворюється в результаті газифікації містить менше смол та кислот. Даний процес потребує додаткових енергетичних затрат. Врахувати всі перелічені фактори, що впливають на стабільність генераторного процесу це є досить складна задача, тим більше, що коригувати більшість з них в ході роботи установки практично неможливо. Через непостійність генераторного процесу складно підтримувати заданий режим роботи двигуна. При зниженні калорійності газу, як і при її підвищенні, коливанні хімічного складу генераторного газу необхідно постійно підтримувати відповідну пропорцію між газом та повітрям шляхом коригування роботи змішувача. Одним з відомих методів вирішення цієї проблеми є присадка рідкого палива до основної порції газового палива, але цей спосіб суперечить самій ідеї використання генераторного газу в якості альтернативного палива для ДВЗ. Тому для стабілізації роботи газомоторні установки необхідно обладнувати електронною системою контролю за складом відпрацьованих газів, яка в залежності від вмісту у них кисню, регулюватиме якісне співвідношення

суміші генераторний газ/повітря на вході в двигун, що дозволить забезпечити оптимальні параметри для його стабільної роботи. На калорійність генераторного газу впливає подача в газогенератор певної кількості водяної пари, отже, проблему нестабільності генераторного газу може вирішити комплекс заходів таких як: внесення присадки у вигляді водяної пари в камеру газифікації для підвищення вмісту водню в газі, постійний контроль за складом відпрацьованих газів двигуна та коригування у відповідності з отриманими даними співвідношення між газом та повітрям з допомогою змішувача. Необхідно відмітити, що до останнього часу вимоги до палив визначалися, головним чином, наявністю відповідної сировинної бази та рівнем технологічного розвитку, на даний час і особливо в перспективі тенденції розвитку паливно-енергетичної бази все більше будуть визначатися економічними та екологічними чинниками. У зв'язку з цим перспективним є широке використання газових палив, отримання відновлюваних газів альтернативного походження. Переведення двигунів внутрішнього згоряння на газоподібне паливо дозволяє вирішити ряд проблем, таких як: зниження негативного впливу відпрацьованих газів на навколишнє середовище, зниження експлуатаційних затрат, підвищення моторесурсу двигуна. Вартість отримання енергії за рахунок альтернативних енергоносіїв на даний час вища, ніж за рахунок традиційних енергоносіїв, але в майбутньому різниця буде поступово скорочуватися. Хоча в районах, які є віддаленими від централізованого постачання енергоносіїв і які мають запаси природної сировини застосування альтернативних енергоносіїв є економічно ефективнішим, ніж постачання традиційних. Важливе значення утилізація біомаси має в лісному, сільському господарствах, де щорічно на різні технологічні потреби витрачається велика кількість палива. Разом з тим в процесі виробництва продукції утворюється значна кількість відходів, які є органічним матеріалом цілком придатним для отримання енергії.

Висновки.

1. При врахуванні витрат на транспортування, підготовку та зберігання сировини для виробництва генераторного газу собівартість електричної енергії виробленої газогенераторною установкою значно вища, ніж на паливах нафтового походження.
2. Підвищенню економічної привабливості газогенераторних установок сприяє їх використання в когенераційному режимі: спільному виробництві теплової і електричної енергії та використання в якості сировини палива призначеного для опалення приміщень або відповідних категорій відходів.
3. При застосуванні газогенераторних установок є екологічний ефект – витрати на паливо компенсуються витратами на збір і утилізацію органічних відходів, що дозволяє уникнути шкідливого впливу на довкілля сміттєзвалищ.
4. При використанні газогенераторних установок у віддалених районах є технічний ефект – витрати на транспортування нафтових палив в дані райони значно вищі ніж затрати на виробництво генераторного газу.
5. Ефективність застосування генераторного газу не може бути забезпечена на достатньому рівні без впровадження досягнень сучасної електроніки та нових матеріалів (системи запалювання та автоматичного регулювання, термостійкі матеріали для камер газифікації, тощо).

ЛІТЕРАТУРА

1. British Petroleum Statistical Review of World Energy, London, 1971-2008.
2. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 328 с.
3. Коллеров Л.К. Газомоторные установки. Машгиз, 1951.-237 с.
4. Терентьев Г.А., Тюков В.М., Смаль Ф.В. Моторные топлива из альтернативних сырьевых ресурсов. – М.: Химия, 1989. – 272 с.
5. Токарев Г.Г. Газогенераторные автомобили. М.- Машгиз, 1955.-204с.
6. Юдушкин Н. Г. Газогенераторные тракторы. Л.- Машгиз, 1955.-243с.

ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ ИОННО-ПЛАЗМЕННОГО ТЕРМОЦИКЛИЧЕСКОГО АЗОТИРОВАНИЯ

Ляшенко Б. А. [1], Букетов А. В. [2], Рутковский А. В. [1], Кумуржи А. Ю. [1]
[1] *Институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко (Украина)*
[2] *Херсонская государственная морская академия (Украна)*

Повышение надежности элементов машин и механизмов является сегодня основной задачей увеличения ресурса их работы в целом. Одним из главных направлений решения поставленной задачи есть использование достижений в области упрочнения поверхности, которые обеспечиваются новейшими энергосберегающими и экологически безопасными технологиями, помогающими решать вопросы модификации поверхности на этапах создания, эксплуатации и ремонта конструкционных элементов оборудования [1].

Одной из предлагаемых технологий, отвечающих современным требованиям, является ионно-плазменное термоциклическое азотирование (ИПТА). ИПТА – эффективный метод упрочняющей химико-термической обработки деталей в вакууме из: легированных конструкционных сталей (шестерен, зубчатых венцов, конических и цилиндрических шестерен, вал-шестерен, шнеков экструдеров, валов, прямозубых, пресс-форм, муфт, сложной геометрической конфигурации и др.), чугунов (пресс-формы, валы, шестерни и др.), нержавеющих сталей, титановых сплавов (рис. 1).

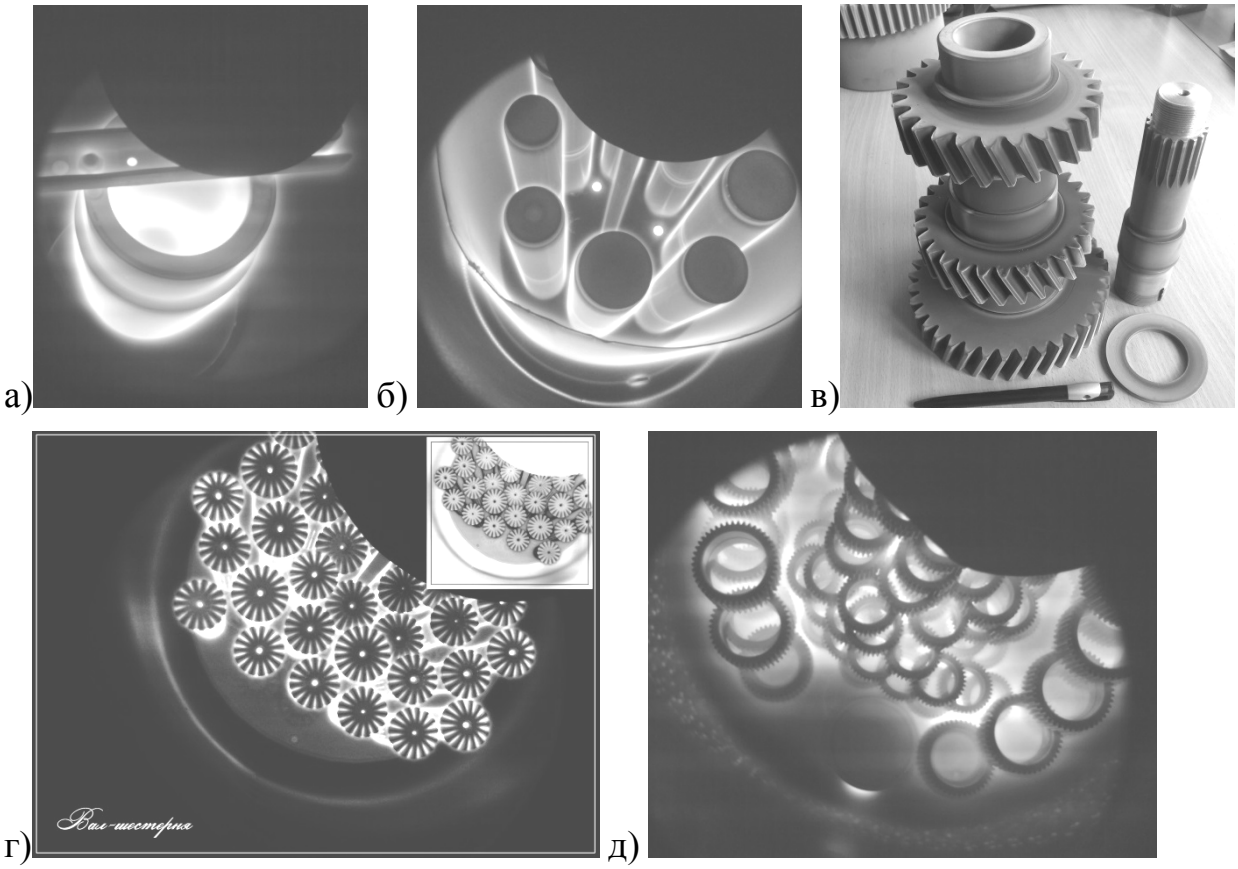


Рисунок 1. Применение ИПТА для некоторых деталей: а) гильзы; б) шпинделя; в) шестерни и вал-шестерни; г) вал-шестерни; д) зубчатых колес

В отличие от традиционного вакуумного азотирования, предлагаемая технология ИПТА использует газовые среды, в которых отсутствует аммиак, исключено водородное

охрупчивание поверхности, технология позволяет упрочнять необходимые участки деталей. Основными потребителями оборудования и технологии ионно-плазменного азотирования являются автомобильные, тракторные, авиационные, судостроительные и судоремонтные, авиа-, машино- и станкостроительные заводы, заводы по производству сельскохозяйственной техники, насосного и компрессорного оборудования, шестерен, подшипников, алюминиевых профилей, энергетических установок и др.

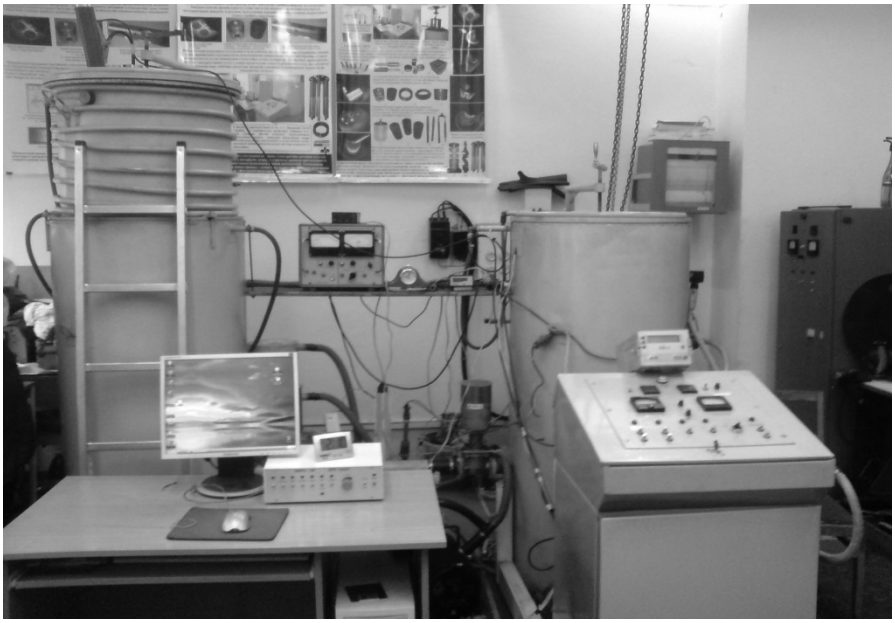


Рисунок 2. Общий вид установки «ВИПА-1»

В Институте проблем прочности им. Г. С. Писаренко разработано принципиально новое оборудование (рис. 2) и технология ИПТА, которая основана на следующих академических разработках: теория термической усталости, аномальный массоперенос при механической нагрузке и эффект дискретного энерговвода.

Технология имеет следующие преимущества:

– используется нагрев только поверхностного слоя детали без прогрева ее сердцевины. Нагрев происходит за счет энергии тлеющего разряда, поэтому нет необходимости использовать печи;

– циклические нагревы и охлаждения детали создают термические напряжения в поверхностном слое, что в 2-3 раза ускоряет диффузионные процессы и соответственно сокращается время обработки;

– форма и размеры детали и чистота ее поверхности остаются без изменений, поэтому не нужна финишная механическая обработка;

– сокращение длительности обработки, циклический характер скоростного дискретного энерговвода и нагрев только поверхностного слоя сокращают затраты электроэнергии до 10 раз.

Технология ИПТА защищена патентами Украины и не имеет аналогов в отечественной и мировой практике [2].

Метод ИПТА основан на изменении напряженно-деформированного состояния поверхности (постоянном накоплении от цикла к циклу положительных изменений в структуре металлов за счет воздействия импульсов короткой длительности и большой амплитуды) реализуется с помощью оригинальной вакуумной установки.

В основе предложенной технологии лежит процесс, связанный с дискретным вводом энергии, возникновением и релаксацией напряжений в обрабатываемом материале (рис.3 а, б) накоплением дефектов кристаллического строения, за счет чего существенно увеличивается

кинетика диффузии, приводящая к ее аномальному течению. Вследствие этого создаются условия для перераспределения компонентов в твердом растворе, измельчения фаз, а, следовательно, для повышения твердости, прочности и ударной вязкости.

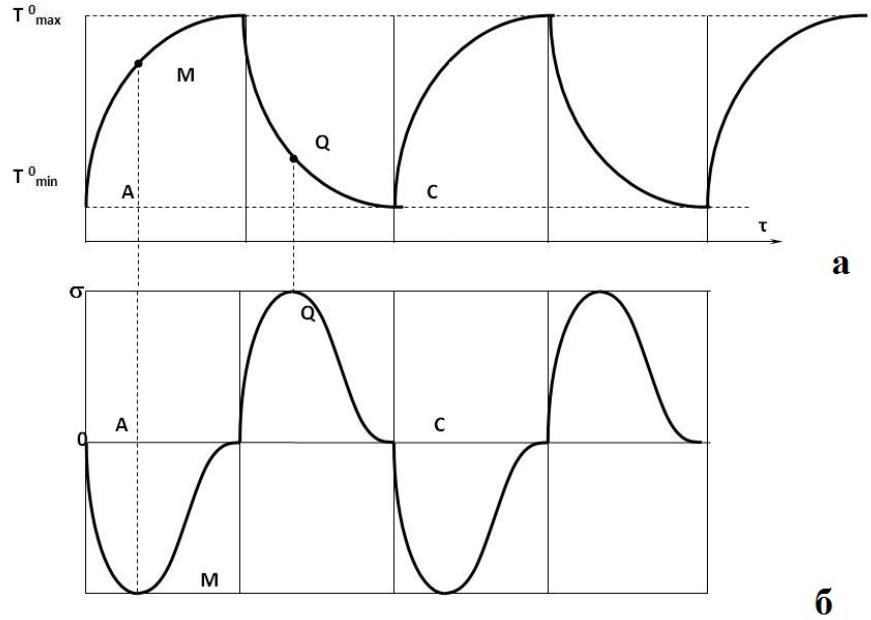


Рисунок 3. Изменения микронапряжений в поверхностном слое (б) от температурного цикла (а)

На диаграммах показаны микронапряжения, возникающие в слое материала (рис. 3, 4). В точке М достигается максимальное значение сжимающих (отрицательных) напряжений. При снижении температуры (рис.3а) достигаются максимальные растягивающие (положительные) напряжения в точке *Q* (рис. 3б). Таким образом, можно рассчитать суммирующие значения напряжений в зависимости от температуры в детали (рис. 4).

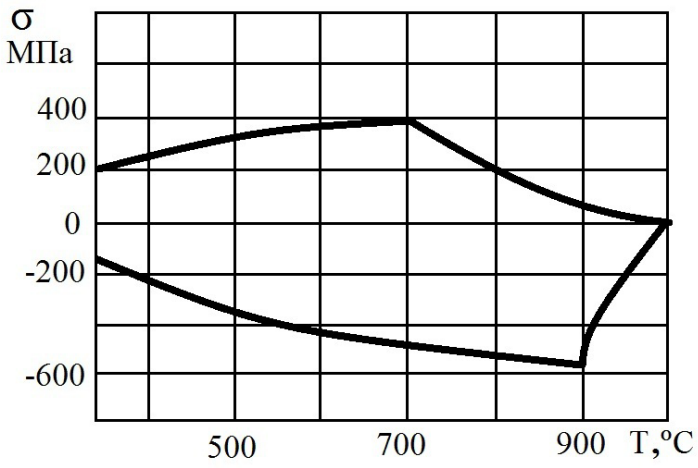
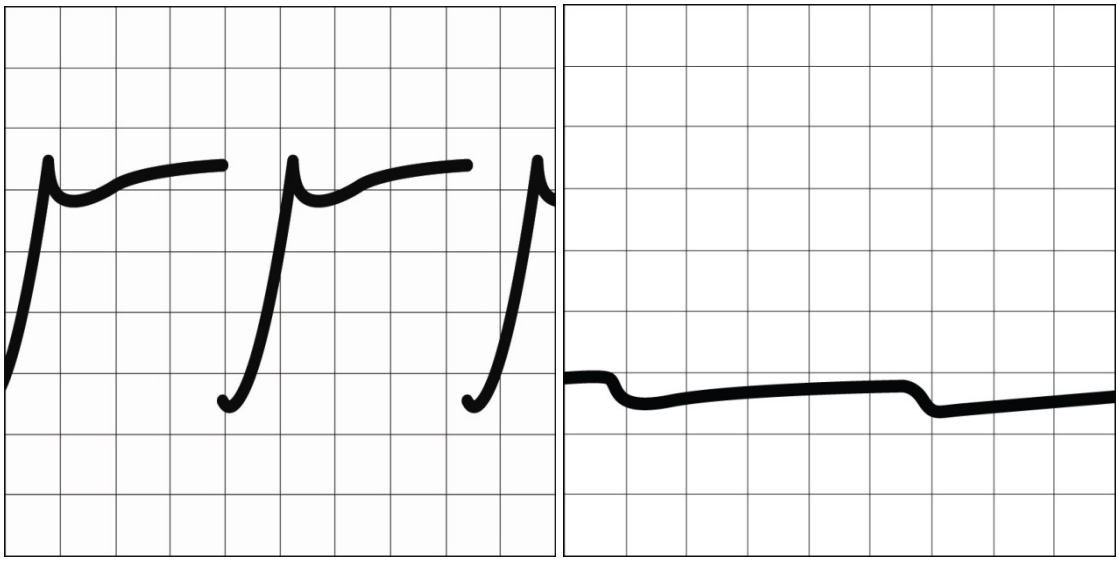


Рисунок 4. Диаграмма накопления напряжений в основе материала в зависимости от температуры процесса

Реализация разработанного метода ИПТА достигается с помощью сформированных импульсов тока (рис. 5а), которые осуществляют дискретный ввод подводимой энергии. Такое технологическое решение позволяет сократить время нагрева детали (рис. 6) и время процесса диффузионного насыщения поверхности.



а б

Рисунок 5. Форма импульса: а – ИПТА, б – изотермический режим ХТО

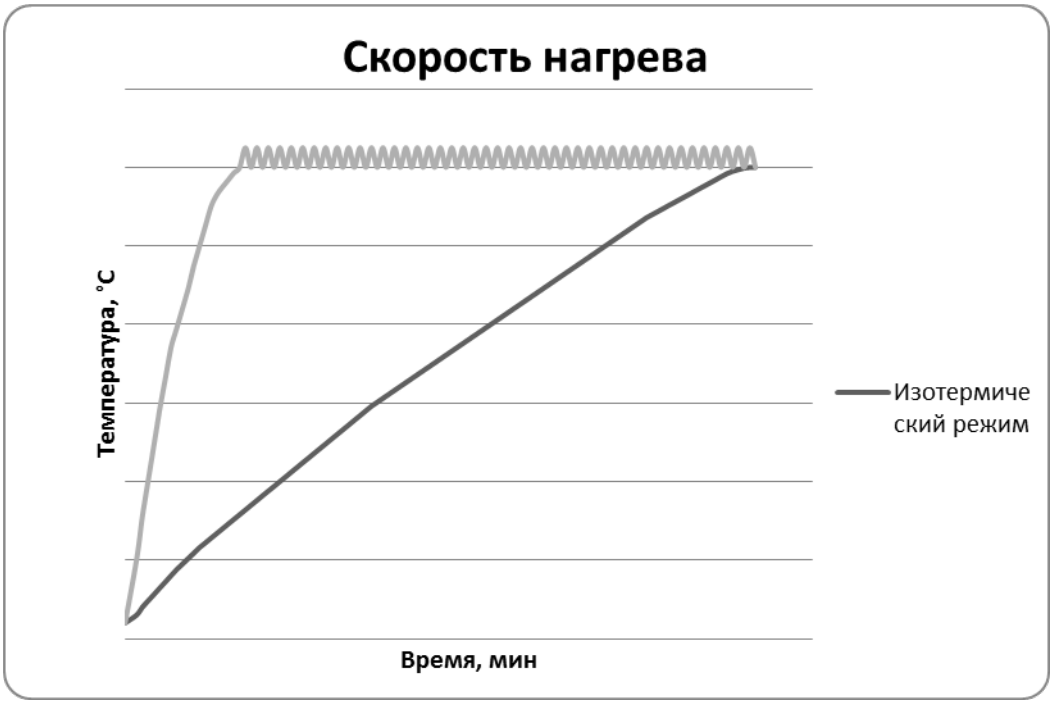


Рисунок 6. Скорость нагрева образцов методом ионно-плазменного термоциклического азотирования при изотермическом и импульсном режимах

Приведем один из частных примеров использования технологии ИПТА. Ионно-плазменному термоциклическому азотированию подвергались образцы стали 40Х13. Использовалось два технологических подхода: изотермический и термоциклический.

Азотирование образцов одним и вторым методом проводилось в смеси газов азота и аргона (в соотношении 20…80 %). Время азотирования составляло 360 мин., при рабочем давлении 120 Па. Температура процесса – 550 ˚С (при изотермическом режиме) и 550 ±25, ±50, ±100 ˚С (при термоциклическом режиме). Охлаждение образцов проходило в камере при давлении 1,5…2 Па.

Экспериментально определено, что применение термоциклического режима более эффективно, чем изотермического режима (рис. 6). Полученные данные показали, что циклическая обработка в режиме ± 50ºС позволяет достичь максимальной твердости поверхностного слоя (рис. 7), тем самым снизить износ рабочих частей детали при работе в газоабразивных средах и увеличить срок службы в 2…4 раза [3].

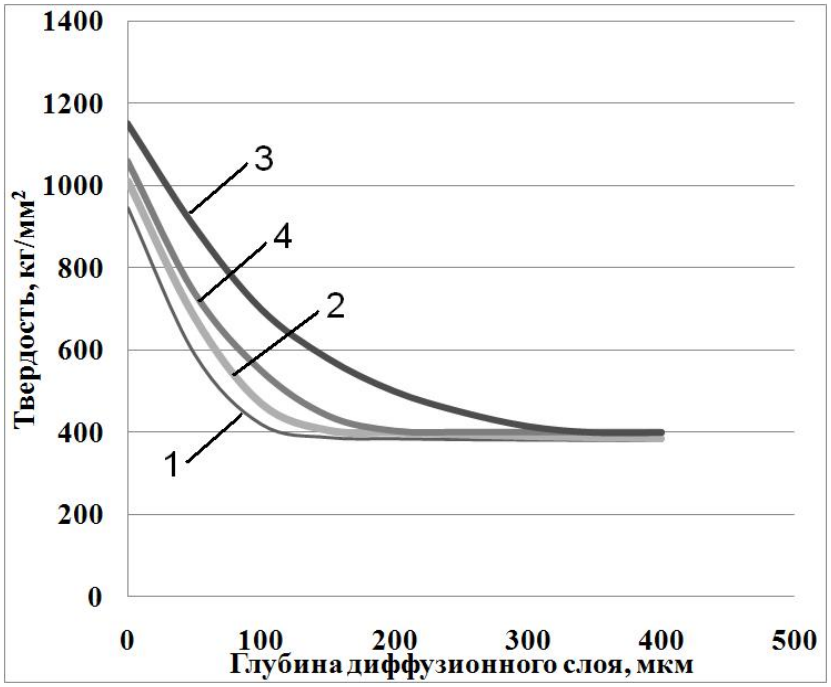


Рисунок 7. Влияние длительности циклов на глубину диффузионного слоя: 1 – при изотермической обработке; 2 – при циклировании ± 25ºС; 3 – при циклировании ± 50ºС; 4 – при циклировании ± 100ºС

Ниже показана эффективность разработанной технологии: обработанные образцы по технологии ИПТА были испытаны на износостойкость и сравнивались с износостойкостью образцов, которые были, обработаны в изотермическим режиме.

Испытание покрытий на износостойкость проводили на экспериментальной установке в соответствии с ГОСТ 23.208-79, который совпадает с американским стандартом АСТМ С 6568. Процесс трения моделировался в присутствии свободного не жесткозакрепленного абразива [3].

Образцы изнашивались свободным абразивом, увлекаемым резиновым роликом на поверхность трения. В качестве абразива использовался кварцевый песок (SiO_2) зернистостью 200…250 мкм. Перед испытанием абразив просушивали (влажность не превышала 0,16%). Износ замеряли весовым методом на аналитических весах АДВ-200 с точностью до 0,0001 г. До и после испытаний образцы промывали в этиловом спирте, просушивали и взвешивали. Эксперимент проводили при скорости скольжения 0,158 м/с, нагрузке 20 кг (при плече 272 мм) и пути трения 100 м.

В результате экспериментальных исследований (рис.8) установлено, что наибольшая интенсивность износа наблюдалась у образца без упрочнения. Также выявлено, что обработка методом ИПТА повышает износостойкость стали 40Х13 в песке в 3,5 раза, а при изотермическом режиме азотирования повышается износостойкость стали 40Х13 в песке – 2 раза.

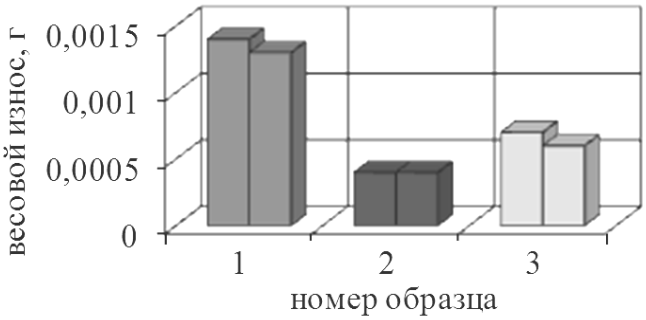


Рисунок 8. Весовой износ образцов в песке: 1 – без упрочнения; 2 – термоциклический режим азотирования; 3 – изотермический режим азотирования

Метод ИПТА дает возможность: получать слои заданного состава, увеличить твердость стальных деталей до 9…12 ГПа по сравнению с традиционными методами ХТО; повысить производительность процесса в 3…5 раз; сформировать поверхностный нитридный слой без микротрещин.

Проведенные испытания показали перспективность и целесообразность применения ионно-плазменного термоциклического азотирования для повышения надежности деталей машин и механизмов,

Полученные данные об износостойкости упрочненных слоев в условиях абразивного изнашивания свидетельствует о перспективности применения метода ИПТА для поверхностного упрочнения деталей машин и механизмов, работающих в условиях абразивного изнашивания. Применив новейшие технологические приемы и изменив комплекс специфических физико-механических и эксплуатационных свойств, были получены образцы с новыми эксплуатационными свойствами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гаркунов Д. Н., Поляков А. А. Повышение износостойкости деталей конструкций самолетов. Изд-во 2-е. – М.: Машиностроение, 1973.- 200 с.

2. Рутковский А.В. Циклическая долговечность титанового сплава ВТ1-0 с покрытием, полученным методом ионно-плазменного термоциклического азотирования (ИПТА) / А. В. Рутковский, А. Ю. Кумуржи, Я. В. Можеитов. – Полтава: Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво), 2012. – №2 (32), т. 1. – С. 208 – 213.

3. Рутковский А. В. Износостойкость стали 40Х13 после упрочнения методом термоциклического ионно-плазменного азотирования в условиях абразивного изнашивания / А. В. Рутковский, А. Ю. Кумуржи. – К.: Проблеми тертя та зношування, 2012. – №57. – С. 240 – 250.

4. Кудрин А. П., Лабунец В. Ф., Вишневский О. А. Исследование износостойкости упрочненной углеродистой стали в условиях абразивного изнашивания. //Вісник НАУ, 2003.- №2.- С. 111 – 114.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИЧИН ЗНИЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ РОБОЧИХ ЛОПАТОК ГТД В ПРОЦЕСІ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Маткова А.В., Матвійчук С.М.
Луцький національний технічний університет (Україна)

Україна є державою з розвинутим транспортним і енергетичним газотурбобудуванням. Необхідність створення конкурентоздатних на світовому ринку газотурбінних двигунів (ГТД) нового покоління вимагає реалізації високих параметрів термодинамічного циклу при високих надійності і ресурсі. Незважаючи на прогрес у розвитку авіаційної техніки та відпрацьований майже до досконалості технічний процес виробництва газотурбінних авіадвигунів, у такого роду конструкціях з ряду причин виникають дефекти різного виду й розмірів, що призводять до зниження їхньої працездатності й довговічності або до аварійних ситуацій (як видно з світових реалій).

Компресори та турбіни авіаційних ГТД – основні вузли, які визначають характеристики двигунів (газодинамічні, геометричні, вагові, економічності, технологічності, надійності та ін.) Компресори та турбіни – це лопаткові машини, елементами яких є лопатки роторної групи, які ще називають робочими лопатками.

Основною тенденцією розвитку авіабудування є безперервне збільшення температури газів перед турбіною, що веде до подальшого ускладнення конструкції, збільшенню термомеханічної напруженості лопаток газових турбін, надійність яких дуже впливає на надійність і ресурс газотурбінних двигунів в цілому і безпеку польотів літаків.

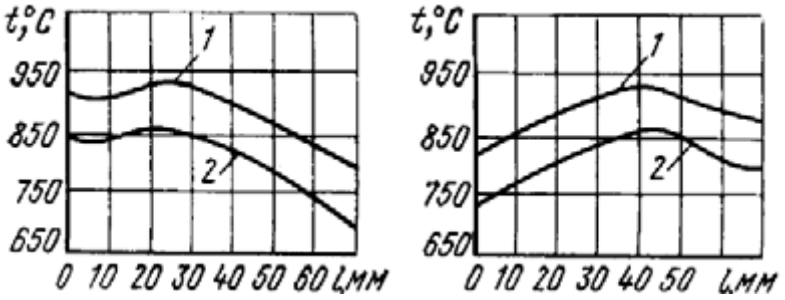
Конструктивні та технологічні особливості робочих лопаток мають принциповий вплив на газодинамічні характеристики двигунів [1] і надійність їх роботи.

Міцнісні [2] характеристики робочих лопаток також впливають на характеристики надійності, тому що обрив робочих лопаток може привести до нелокалізованого руйнування двигуна і до катастрофи. Нелокалізована відмова через обрив лопаток відносяться до такого типу відмов, за якими двигун повинен задовольняти міжнародним нормам: відірвані частини лопаток повинні залишатися всередині корпусу двигуна. Однак необхідно враховувати, що обриви лопаток можуть ініціювати інші важкі відмови: руйнування диска, пожежу тощо. Робочі лопатки турбін працюють при високих температурах, зазнають великих статичних, вібраційних і температурних напружень. Вони піддаються одночасно корозійній і ерозійній дії газів.

Оскільки робочі лопатки турбіни – одні з найбільш відповідальних деталей в авіадвигуні, тому потрібно виключити їх надходження в експлуатацію з неприпустимими дефектами, а також необхідна розробка і впровадження високоефективних методів підвищення міцності, корозійної стійкості сплавів, захисних покриттів і виробів, що є найважливішим у вирішенні проблеми довговічності газових турбін.

Надійна робота робочих лопаток турбін та їх дефектність значною мірою залежить від роботи всіх елементів гарячої частини двигуна. Збільшення ресурсу та підвищення робочих параметрів в турбінах ГТД супроводжується інтенсифікацією процесів пошкодження робочих лопаток під дією статичних і вібраційних навантажень, високих температур, циклічних навантажень, що викликаються дією силових факторів, термічних напруг, корозійного і ерозійного впливу газового потоку. Більшість руйнувань робочих лопаток турбін, як і робочих лопаток компресорів, має втомний характер і пов'язане з змінними напруженнями.

У ряді випадків пошкодження лопаток турбін (особливо перших ступенів) можуть бути пояснені особливостями розподілу температури газу на виході з камери згоряння (рис.1).



Кореневе січення вершина Кореневе січення вершина

а б

Рисунок 1. Зміна температури газу на виході з камери згоряння по довжині соплових та робочих лопаток турбіни в залежності від місця підведення вторинного повітря: а-при рівномірному розташуванні отворів; б-при нерівномірному розташуванні отворів (з більшою частотою в області, близької до осі двигуна); (1-температура газу перед сопловим вінцем; 2-температура газу перед робочими лопатками).

Пошкодження лопаток турбін пов'язана з циклічним впливом теплового потоку і спричинених ним термічних напружень, а також дією відцентрових і газових сил і можливістю перегріву [3] . При зміні режимів роботи двигуна і теплового поля виникають термомеханічні напруження в найбільш навантажених перерізах лопатки, що призводять до термовтомного і малоциклового руйнувань матеріалу.

Руйнування лопаток турбін з технологічних причин становлять близько 25 %, по недосконалості конструкції близько 23 %, інші 52 % – припадають на несприятливе поєднання конструктивних і технологічних чинників[4].

В основному причинами руйнування лопаток турбін можуть бути:

1) зниження межі витривалості через утворення мікротріщин в поверхневому шарі, пошкодженому нерегламентованою механічною обробкою;

2) перегрів через нерівномірне температурне поле перед турбіною;

3) порушення умов експлуатації;

4) недостатня ефективність системи охолодження;

5) нерівномірність розподілу навантаження по зубцях хвостовика;

6) недосконалість процесів штампування, термообробки або лиття лопаток і т. п.

Значний вплив на пошкодження робочих лопаток має газова корозія, зумовлена наявністю в продуктах згоряння хімічно активних сполук. Наявність у паливі хімічноактивних оксидів особливо сірки призводить до утворення дефектів лопаток турбін у вигляді сульфідної корозії. Проблема окислення і корозії в ряді випадків не дозволяє використовувати повністю ресурс роботи лопатки. Навіть якщо середня температура охолоджуваної лопатки може бути досить низька, щоб забезпечити задовільну тривалу міцність, то внаслідок нерівномірності температури в перерізі на деяких ділянках лопатки (зазвичай на вхідній і вихідній кромках) температура може перевищувати рівень, що допускається за умовами окислення і корозії. Проблему можна вирішити шляхом змін в системі внутрішнього охолодження та застосуванням захисного покриття, що забезпечить роботу лопатки.

Таким чином, основним напрямком у вирішенні проблеми довговічності газових турбін авіадвигунів є створення і застосування якісно нових технологій. Лопатки газових турбін сучасних двигунів не можуть експлуатуватися протягом заданого ресурсу без надійних високотемпературних покриттів. Підвищення працездатності жароміцних сплавів шляхом застосування ефективних покриттів в умовах впливу швидкісного газового потоку і високих термомеханічних навантажень є одним з основних напрямів

поліпшення експлуатаційних характеристик авіаційних газотурбінних двигунів. У зв'язку з гостротою проблеми, в даний час велика увага приділяється розробці нових жароміцних сплавів, методів отримання монокристалічних структур для сплавів лопаток, методів захисту від газової корозії.

Висновки. Враховуючи важкі умови роботи лопаток ГТД та їх роль в двигуні (надійність і ресурс лопаток турбін зазвичай визначають надійність і ресурс двигуна), до конструктивних форм робочих лопаток турбін, до способу їх кріплення в диску, до їх матеріалів, технології виготовлення і контролю в експлуатації ставлять особливо жорсткі вимоги. Конструкція, матеріал, технологія виготовлення лопаток повинні забезпечувати високі аеродинамічні якості профільної частини, високі міцність і вібростійкість. Важливо забезпечити міцність, надійність і довговічність робочих лопаток ГТД при мінімальних матеріаломісткості і витратах на виготовлення та ремонт, а створення високоресурсних та надійних газотурбінних двигунів (ГТД) – важлива задача сучасного авіа-двигунобудування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Казанджан П.К., Тихонов Н.Д. Теория авиационных двигателей: Теория лопаточных машин .-М.: Машиностроение, 1995.-320 с.

2. Лозицкий Л.П. и др. Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей.- М.: Воздушный транспорт, 1992.-535 с.

3. Петухов А.Н. Сопротивление усталости деталей ГТД.-М.: Машиностроение, 1993.-240 с.

4. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей.-М.: Машиностроение, 1981.-550 с.

РАЗРАБОТКА ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА УСТАНОВКИ ДЛЯ МАГНИТНО-ИМПУЛЬСНОЙ ОБРАБОТКИ УГЛЕВОДОРОДНЫХ ТОПЛИВ НА ТРАНСПОРТЕ

Погорлецкий Д.С.,[1] Малыгин Б.В.,[1] Галкин С.А.,[1] Тыцьков А.И[2]
[1]*Херсонская государственная морская академия (Украина)*
[2]*Херсонстандартметрология (Украина)*

Введение. Новые разработки мировых компаний по двигателестроению (Volvo, MAN, Cummins Inc, Volkswagen и так далее) направлены на улучшение экономических и экологических показателей работы двигателей внутреннего сгорания, повышения их моторесурса и надежности. В данном аспекте особое значение приобретает проблема ресурсосбережения при эксплуатации двигателей внутреннего сгорания. Ее решение требует комплексного подхода, связанного, как с улучшением надежности узлов и агрегатов двигателей, а также улучшения свойств топливо – смазочных материалов, используемых в процессе их работы и за счет этого уменьшения вредных выбросов в атмосферу выхлопных газов. При повышении потребительских характеристик топлива, в частности бензинов разных марок, а также дизтоплива, используют различные виды его подготовки, в том числе и магнитно-импульсную обработку (МИО) [1]. Особенно это касается автотранспорта и судовых энергетических установок небольшой мощности. Указанная проблема может быть решена в результате экспериментального исследования обработки топлива импульсами магнитного поля достаточной мощности с регулируемой длительностью и частотой импульса.[3]

Актуальность исследования. Проблема экономии топлива на транспорте, а также экологические проблемы, связанные с продуктами его сгорания, несгоревший углеводород (CH) и вещества, которые отравляют окружающую среду, например угарный газ (CO), относятся к наиболее актуальным на сегодняшний день проблемам. Магнитно-импульсная обработка топлива позволит существенно повысить его экономическую эффективность и экологические показатели, что и определяет актуальность предлагаемой работы.

Целью нашей работы является разработка и изготовление опытного образца установки для магнитно-импульсной обработки топлива на транспорте, создающего импульсы магнитного поля, с регулируемой длительностью и мощностью.

Постановка задачи. Для достижения поставленной цели при проведении исследований влияния импульсного магнитного поля на свойства углеводородного топлива необходимо считывать определенное количество параметров, а именно: скорость потока топлива, изменение температуры и оборотов двигателя, состав продуктов горения, а также возможность измерять другие характеристики углеводородных топлив непосредственно после его магнитно-импульсной обработки[2]. Создаваемая установка должна обладать способностью к регулировке длительности и мощности электромагнитных импульсов, иметь защиту от электромагнитных помех, прочный корпус, способность крепления соленоида в подкапотном пространстве автотранспорта и машинном отделении судов, а также способность выдерживать температуру на корпусе 75…100 ºС.

Результаты исследований. Генератор импульсов для магнитно-импульсной обработки это устройство, генерирующее электрические импульсы определенной частоты и мощности. В результате проведённых схемотехнических исследований была предложена конструкция генератора импульсов обладающего следующими параметрами: генерация прямоугольных импульсов частотой от 10 Гц до 1000 Гц, напряжение питания 12 В для питания схемы управления генератора импульсов [4].

Нами был разработан опытный образец установки для обработки углеводородного топлива импульсным магнитным полем, создаваемым в соленоиде, в активной части которого находится топливопровод (с разной длительностью и мощностью импульсного магнитного поля). Внешний вид установки показан на (рис.1).

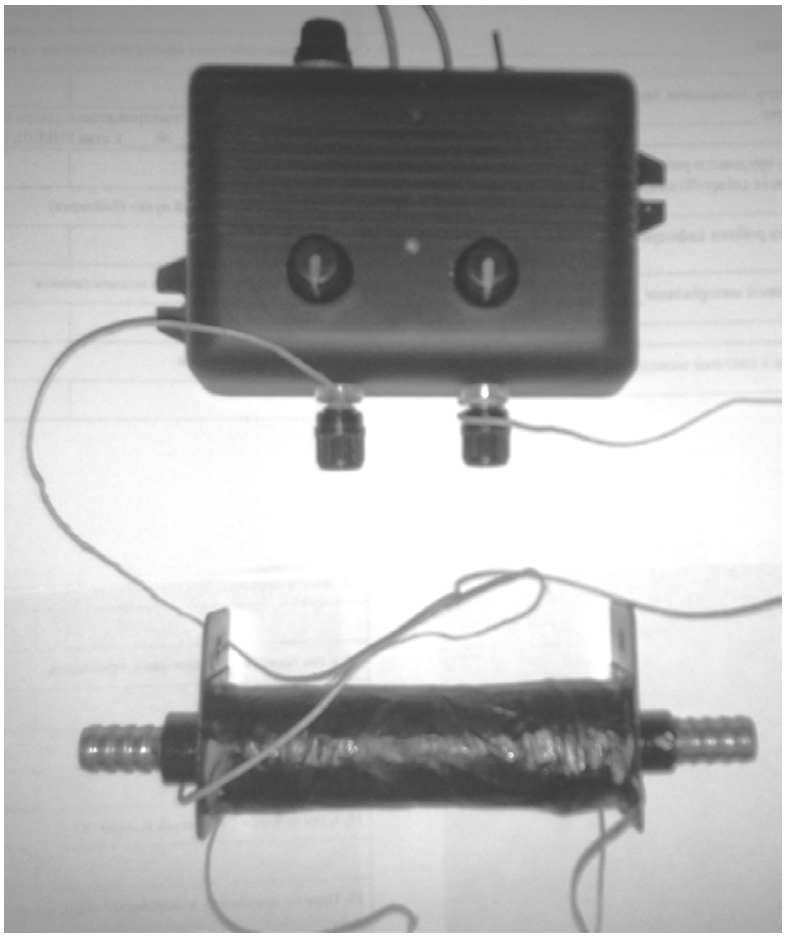


Рисунок. 1. Установка для магнитно-импульсной обработки углеводородного топлива

Опытный образец установки для магнитно-импульсной обработки топлива в автомобильных и судовых двигателях небольшой мощности состоит из:

1) Блок управления;
2) Электромагнитная катушка (соленоид);
3) Корпус катушки, который и является её креплением;
4,5) Топливопровод;
6) Регулятор длительности магнитных импульсов;
7) Предохранитель;
8) Выключатель питания установки;
9) Регулятор мощности магнитных импульсов.

Схема разработанной конструкции установки для магнитно-импульсной обработки топлива приведена на (рис. 2).

На блок управления 1 подаётся питание от бортовой сети автомобиля (12 В) для питания схемы управления генератора импульсов. Производится регулировка длительности и мощности магнитных импульсов с помощью регуляторов 6,9. Импульсное магнитное поле создается активатором 2, который представляет собой соленоид, работающий по принципу дискретно-градиентной обработки, он разработан для использования в системах питания автомобильных и судовых двигателей. Габаритные

размеры и мощность соленоида зависит от мощности двигателя и объема. Во время исследований нами планируется использовать различную силу магнитных импульсов и продолжительность воздействия на топливо. Также установка оборудована разъемными соединениями 4 и 5 для монтажа и замены магнитно-импульсного активатора.

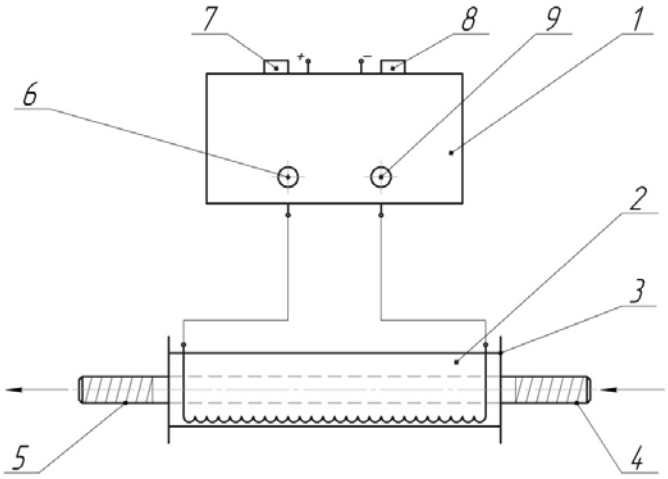


Рисунок. 2. Схема конструкции установки для магнитно-импульсной обработки топлива

Выводы. Была разработана и изготовлена установка для магнитно-импульсной обработки углеводородных топлив на транспорте, создающая импульсы магнитного поля, с регулируемой длительностью и мощностью. Данная установка должна способствовать уменьшению количества механических включений в топливе, увеличению эффективности сгорания углеводородного топлива, повышать коэффициент полезного действия двигателей внутреннего сгорания и уменьшать концентрацию вредных веществ в отработанных газах. Согласно представленному внешнему виду установки, её схеме и описанию, поставленные в работе задачи по достижению заданных технических характеристик установки выполнены.

ЛИТЕРАТУРА

1. Третьяков И.Г. Влияние магнитного поля на физико-химические свойства топлив/ Третьяков И.Г., Баленко В.А.// Электронная обработка материалов. – 1990. - №1. – С. 28-29.
2. Малыгин Б.В., Погорлецкий Д.С., Васильченко Г.Ю., Сапронов А.А. Методы повышения экологической безопасности в процессе магнитной обработки углеводородных топлив для двигателей внутреннего сгорания // Науковий вісник ХДМІ, 2011. – № 2 (5). – С. 132-141.
3. Богданов А.В., Малыгин А.Б., Алексеев А.В., Осипов А.С., Погорлецкий Д.С. Разработка конструкции мощного генератора тока для магнитно - импульсной обработки с регулируемой длительностью, частотой и формой сигнала // Матеріали: Всеукраїнської науково-практичної конференції. – Херсон: ВНЗ «ХДМА», 2012.- С.224-225.
4. Малыгин Б.В., Погорлецкий Д.С., Галкин С.А. Разработка конструкции генератора импульсов для магнитно-импульсной обработки углеводородного топлива на автотранспорте // Збірка матеріалів V Міжнародної науково-практичної конференції. У 2-х тт. (28-30 травня 2013 р., Херсон). – Т. 2: Херсонська державна морська академія, 2013. – 240с., 203-204с.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ РЕОСТАТНЫХ ИСПЫТАНИЙ ДВС ЗА СЧЕТ СИСТЕМЫ КОМПЛЕКСНОЙ РЕКУПЕРАЦИИ ЭНЕРГИИ

Прилепский Ю. В., Грицук И. В.
Донецкий институт железнодорожного транспорта (Украина)

Актуальность исследований. В настоящее время экономия топливных ресурсов является актуальной проблемой на транспорте. Одним из наиболее эффективных способов экономии и рационального использования топлива на железнодорожном транспорте является рекуперация энергии в процессе работы двигателей внутреннего сгорания тепловозов. При реостатных испытаниях ДВС тепловозов расходуется значительное количество дизельного топлива, исчисляемого сотнями килограммов. К энергетическим потерям здесь можно отнести потери тепла отработавших газов и потери электрической энергии, которая превращается в тепло в нагрузочном жидкостном реостате. В связи с вышесказанным, повысить эффективность реостатных испытаний возможно за счет использования электрической и тепловой энергии, получаемых дизель-генераторной установкой.

Постановка задачи. Исследовали возможность и целесообразность оснащения участка реостатных испытаний ДВС тепловозов системами рекуперации тепловой и электрической энергии с целью повышения эффективности использования дизельного топлива.

Данная работа фактически состоит из двух частей. В первой части разрабатывалась схема комплексной рекуперации энергии и рациональное размещение оборудования на участке реостатных испытаний. Вторая часть посвящена исследованию технологических аспектов процесса рекуперации электрической и тепловой энергии, в частности, поиск теплоаккумулирующего вещества, исследование его теплоаккумулирующих параметров с целью определения необходимого его количества.

Разработка схемы комплексной рекуперации. При разработке схемы комплексной рекуперации исходили из того, чтобы электрическую энергию, вырабатываемую испытуемой дизель-генераторной установкой, направлять в электрическую сеть данного предприятия, а тепловую энергию отработавших газов через теплообменник накапливать в аккумуляторе фазового перехода и использовать для технологических или бытовых нужд предприятия. В процессе разработки руководствовались принципами минимизации затрат, доступности материалов и комплектующих, минимизации загромождения рабочей зоны дополнительным оборудованием, снижения вредного воздействия на организм человека и окружающую среду.

В целом, функциональная блок-схема рекуперации электрической и тепловой энергии при проведении реостатных испытаний приведена на рисунке 1. Как следует из приведенной схемы, электрическая энергия, вырабатываемая генератором (Г) поступает в преобразователь напряжения (ПРТ), где преобразуется в импульсное напряжение с регулированием величины тока за счет изменения ширины импульсов, то есть за счет широтно-импульсной модуляции. Это позволяет в широких пределах изменять ток нагрузки и нагруженность дизель-генераторной установки. Дополнительная задача преобразователя напряжения – это согласование напряжения генератора и напряжения промежуточного накопителя электрической энергии (ПНЭ). Промежуточный накопитель электрической энергии необходим для развязки динамических переходных режимов испытательного процесса дизель-генераторной установки и процессов в преобразователе напряжения (ФП) промежуточного накопителя в фазное напряжение сети.

В качестве накопителя можно использовать как аккумуляторы, так и конденсаторы сверхбольшой емкости (около 10000 фарад), соединенные последовательно-параллельно в батареи. Энергетическая емкость батареи конденсаторов для временной развязки динамических процессов не менее 1 с при номинальной мощности генератора 780 кВт

должна составлять примерно 0,8 МДж (из формулы $W = U*I*t$), а, следовательно, ее емкость при напряжении 110 В должна быть в пределах 132 Ф (из формулы $W = U^2*C / 2$).

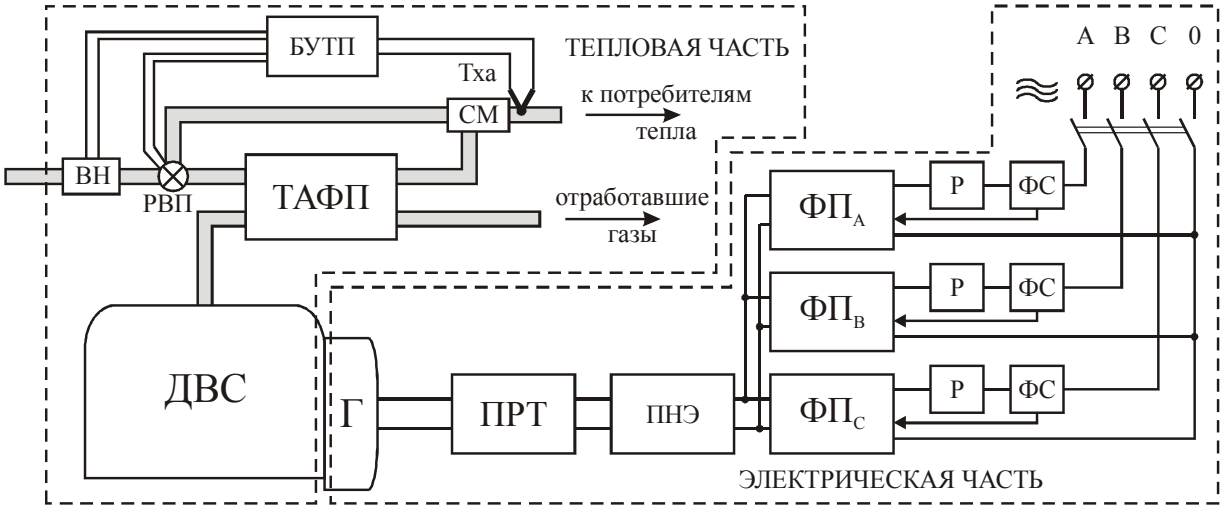
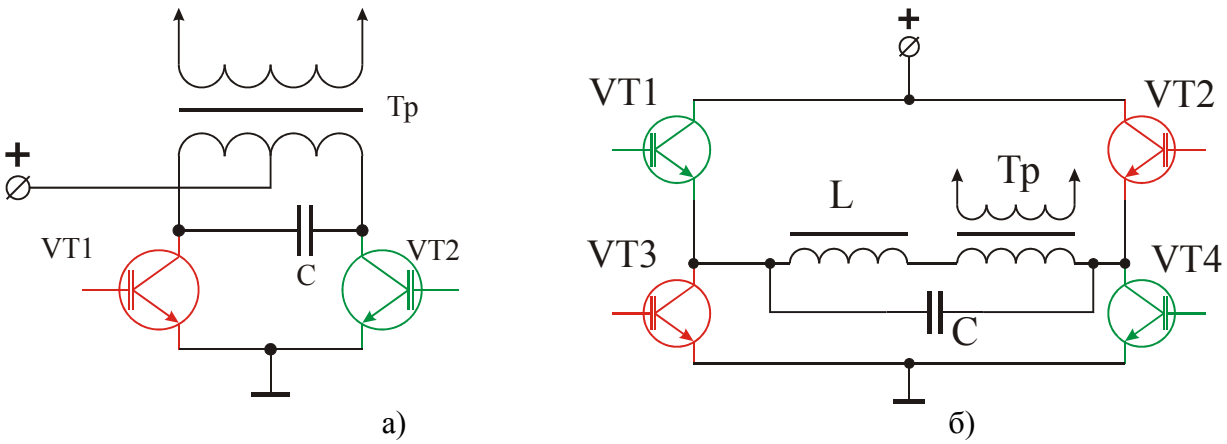


Рисунок 1. Схема комплексной рекуперации тепловой и электрической энергии участка реостатных испытаний ДВС тепловозов:
ВН – воздушный насос; ДВС – двигатель внутреннего сгорания, РВП – регулятор воздушных потоков; ТАФП – тепловой аккумулятор фазового перехода, БУТП – блок управления тепловыми потоками; СМ – смеситель тепловых потоков; Тха – хромель-алюмелевая термопара; Г – электрический генератор; ПРТ – преобразователь напряжения и регулятор тока; ПНЭ – промежуточный накопитель электрической энергии; ФП – фазовый преобразователь; Р – реактор индуктивного типа; ФС – фазовый синхронизатор

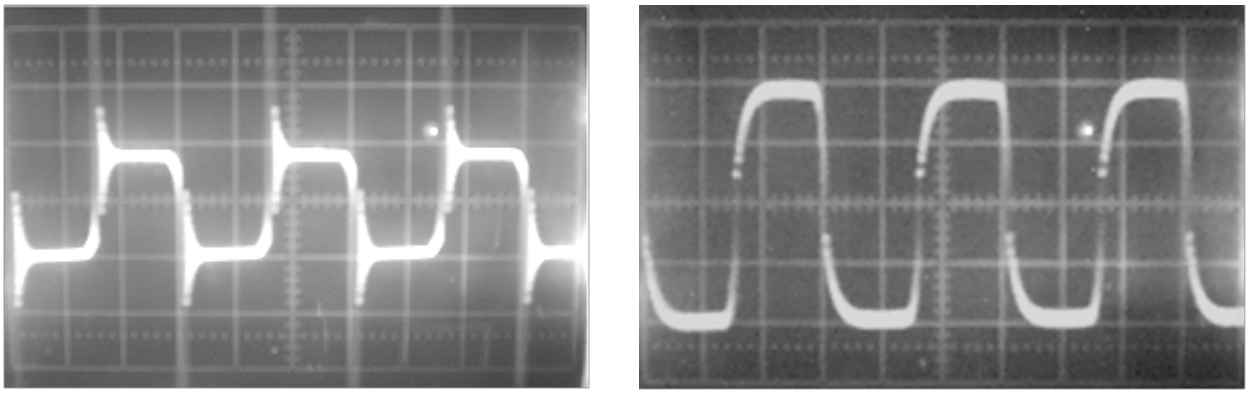
Если использовать батареи конденсаторов 30ЭК404 напряжением 24 В и запасаемой энергией 0,61 МДж, то последовательная цепь из 5 таких батарей обеспечит временную развязку примерно 4 с, что вполне достаточно для исключения взаимного влияния процессов в испытательной установке и в электрической сети предприятия. Фазовые преобразователи (ФП) служат для преобразования постоянного напряжения на промежуточном накопителе в сетевое фазное напряжение. Фазовые синхронизаторы (ФС) служат для согласования изменения напряжения, подаваемое в сеть от преобразователя с изменением напряжения в промышленной сети предприятия.

Результаты исследований. В рамках работы опробованы следующие схемы силовой части фазных преобразователей (рисунок 2). Опробование осуществляли на масштабной модели: по напряжению и по току примерно 1 / 10. Первая схема является двухплечевой с удвоенной первичной обмоткой фазного трансформатора (Тр), обе части которой намотаны таким образом, чтобы создавать встречные магнитные потоки. Вторая схема представляет из себя мост, в диагональ которого включена первичная обмотка фазного трансформатора. Дополнительная индуктивность L и емкость С служат для уменьшения всплесков напряжения и приближения эпюры напряжения во вторичной обмотке фазного трансформатора к синусоидальной форме. Осциллограммы напряжения во вторичной обмотке, снятые с помощью осциллографа С1-79, приведены на рисунке 3.



а) б)

Рисунок 2. Схемы выходного каскада фазного преобразователя:
а) – двухплечевая; б) - мостовая



а) б)

Параметры снятия осциллограмм: частота развертки - 20 Гц (длительность 5 мс/дел);
чувствительность канала вертикального отклонения с делителем напряжения - 100 В/дел

Рисунок 3. Осциллограммы напряжения выходной обмотки трансформатора Тр для:
а) – двухплечевой схемы включения (см. рис. 2, а);
б) – мостовой схемы включения (см. рис. 2, б)

Вторая часть системы предназначена для рекуперации тепловой энергии (см. рис. 1). Отработавшие газы из двигателя внутреннего сгорания поступают в тепловой аккумулятор фазового перехода (ТАФП), совмещенный с теплообменником, где происходит отбор тепла отработавших газов. Основу теплового аккумулятора составляет вещество, изменяющее агрегатное состояние в диапазоне температур 100 – 550 ^{0}С. Этот температурный диапазон приблизительно соответствует условиям работы теплового аккумулятора. Использование накопленного тепла осуществляется с помощью потока теплоносителя, в качестве которого выступает воздух, нагнетаемый с помощью воздушного насоса (ВН). С помощью регулятора воздушных потоков (РВП), поток теплоносителя распределяется в два воздухопровода, один из которых направляет воздух через еще один теплообменник теплового аккумулятора, а второй поток воздуха направляется мимо теплообменника. Потоки холодного и нагретого воздуха перемешиваются в смесителе (СМ) и по теплоизолированному воздухопроводу направляются потребителям тепловой энергии. Температуру воздуха на выходе смесителя измеряют с помощью хромель-алюмелевой термопары (Тха), сигнал от которой поступает в блок управления тепловыми потоками (БУТП), который, в свою очередь вырабатывает сигнал управления для регулятора воздушного потока (РВП) и воздушного насоса (ВН). Перераспределением воздушных потоков устанавливается и поддерживается температура

воздуха, направляемого потребителям. Основным узлом системы тепловой рекуперации является тепловой аккумулятор фазового перехода. Правильный подбор теплоаккумулирующего вещества позволяет получить наибольший энергетический эффект.

Теплоаккумулирующие материалы выбирали исходя из следующих условий: максимальная температура, с которой будет сталкиваться теплоаккумулирующего материал – это температура отработавших газов, для двигателей внутреннего сгорания тягового подвижного состава железных дорог эта температура не превышает 500 ^{0}C; минимальная температура, при которой придется работать теплоаккумулирующему веществу, будет равняться минимальной температуре в зимний период, для зимнего периода минимальную температуру принимали на уровне - 40 ^{0}C; в показанном интервале температур теплоаккумулирующее вещество должно иметь точку фазо-агрегатного перехода (точку плавления); при изменении температуры теплоаккумулирующее вещество должно быть химически стабильным, то есть, не менять свой химический состав; при нагреве теплоаккумулирующее вещество не должно переходить в газообразное состояние за счет кипения или возгонки; в процессе работы теплоаккумулирующее вещество не должно вступать в химическую реакцию с материалом теплового аккумулятора; при ремонтах или обслуживании тепловых аккумуляторов вещество не должно иметь отравляющее воздействие на организм человека; с точки зрения экономичности, теплоаккумулирующее вещество должно иметь относительно малую стоимость. По справочным данным был выбран едкий натр со следующими характеристиками: химическая формула NaOH; диапазон рабочих температур –40...+500 °C; молярная масса 39,997 г/моль; плотность 1,59 т/м^3; температура плавления 323 °C; температура кипения 1403 °C.

Экспериментально определяли удельное теплосодержание в рабочем диапазоне температур. Для этого была изготовлена герметизируемая капсула, в которую помещали испытуемое вещество, объем которого составлял примерно половину внутреннего объема капсулы. После герметизации капсулу с хромель-алюмелевой термопарой помещали в лабораторную нагревательную печь типа СНО, нагревали до температуры несколько выше рабочего диапазона, вынимали из печи и охлаждали на воздухе. Для исключения теплового эффекта материала капсулы такой же эксперимент проводили с капсулой без теплоаккумулирующего вещества. График изменения температур капсулы с едким натром представлен на рисунке 4.

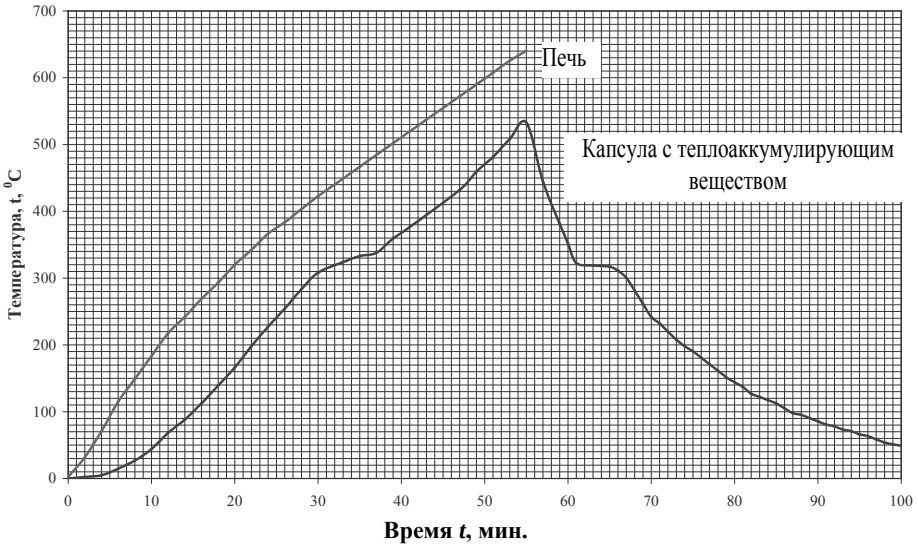


Рисунок 4. График изменения температуры капсулы с теплоаккумулирующим веществом

Непосредственно измерить количественные показатели тепловой энергии в условиях проведения запланированных экспериментов не представилось возможным, эти параметры находили расчетным путем по графикам охлаждения капсул с теплоаккумулирующими веществом. Для проведения расчетов накопленной капсулой энергии была выбрана зависимость:

$$Q = N_T \cdot \tau , \qquad (1)$$

где N_T– мощность теплового потока, Вт;

τ – время действия теплового потока, с.

В свою очередь, мощность теплового потока можно рассчитать по формуле:

$$N_T = q \cdot S , \qquad (2)$$

где q – плотность теплового потока, Вт/м^2;

S – площадь теплопередачи между поверхностью капсулы и внешним воздушным пространством, м^2.

Плотность теплового потока в конкретный момент времени определится по формуле:

$$q = \alpha \cdot \left(t_K - t_П\right), \qquad (3)$$

где α – коэффициент теплоотдачи от поверхности капсулы к окружающего воздуха (из справочника: α = 62,4 Вт/(м^2 К);

t_K – температура капсулы, град;

$t_П$ – температура окружающего воздуха, град.

Поскольку в процессе охлаждения температура капсулы постоянно меняется нелинейно, решено расчеты вести для условно дискретного процесса, заменяя монотонную кривую на ступенчатую зависимость. Расчетами было определено, что капсула с едким натром при остывании от 533 °С до 39 °С отдала в окружающее пространство тепловую энергию 508912,8 Дж. В то же время, пустая капсула в том же температурном диапазоне отдала в окружающее пространство тепловую энергию 404287,8 Дж. Следовательно, доля едкого натра составила 104625 Дж. Зная массу предварительно взвешенного едкого натра, получаем его удельное теплосодержание в показанном температурном диапазоне 6539062,5 Дж/кг. Дополнительные расчеты показали, что необходимая масса теплоаккумулирующего вещества должна быть не менее 840 кг.

При программе реостатных испытаний 20 локомотивов в год, срок окупаемости капитальных затрат составит 2,7 года.

Выводы. В соответствии с проведенными расчетами, определено основное оборудование для реализации комплексной рекуперации тепловой и электрической энергии, осуществлена его расстановка на участке реостатных испытаний. Массивный и крупногабаритный тепловой аккумулятор фазового перехода решено разместить в подземном теплоизолированном объеме.

ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДІВ МАТЕМАТИЧНОЇ СТАТИСТИКИ ПРИ ДОСЛІДЖЕННЯ ЯКОСТІ ВІДНОВЛЕННЯ КОЛІНЧАСТИХ ВАЛІВ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Савчук В.П., Скрипка Г.Л., Ганжа І.О.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Актуальність дослідження. Основною операцією ремонту колінчастих валів являється шліфування рамових і мотилевих шийок під ремонтні розміри. Для середньообертових та високообертових суднових двигунів, в залежності від їх марки, встановлено здебільшого чотири ремонтних розміри з діапазоном 0,25 та 0,50 мм. Зі зменшенням ремонтного розміру діаметри шийок зменшуються, а відповідно, зменшується і їх твердість. В результаті ремонту необхідно контролювати не тільки геометричні параметри шийок, а також їх твердість. У випадку недостатньої твердості, шийки перед шліфуванням піддаються термічній обробці або ж бракуються. Механічні властивості чавуну колінчастих валів в литому стані чи після нормалізації та відгартовування повинні бути наступні[1]: $\sigma_в \geq 500$ МПа, НВ = 207…302. Також стальні ковані колінчасті вали повинні відповідати наступним вимогам:

– для вуглецевих сталей $\sigma_в$ = 360…760 МПа, НВ = 95…265;

– для легованих сталей $\sigma_в$ = 600…1100 МПа, НВ = 175…385.

Твердість шийок колінчастого вала залежить від багатьох факторів (глибини загартування, матеріалу, величини зносу і т.д.), які по своїй суті являються випадковими, відповідно і вплив їх на твердість також випадковий. Тому дослідження твердості шийок колінчастих валів необхідно проводити методами теорії ймовірності і математичної статистики.

Метою статі є розробка методики визначення якості ремонту шийок колінчастих валів суднових ДВЗ методами теорії ймовірності і математичної статистики.

Викладення основного матеріалу. Користуючись методами математичної статистики, можна встановити закономірності випадкових похибок, виникаючих при обробці. Для наочного представлення проводять вимірювання фактичних параметрів деталей всієї партії. За отриманими даними важко замітити яку-небудь закономірність. Щоб створити можливість для наукового дослідження цих даних, необхідно, перш за все, не змінюючи самих даних, внести в них деякий порядок і надати їм вигляду, зручного для огляду. Таке упорядкування таких даних і приведення їх до легко оглядового виду досягається за допомогою дій, які називаються *зведенням даних*.

Зведення є першим кроком при дослідженні випадкових величин. В результаті зведення даних отримують ряди і таблиці розподілу, які надають в короткому вигляді достатнє уявлення про основні якості явища, яке піддається вивченню.

Встановлення розрядів зводиться до вирішення питання про кількість, величину і їх положення. При вирішенні цих питань керуються вимогами, щоби при цьому якомога ясніше виступали характерні особливості, пов'язані з природою досліджуваних випадкових величин. Величину розряду визначають за формулою:

$$C \approx \frac{R}{1+3{,}3\,lg\,N}, \qquad (1)$$

де R – розмах варіювання;

N – число значень, що спостерігаються.

Розмах варіювання отримується шляхом вирахування із найбільшого значення x_{max} вибору найменшого x_{max}:

$$R=x_{max}-x_{min}. \qquad (2)$$

За величину розряду приймається деяке зручне число, найближче до отриманого в окремому випадку.

Число розрядів визначається за виразом:

$$n = \frac{R}{C}, \tag{3}$$

як правило воно повинно знаходитись в межах від 9 до 15.

Положення розрядів вибирають так, щоб середнє із спостережних значень величини, яка вивчається, лежало по можливості ближче до середини відповідного розряду. У цьому випадку ряд розподілення отримає вигляд, що повністю відповідає природі досліджуваного явища. Так як основні статистичні характеристики приурочено тільки для середнього значення, то завдяки правильному вибору положення розрядів всі розрахунки стають найбільш простими.

Поділивши розрядну частоту на загальну кількість спостережень і на ширину інтервалу отримаємо емпіричну щільність у кожному розряді:

$$\varphi(x) = \frac{n_j}{N \cdot C}, \tag{44}$$

де n_j – частота в j розряді.

Побудову кривої розподілення проводять в такій послідовності: на осі абсцис відкладають у вибраному масштабі поле розсіювання значень або поле допуску, яке поділене на прийняте число розрядів, а по осі ординат – щільність. Оскільки в межах кожного інтервалу знаходяться вимірювання з різними відхиленнями, тому для побудови точок кривої визначається середнє арифметичне значення даного розряду і з даної точки будують перпендикуляр. Після з'єднання точок отримують ламану лінію. При збільшені кількості деталей в партії, ламана лінія наближається до плавної кривої, яку називають *кривою розподілення*.

При нормальному ході технологічного процесу отримана крива розсіювання випадкових величин наближається до кривої нормального розподілення [2], рівняння якої має вигляд:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{x^2}{2\sigma^2}\right), \tag{5}$$

де σ – середнє квадратичне відхилення аргументу;

x – відхилення дійсних значень від середніх, яке визначається як

$$x = x_i - \overline{x}, \tag{6}$$

де x_i – фактична величина i-го спостереження;

$\overline{x}$ – середня величина значень в партії.

При дискретному значенні отриманих випадкових величин в зоні розсіювання, середнє арифметичне значення дорівнює:

$$\overline{x} = \frac{1}{N}\sum_{j=1}^{n} x_j \cdot n_j,, \tag{7}$$

де x_j – значення показника якості в j-му розряді;

n_j – частоти появи *i*-ї величини в *j*-му розряді;

n – число розрядів.

Середнє квадратичне відхилення визначається за формулою:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N-1}\sum_{j=1}^{n} n_j (x_i - \overline{x})^2} \ . \tag{8}$$

Теоретична щільність розподілу в кожному розряді визначається за формулою:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(x_j - \overline{x})^2}{2\sigma^2} \right]. \tag{9}$$

Із виразу кривої нормального розподілу випливає, що середнє квадратичне відхилення є єдиним параметром який визначає форму кривої нормального розподілу. Чим менше σ, тим менше крива розтягнута і, відповідно, менше розсіювання величин, що досліджуються. Таким чином, величина σ визначає розсіювання вивчаючих величин і характеризує ступінь впливу випадкових погрішностей.

Відомо, що в інтервалах x = ±0,36σ знаходиться 35 % всіх розмірів опрацьованих деталей, при x=±0,76σ – 50 %, а при x = ±3σ – 99,7 %. В останньому випадку відхилення дійсних розмірів від середнього розміру майже всіх деталей знаходяться в межах ±3σ, або по абсолютній величині 6σ. Звідси можна зробити висновок, якщо допуск δ на обробку деталей більше 6σ то точність процесу відповідає вимогам. Якщо допуск δ на обробку менше 6σ, то частина деталей не відповідає вимогам показників.

Інтегральна функція розподілу в кожному розряді визначається за формулою:

$$F(x) = \int_0^x f(x)dx = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_0^x -\frac{(x_j - \overline{x})^2}{2\sigma^2} dx.. \tag{10}$$

Теоретична частота в кожному розряді:

$$n_j^{'} = f(x_j^{'}) \cdot N \cdot C. \tag{11}$$

З метою визначення ступеню узгодженості теоретичного розподілу з емпіричним можливе використання критерію згоди Пірсона. Критерій згоди Пірсона застосовують при великому об'ємі вибірки (n≥100). Даний критерій можливо застосовувати для любих видів функції $F(x)$, та навіть при невідомих значеннях їх параметрів. Статистикою критерію Пірсона служить величина:

$$\chi^2 = \sum_{j=1}^{n} \frac{(n_j - n_j^{'})^2}{n_j}. \tag{12}$$

За отриманими даними необхідно побудувати графіки $\varphi(x)$, $f(x)$, $F(x)$ на одній координатній сітці (рис. 1). На графік наносять границі допуску δ на твердість шийок колінчастого валу. Від границь допуску проводять перпендикуляри до перетину з кривою $F(x)$. При допомозі інтегральної кривої $F(x)$ знайти площу F яка відрізана перпендикулярами.

Допустивши розподіл показника якості за нормальним законом, його середньоквадратичне значення можливо визначити за формулою: $\sigma_e = \delta / 6$.

Допустивши, що середньоарифметичне значення еталону якості знаходиться по середині допуску, можливо побудувати еталонну криву $f_e'(x)$ (рис. 1).

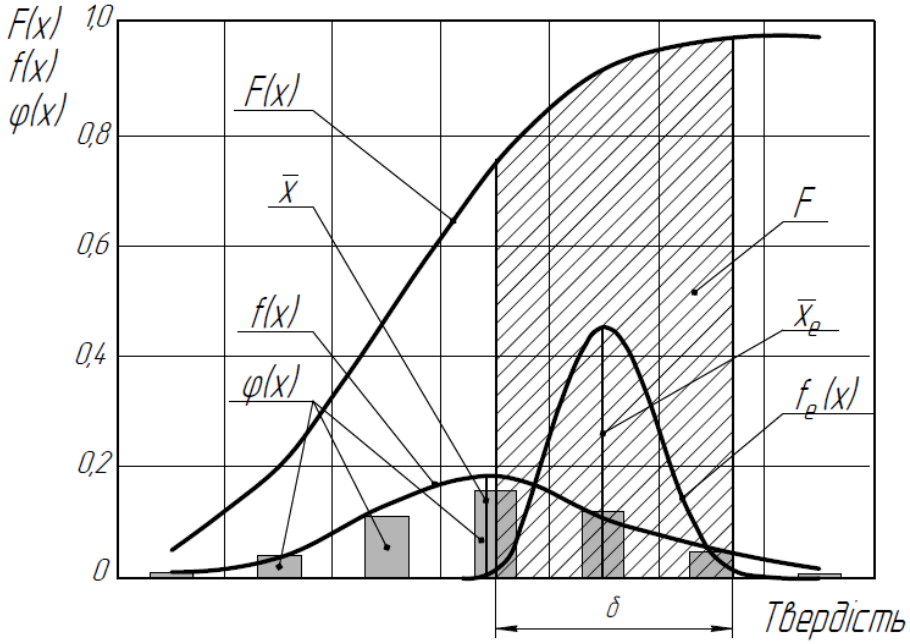


Рисунок 1. Зразок побудови щільності розподілу (φ(*x*), *f*(*x*), $f_e(x)$) та інтегральної функції розподілу *F*(*x*) твердості шийок колінчастих валів

Порівняння з еталоном досліджуваного розподілу твердості шийок вала дозволяє наочно визначити якість відновлених шийок колінчастих валів. Визначити коефіцієнт якості можливо за допомогою виразу:

$$K_я = 1 - P(F),$$

де *P*(*F*) – ймовірність виходу допуску за межі еталону (пропорційна площі *F*).

На основі проведеного дослідження можливо зробити висновки і назначити заходи що до усунення браку.

Висновки. Дослідження за допомогою методів математичної статистики дозволяють:

– визначити точність технологічних процесів (при цьому основним критерієм точності є умова $\delta \geq 6\sigma$);

– визначити ймовірність отримання числа деталей з параметрами в інтервалах поля допуску. Для цього визначається відносна частота (ймовірність) випадків шляхом ділення абсолютної частоти на кількість деталей в партії:

$$y' = \frac{y}{N} \text{ або } y' = \frac{y \cdot 100}{N},$$

де *y* – абсолютна частота випадків.

ЛІТЕРАТУРА

1. Крылов Е.И. Ремонт дизелей морских судов: Справочник. – М.: Транспорт, 1987. – 302 с.
2. Степнов М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: Справочник. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с., ил.

ОБЩИЕ СОВРЕМЕННЫЕ ПОДХОДЫ К ЖИВУЧЕСТИ НЕБОЛЬШИХ КОРАБЛЕЙ

Свешников В. В., Мосейчук Ю. П.
Академия военно-морских сил имени П. С. Нахимова (Украина)

Введение. В настоящее время в связи с совершенствования имеющегося вооружения и военной техники, принятия на вооружения новых их образцов должны меняться конструктивные схемы и подходы к борьбе за живучесть кораблей. Имеющийся подход к конструктивному обеспечению новых кораблей не соответствует современным тенденциям подхода к этому вопросу. Особенности малых кораблей приводит к тому, что на них сложно иногда полноценно обеспечивать живучесть корабля из-за ограниченных площадей и объёмов отсеков и помещений. Бывают попытки за счёт сокращения или упрощения конструктивных элементов живучести она не обеспечивает в полном объёме и в должном качестве борьбу за живучесть, что может привести (и приводит) порой к авариям и даже катастрофам.

Постановка проблемы. Реализация достижений науки и техники в боевых средствах флота приводит к росту их боевой эффективности и мощности, что, в свою очередь, приводит к повышению энерговооруженности боевых кораблей, которая нуждается в пересмотре общих технических требований к основным элементам живучести. Как известно [1, 2] живучесть корабля состоит из таких основных элементов, как непотопляемость, взрывопожарозащищённость, живучесть оружия и технических средств, защищённость личного состава.

Представляется актуальным проведение исследований по влиянию новых технологий при строительстве кораблей, их оружия, вооружения и технических средств, а именно, какие изменения и дополнения возможны в конструктивных схемах и организационно-технических мерах при обеспечении их живучести.

Анализ литературы. Обзор современных взглядов в строительстве кораблей, например, корветов, показывает, что общими направлениями являются в первую очередь универсальность по выполняемым задачам, решение которых обеспечивается мощным ракетно-артиллерийским вооружением, а также стремление обеспечить размещение вертолёта с целью придания кораблю нового более высокого потенциала [3-10].

Основное внимание при создании кораблей необходимо обращать на сравнительно небольшие стоимости их строительства, модернизации и эксплуатации, повышение экономичности, надёжности, живучести, безопасности и экологичности всех корабельных систем и их элементов, возможности быстрого приведения в боеспособность оружия, вооружения и технических средств всего корабля при минимальном количестве личного состава.

В Академии военно-морских сил имени П. С. Нахимова ведутся научные исследования и разработки по созданию и модернизации новых образцов вооружения и военной техники (корабли с водоизмещением менее 3000 m). Поэтому существующие требования к обеспечению живучести требуют пересмотра.

Цель статьи – рассмотреть основные направления развития важных составляющих элементов живучести корабля, с учётом современных тенденций в развитии вооружения и военной техники.

Непотопляемость корабля. Обеспечивается делением корпуса на несколько водонепроницаемых отсеков (не более 10…15 % от длины корабля каждый) с помощью герметичных водонепроницаемых переборок, не имеющих дверей и лазов.

Непотопляемость должна обеспечиваться при затоплении любых смежных непроницаемых отсеков (при условии, что их общая длина не превышает 20 % от длины

корпуса корабля) при любом состоянии нагрузки, при этом должна обеспечиваться аварийная остойчивость во всех случаях затопления.

Размещение главной энергетической установки и электростанций правого и левого бортов должно быть выполнено в разных водонепроницаемых отсеках (помещениях) и обеспечивать сохранность хода и электроснабжение корабля в случаях затопления заданного числа отсеков (за исключением двух машинных отделений).

Для перепуска воды из верхних палуб вниз предусматривается спускные и перепускные трубопроводы систем водоотлива с автоматическими шпигатами и клапанами. Для удаления больших масс воды при авариях на корабле предусматривается водоотливная и осушительная системы. Водоотливная система выполняется по автономному принципу для каждого водонепроницаемого отсека, а осушительная – по централизованному. Осушение любого отсека после заделки пробоины должно быть осуществлено за время не менее 1 ч. Также предусматривается передвижные водоотливные средства (мотопомпы и насосы). Для контроля поступления воды в отсеки корабля предусматривается установка системы датчиков уровня воды в них, выдающие информацию в систему автоматизированного управления борьбой за живучесть корабля. Также предусматриваются технические средства контроля осадки и остойчивости.

Предлагается корабль оснастить креновыми и дифферентными цистернами и помещениями, балластными и топливно-балластными цистернами. Корабли предусматривается укомплектовать специальными средствами устранения повреждений корпуса.

Взрывопожарозащищённость корабля. Как правило, предполагается деление корпуса на несколько главных противопожарных зон размерами по длине не более 20 *м*, которые разделены конструкцией типа А-60. Она должна отделять носовые и кормовые машинные отделения и корабельные электростанции, а также может совпадать с одной из главных водонепроницаемых переборок.

В отдельные противопожарные зоны выделяются главный и запасной командные пункты, ходовой мостик, центральный и запасной посты энергетики и живучести. Артиллерийские погреба, керосинохранилища, хранилища боезапаса и пр. должны находиться в нижней части корпуса и иметь перекрытия типа А-60. Все эти помещения должны быть разнесены по кораблю таким образом, чтобы не допустить их смежного расположения. Там, где это невозможно, предусматриваются кофердамы между помещениями.

Во всех корпусных и надстроечных конструкциях, оборудовании помещений и обшивки предусматривается использование негорючих материалов. Основное оборудование корабля должно иметь защитные герметичные теплоизоляционные кожухи, препятствующие попадание воды и нагрев внутренней конструкции. Основные приборы и распределительные щиты электрооборудования должны иметь защиту от повышенной температуры. Защитное покрытие и электроизоляция кабелей и проводов должна быть негорючей.

Для предотвращения возгораний, пожаров и взрывов, борьбы с малыми, большими и объёмными пожарами, а также локализации их очагов предусматривается установление различного типа систем пожаротушения. Эти системы в зависимости от типа и начинки отсеков и помещений оружием, вооружением и техническими средствами должны иметь соответствующие тушащие компоненты, позволяющие максимально быстро и эффективно воздействовать на очаги пожаров. К ним относятся различные водяные, пенные, газовые, паровые, галогенные и порошковые системы, расположенные в определённом количестве в каждой противопожарной зоне (водонепроницаемом отсеке), а также на взлётно-посадочной площадке, в ангаре для вертолета и на станцию приёма (выдачи) авиатоплива, топлива и масла корабля. Предусматриваются также переносные средства пожаротушения в виде огнетушителей различного воздействия, водяные и пенные стволы.

Живучесть оружия, вооружения и технических средств. Живучесть оружия и вооружения должна быть обеспечена специальными конструктивными мерами, а также организационно-техническими мероприятиями, которые в данной статье не рассматриваются. Живучесть технических средств предусматривает повышение их стойкости и устойчивости к воздействию различных поражающих факторов, в том числе и применения оружия противника. К сожалению, этот вопрос (как и на судах), до сих пор не решён за исключением отдельных элементов оборудования корабля. Этот вопрос наиболее обширный из-за огромного количества разнообразных технических средств, поэтому рассмотрим в качестве примера электроэнергетический комплекс корабля.

Рассмотрение различных источников об электрооборудовании существующих и будущих кораблей показывает необходимость решения ряда вопросов, которые обеспечивают оптимальное его развитие [11, 12]. Непрерывный рост энерговооруженности корабля выдвигает одной из задач проектирования — выбор большой мощности, т.к. возрастает число и мощность потребителей, которые нуждаются в бесперебойном поступлении с высоким качеством электроэнергии. Одним из наиболее эффективных методов решения этой задачи это реализация параллельной работы всех электростанций и источников электроэнергии на корабле. Предлагается устанавливать до 6 электрогенераторов (основных и резервных, главных и вспомогательных), а также две аккумуляторные батареи для резерва электродвижения.

Для снижения массогабаритных показателей электроэнергоустановки предлагается повысить напряжение и частоту переменного тока ЭЭСК. Для повышения эффективности главной электрической передачи необходимо её выполнять комбинированной с переменно-постоянным током и статическими выпрямителями.

Защита корабля от оружия массового уничтожения. На кораблях организуется комплекс средств и мероприятий по радиационной, химической и биологической защите. В комплекс включается несколько зон коллективной защиты (в том числе машинные отделения и корабельные электростанции), которые оборудуются системами противохимической вентиляции, вакууммирования, регенерации, пунктами специальной обработки с тамбурами-шлюзами для выхода на открытую палубу и др. помещения корабля.

Предусматривается герметизация корабля по внешнему контуру для недопущения распространения поражающих веществ и система универсальной водяной защиты для предотвращения заражения и проведения специальной обработки корабля, как снаружи, так и внутри основных отсеков и помещений. В состав зон коллективной защиты включаются командные пункты с пультами управления автоматизированной системы борьбы за живучесть, позволяющей с помощью соответствующих датчиков контролировать уровни радиации, загрязнения отравляющими и бактериологическими веществами корабля и акватории вокруг него. Для контроля различного типа загрязнения личного состава предусматривается система индивидуального контроля с комплектом универсальных индивидуальных датчиков.

Для защиты личного состава от осколков боеприпасов, пуль и обломков корпуса и оборудования предусматривается защита наиболее важных объектов: командных пунктов, боевых постов и других, которые находятся в надстройке, а также индивидуальные средства защиты (в особых случаях).

Автоматизированная система управления борьбы за живучесть корабля. Управление техническими средствами борьбы за живучесть на кораблях возлагается на автоматизированную систему управления борьбой за живучесть, имеющую центральный и запасной пульт управления. На них предлагается разместить интерактивные панели с возможностью масштабирования, которые могут выполнять функции доски непотопляемости, противопожарной и противовзрывной защиты, использование технических средств в условиях аварии, а также при воздействии различных поражающих

факторов. В системе предусматриваются функции информационной поддержки личного состава – быстрый поиск и предоставление необходимой информации, выработка рекомендаций по оптимальному использованию технических средств и личный состав на текущий момент времени с учётом результатов анализа обстановки внутри и вне корабля. Автоматизированная система управления должна иметь местные пульты управления борьбой за живучесть в каждом отсеке и противопожарной зоне.

Вывод. Таким образом, рассмотренные основные составляющие живучести корабля, перспективы развития электроэнергетических систем с учетом современных тенденций в развитии вооружения и военной техники могут быть рекомендованы при формировании тактико-технических заданий на создание и модернизацию новых образцов вооружения и военной техники для отечественного флота.

ЛИТЕРАТУРА

1. Забиров Т. А. Живучесть надводного корабля. Учебник. — Л., ВВМИУ им. В. И. Ленина, 1979. — 398 с.

2. Васюнкин В. В. Живучесть надводного корабля. Санкт-Петербург. 1992. — 346 с.

3. Кривко С. В. Новое поколение корветов — украинский компромисс. // Сб. науч. работ. Вып. 4 — Севастополь: СВМИ им. П. С. Нахимова, 2004. — С. 24—33.

4. Кривко С. В. Речные боевые корабли — вчера, сегодня, а будет ли завтра? // Сб. науч. работ. Вып. 4 — Севастополь: СВМИ им. П. С. Нахимова, 2004. — С. 33—38.

5. Береза Б. П., Лебедев О. В., Мосейчук Ю. П. Концепция количественной оценки живучести надводного корабля на ранней стадии проектирования. // Сб. науч. работ. Вып.2, — Севастополь: СВМИ им. П. С. Нахимова, 2001. — С. 215—222.

6. Юхнин В. Е. Боевые надводные корабли. Вестник РАН № 11, Т. 66, ноябрь 1996 г.

7. Петров А. М. Оружие победы. Вестник РАН № 11, Т. 66, ноябрь 1996 г.

8. Константинов В. А. Военно-Морские силы США — курс в XXI в., зарубежное военное обозрение, № 3, 2000 г.

9. Константинов В. А. Фрегаты УРО ВМС Германии, зарубежное военное обозрение, № 7, 2001 г.

10. Чернышев С. М. Основные тенденции в проектировании и постройке кораблей класса «фрегат» в странах НАТО. Судостроение за рубежом, № 6, 1987 г.

11. Козлов В. И., Титов П. И., Юдицкий Ф. Л. Судовые энергетические установки. — Л.: Судостроение, 1969.

12. Толстяков Ю. Н. Стандартизация судового электрооборудования. — Судостроение, № 11—12, 1994 г.

ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ РАСТИТЕЛЬНЫХ МАСЕЛ И ТОПЛИВ НА ИХ ОСНОВЕ

Селиванов С.Е.[1], Тригуб С.Н.[1], Корзун В.В.[1], Семенов В.Г.[2]
[1]Херсонская государственная морская академия (Украина)
[2]ООО «Научно-исследовательский институт альтернативных топлив» (Украина)

В ближайшей перспективе ожидается увеличение потребления нефтепродуктов при примерно постоянных объемах их производства и нарастающий дефицит моторных топлив.

Эти факторы привели к необходимости реконструкции топливно-энергетического комплекса путем более глубокой переработки нефти, применения энергосберегающих технологий, перехода на менее дорогостоящие виды топлив. Поэтому одним из основных путей совершенствования двигателей внутреннего сгорания, остающихся основными потребителями нефтяных топлив, является их адаптация к работе на альтернативных топливах. Использование на транспорте различных альтернативных топлив обеспечивает решение проблемы замещения нефтяных топлив, значительно расширит сырьевую базу для получения моторных топлив, облегчит решение вопросов снабжения топливом транспортных средств и стационарных установок. Возможность получения альтернативных топлив с требуемыми физико-химическими свойствами позволит целенаправленно совершенствовать рабочие процессы дизелей и, тем самым, улучшить их экологические и экономические показатели. Таким образом, экономия энергоносителей нефтяного происхождения, ужесточение норм выбросов вредных веществ с отработавшими газами дизелей, а также ограничение эмиссии диоксида углерода заставляют большинство стран искать пути снижения опасности влияния тепловых двигателей на окружающую среду.

Ужесточение экологических требований к составу и эксплуатационным свойствам моторных топлив привело к тому, что во многих странах начали поиск альтернативных топлив и в первую очередь топлив из возобновляемых источников. С этой точки зрения более привлекательными возобновляемыми источниками представляются топлива растительного происхождения – растительные масла и топлива на их основе.

В последнее время все более широкое распространение получают альтернативные биотоплива на основе растительных масел рапсового, соевого, подсолнечного, арахисового, пальмового и их производных. Такое топливо часто называют биологическим, или биодизельным топливом. Часто, используя терминологию иностранных языков вместо термина “биодизельное топливо”, применяют термин “биодизель.”

Биодизельное топливо (биодизель, метиловый эфир рапсового масла (МЭРМ), диметиловый эфир (ДМЭ), метиловый эфир рапсового масла (RME), жирные кислоты метиловый эфир (FAME), бионафта и др.) – это экологически чистый вид биотоплива, получаемый для замены нефтяного дизельного топлива (ДТ). С химической точки зрения биодизельное топливо представляет собой смесь метиловых (этиловых) эфиров насыщенных и ненасыщенных жирных кислот.

В современных условиях одним из наиболее пригодных источников для замены жидкого нефтяного топлива в агроклиматических условиях Европы является масло из рапса. Получают масло путем гидравлической обработки масленичных растений, т.е. из семян отжимается масло. Масло, как и любой жир, состоит из молекул жирной кислоты и глицерина (глицериновый эфир ненасыщенных кислот). Для дальнейшего использования рапсового масла как биотоплива необходимо произвести его рафинацию, т.е. комплекс химических, физических и физико-химических процессов, проводимых с целью освобождения масел (жиров) от свободных жирных кислот и сопутствующих им нежировых примесей, содержание и состав которых в маслах колеблется в широких

пределах. Масло эстерифицируется метанолом (1 т масла + 100 кг метанола + гидроксид калия иди натрия) при температуре 60 ºС и нормальном давлении, смесь отстаивается, после чего в осадке остается глицерин, а сверху – избавленный от глицерина биодизель обладает молекулярным составом весьма близким к дизельному топливу. После щелочной рафинации масла остается отстой – соапсток – это продукт взаимодействия свободных жирных кислот, глицеридов и др. омыляемых примесей со щелочными растворами (отстой).

Рафинированное рапсовое масло (в дальнейшем рапсовое масло, РМ) имеет меньше теплотворную способность на 14 %, чем у дизельного топлива (ДТ) и на 10 %, чем у мазута (М40); на 10 % больше плотность ДТ и на 1,5 % меньше плотности М40; в 22 раза больше вязкости ДТ и меньше вязкости М40 [31, 32]. Растительное масло не токсично и не огнеопасно. В отличие от нефтепродуктов растительное масло не содержит сернистых соединений, т.е. не является причиной кислотных дождей.

Растительные масла нейтральны, с точки зрения образования CO_2 при сжигании. Говоря о биодизеле отметим, что в среднем цена на биодизель, получаемый полукустарным путем, примерно на 20 % ниже той, что предлагают автозаправочные станции.

Интенсивные работы по переводу дизелей на биодизель ведутся как в странах с ограниченным энергетическим потенциалом, так и в странах с ограниченными топливно-энергетическими ресурсами, так и в высокоразвитых странах, имеющих возможность приобретения жидких энергоносителей.

В Германии в федеральной земле Бранденбург удалось реализовать концепцию: “Горючее прямо с поля”.

В Германии биодизелем в смеси с обыкновенной соляркой заправляют практически все машины, оснащенные дизельным двигателем. Такое топливо на основе метиловых эфиров рапсового масла (МЭРМ) обладает высоким качеством, и его использование, по сравнению с нефтяными, значительно меньше загрязняет окружающую среду. В настоящее время биодизельное топливо составляет всего 0,3 % общего объема мирового потребления топлива. Однако наблюдается быстрый рост его производства и распространения. В Западной Европе на его разработку и исследование ежегодно выделяется 1 млрд евро [2]. Сегодня в промышленных масштабах биотопливо выпускается в 8 странах ЕС (Германия, Франция, Италия, Бельгия, Австрия, Швеция, Польше, Чехии), а также в США, Канаде, Бразилия и Малайзии. С 1995 г. во Франции начали добавлять 2 % рапс-метилового эфира в дизельное топливо.

В технической литературе недостаточное внимание уделяется проблемам работы дизелей на топливах растительного происхождения, практически отсутствует учебная литература по данной тематике. В то же время, в странах Западной Европы эти топлива уже нашли широкое практическое применение.

По сравнению с нефтянным дизельными топливами биодизельные имеют ряд преимуществ не только экологического характера. Они характеризуются высоким цетановым числом – в среднем 54…58 ед. и высокой температурой вспышки – выше 100 ºС. Хотя КПД биодизельного топлива несколько ниже, чем у обыкновенного дизельного топлива.

В продуктах сгорания биодизеля на 10 % меньше оксида углерода и на 50 % – сажи. Содержание диоксида углерода выше, чем в обычном дизельном топливе на 2 %, но это не должно вызывать опасений, так как эта часть диоксида углерода поглощается теми самыми растениями из которых получают масло. Биодизель, как показали опыты, при попадании в воду не причиняет вреда растениям и животным. Кроме того, он подвергается практически полному биологическому распаду: в почве или в воде микроорганизмы за 28 дней перерабатывают 99 % биодизеля, что позволяет говорить о минимизации загрязнения рек и озёр.

Биодизель в сравнении с обычным дизельным топливом почти не содержит серы. Высокая температура воспламенения. Точка воспламенения для биодизеля превышает 100 ºС, что позволяет назвать биогорючее относительно безопасным веществом.

Особенностью биодизеля есть его повышенные на 8…10 % плотность и в 2 раза кинематическая вязкость сравнительно с дизельным топливом (ДП) [1].

Это безусловно обозначается на процессах впрыскивания и смесеобразование в цилиндре дизеля и в конечном итоге на его интегральных эколого-экономических показателях.

У биодизеля есть и свои недостатки. Исследования показали, что при использовании масла современный дизельный двигатель работает несколько хуже. В частности, двигатель теряет около 8 % мощности и подвержен ряду поломок, а, именно, через пару лет работы на чистом биодизеле резинотехнические изделия двигателя выйдут из строя. Недостатки, возникающие при использовании биодизеля, вполне могут быть исправлены усовершенствованием двигателей.

Вкратце рассмотрим влияние некоторых физико-химических показателей биодизельного топлива, определяемые стандартом EN 14214:2003, на параметры дизеля и его эколого-эксплуатационные характеристики. Повышенные, по сравнению с дизельным топливом, на 10 % плотность и кинематическая вязкость в 1,5 раза способствуют некоторому увеличению дальнобойности топливного факела и диаметра капель распыленного топлива, что может привести к увеличенному попаданию биодизельного топлива на стенки камеры сгорания и гильзы цилиндра. Меньшие значения коэффициента сжимаемости биодизельного топлива приводит к увеличению действительного угла опережения впрыскивания топлива и максимального давления в форсунке. Высокое цетановое число биодизельного топлива 51 и более способствует сокращению периода задержки воспламенения и менее «жесткой» работе дизеля. Повышенная почти в 3 раза, температура вспышки биодизельного топлива в закрытом тигле 120 ºС и более, обеспечивает высокую пожаробезопасность. Кислород (~ 10 %) в молекуле метилового эфира действует по следующим направлениям. Наличие окислителя непосредственно в молекуле топлива позволяет интенсифицировать процесс сгорания и обеспечить более высокую температуру в цилиндре дизеля, что, с одной стороны, способствует повышению индикаторного и эффективного к.п.д. двигателя, а с другой – приводит к некоторому увеличению оксида азота NOx в отработавших газах. Меньшая доля углерода (~ 77 %) в молекуле биодизельного топлива приводит к уменьшению его низшей теплоты сгорания на 13…15 % и увеличению часового и удельного эффективного расходов топлива. Для сохранения номинальных параметров двигателя при переводе на биодизельное топливо требуется перерегулировка топливной аппаратуры (упор рейки топливного насоса высокого давления переустанавливают на увеличение цикловой подачи топлива). Применение биодизельного топлива позволяет обеспечить снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами. Для дизельных двигателей с вихревой камерой (предкамерой) и непосредственным впрыском снижение соответственно составляет: CO – 12 (10) %, CnHm – 35 (10) %, PM (твердые частицы) – 36 (24) %, сажа – 50 (52) %. Некоторое увеличение выбросов NOx можно компенсировать рядом мероприятий: уменьшением действительного угла опережения впрыскивания топлива, рециркуляция отработавших газов, подача воды на впуске [2].

При эксплуатации дизельных двигателей на биодизельном топливе необходимо обратить внимание на следующее. Перед началом эксплуатации двигателя на биодизельном топливе необходимо промыть фильтр грубой и тонкой очистки топлива. Из-за повышенной агрессивности такого топлива требуется смена топливных шлангов и прокладок на изготовленные из устойчивого к биотопливу материала, а также тщательное удаление биодизельного топлива, попавшего на лакокрасочные покрытия. В некоторых случаях требуется более частая смена моторного масла из-за возможного разжижения попадающим в него биодизельным топливом. Возможно некоторое увеличение уровня шума и дымности при холодном пуске, при пониженных температурах требуется применение депрессорных присадок. Необходимо осуществлять контроль содержания воды в биодизельном топливе (из-за его большой гигроскопичности), чтобы избежать опасности развития микроорганизмов, образования перекисей и коррозионного воздействия воды, в том числе и на элементы топливной

аппаратуры.

На сегодня существует проверенный путь с целью экономии топлива из нефти, когда к дизельному топливу добавляется биодизель. Уже 5 %-ная добавка к привычному топливу позволяет добиваться солидной экономии.

Смесь дизельного топлива с биодизелем обозначается буквой В; цифра при букве означает его процентное. В2 – 2 % биодизеля (на основе растительного масла), 98 % дизельного топлива. В100 – 100 % биодизеля.Применение смесей В2-В20 не требует внесения изменений в двигатель. При работе двигателя на биодизеле с высоким процентным содержанием растительного масла (более 20 %) требуется переделка двигателя. В холодное время года необходимо подогревать топливный бак.

Некоторые страны используют O2Diesel – смесь 7,7 % этанола, 1 % цетановая присадка, дизельное топливо.

Перечислим некоторые действующие биодизельные программы:

– Миннесота, США – 2 % содержание растительного масла;

– Франция – 7 % биотоплив к 2010 году (этанол + биодизель);

– Австралия – 350 млн. литров биотоплив к 2010 году (этанол + биодизель);

– Бразилия – 2 % содержание к 2008 году, 5 % к 2013 году;

– Зимбабве – 10 % биодизеля от общего потребления дизельного топлива;

– Малайзия – 20 % биодизеля от общего потребления дизельного топлива.

Вполне возможно провести практическую реализацию результатов компаундирования биодизеля и газового конденсата, которая позволит создать бинарное альтернативное топливо с показателями (плотности ρ, кинематической вязкости ν и поверхностным натяжением) идентичными показателям (ДТ).

Тогда, при впрыскивании этого топлива в цилиндр дизеля, динамика развития топливного факела (скорость продвижения переднего фронта факела U_m, его дальнобойность I, время достижения τ стенок камеры сгорания и угол конуса факела γ) и характеристики распыления топлива (мелкость распыления d_{32} и однородность его дисперсности) будут близкими к аналогичным значениям дизельного топлива, т.е. не будет нарушения рабочего процесса из-за физических показателей нового топлива.

Для максимального приближения эксплуатационных свойств бинарного топлива путем оптимизации его состава, были наложены, кроме стандартных величин (ρ, ν и температура вспышки), дополнительные ограничения на диапазон процентного соотношения биодизеля и газового конденсата (σ и динамическая вязкость). Для одной из смесей дизельного топлива и газового конденсата была получена экспериментальная кривая фракционной разгонки, которая подтверждает теоретические расчеты повышения экономичности работы дизеля на бинарном топливе. Вследствие расчетно-экспериментального исследования был определен состав летнего и зимнего бинарных альтернативных топлив, показатели которых идентичные соответствующим дизельным топливам по ДСТУ 3868-99.

Присутствие кислорода в молекуле эфиров позволяет улучшить процесс сгорания топлива, которое обеспечивает уменьшение эмиссии вредных компонентов с отработанными газами соответственно для дизелей с предкамерою (непосредственное впрыскивание): CO – 12(10) %; $CnHm$ – 35(10) %; PM – 36(24) %; сажа – 50(52) %. Практическое отсутствие серы в топливе разрешает эффективно применять окислительные катализатори, а закрытый кругооборот CO_2 уменьшает вредное влияние парникового эффекта на глобальное потепление.

Проведенный анализ в лаборатории горения при кафедре Управления судном и безопасности жизнедеятельности на море Херсонского государственного морского университета и в Харьковском национальном техническом университете (ХПИ) разных видов альтернативных топлив показал, что для Украины наиболее перспективным является применение биодизеля на основе рапсового масла, в частности метилового эфира рап-сового масла (МЭРМ).

В ХДМА разработаны обоснованные методы и созданы установки, которые позволили определять кинетические показатели испарения, воспламенения и горения неподвижной (подвешенной) капли жидкого топлива различного диаметра в нагретом воздушном потоке, более дифференцированно характеризовать горючие свойства жидких топлив, а с помощью моделирования стационарной “капли” определять нагарообразование, коли-чество несгоревших летучих, дисперсность продуктов сгорания, температуру пламени [3].

Одним из современных украинских двигателей является дизель СМД-31 (6ЧН12/14). Именно он и стал объектом представленного исследования в ХПИ.

Исследование процессов впрыскивания топлива и смесеобразования показало, что средний диаметр капель при использовании МЭРМ увеличился на 9 %, угол раскрытия струи топлива уменьшился на 9 %, соответственно дальнобойность струи увеличивается. Изменение этих показателей приводит к тому, что до 79 % топлива попадает на стенки камеры сгорания (ранее было 59 %), что уменьшает долю объёмного смесеобразования и отрицательно сказывается на процессах смесеобразования и сгорания [4].

В конечном итоге меньшие значение Q_H приводит к ухудшению эффективных показателей двигателя, в частности объёмный эффективный расход топлива увеличивается на 6 %.

Расчётное исследование позволяет сделать выводы о том, что для обеспечения технико-экономических показателей при применении МЭРМ необходима интенсификация процессов впрыскивания, смесеобразования и сгорания. Положительное влияние на эти процессы может оказать подогрев впрыскиваемого топлива (~ до 70 °С), что приведёт к улучшению физико-химических показателей топлива; увеличение давления впрыскивания топлива (~ до 80 МПа) приведёт к уменьшению диаметра капель распыливаемого топлива; интенсификация турбулизации воздушного заряда позволит улучшить процессы испарения и смесеобразования [5].

Отметим, что повышение эффективности камер сгорания двигателей, использующих жидкое топливо, сжигаемое в дисперсном виде, зависит и от их кинетических характеристик, таких как температура воспламенения, время задержки воспламенения (период индукции) [3].

В заключение, как вывод, отметим, что разработка и получение альтернативного топлива “биодизель” позволяет решить общенациональную проблему, которая связана с экономической, энергетической и экологической безопасностью нашего государства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Альтернативні палива та інші нетрадиційні джерела енергії: Монографія / О.Адаменко, В. Височанський, В. Льотко, М. Михайлов; Під ред. В. Льотко. – Івано-Франківськ: ІМЕ, 2001. – 432 с.

2. Семёнов В.Г., Рудаченко С.В. Оценка влияния физико-химических показателей биодизельного топлива на параметры дизеля и его эколого-эксплутационные характеристики. ГСМ (горюче смазочные материалы, номер 10

3. Селиванов С.Е., Евдокимова В.А., Семенов В.Г., Пелихатый Н.Н. Возможность использования альтернативных топлив растительного происхождения на судах. V Международная научно-практическая конференция. – Т.2. – Херсон: ХГМА. 2013. – 216-221.

4. Семенов В.Г., Марченко А.П., Семенова Д.У., Ліньков О.Ю. Дослідження фізико-хімічних показників альтернативного біопалива на основі ріпакової олії. – Машинобудування: Вісник Харківського державного політехнічного університету. Збірка наук. праць. Випуск 101. – Харків: ХДПУ, 2000. – с. 159 – 163.

5. Семенов В.Г. Анализ показателей работы дизелей на нефтяных и альтернативных топливах растительного происхождения. – Вісник Національного технічного університету „ХПІ”: Збірка наукових праць. Харків: НТУ „ХПІ”. – 2002. № 3. – с. 177 – 197.

УЗАГАЛЬНЕНИЙ ПІДХІД ДО ОЦІНЮВАННЯ НАДІЙНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ У СУДНОБУДУВАННІ

Стадник І.[1], Дзяна О.[2]
[1]*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)*
[2]*Хмельницький торгово-економічний інститут (Україна)*

Для суднобудівної галузі проблема надійності і довговічності є однією з основних, що визначає ефективність роботи виробництва. Забезпечення надійності і довговічності обладнання повинно ґрунтуватися на виконанні певних умов і заходів на етапах проектування, виготовлення та експлуатації. Конструктивна розробка деталей і вузлів технологічного обладнання з метою забезпечення довговічності і зносостійкості повинна проводитись з урахуванням:

Раціональної схеми роботи вузлів, їх конфігурації та розмірів з точки зору впливу на зносостійкість.

Раціонального вибору матеріалів для виготовлення деталей з урахуванням впливу на них технологічних середовищ.

Доцільного розрахунку і вибору кінематичних і силових параметрів навантаження елементів контактної взаємодії.

Вибору ефективних видів мастил і систем змащування вузлів тертя, а також захисту їх від попадання з технологічних середовищ частинок матеріалів.

За основний принцип оцінювання і забезпечення надійності технологічного обладнання є оцінка випробувань як усього обладнання, так і окремих його елементів на етапах розробки, при освоєнні його виробництва та експлуатації. Надійність машин можна оцінити на основі статистики результатів виробництва. З урахуванням того, що можливість оцінки обмежується недостатніми існуючими статистичними даними, тому необхідно забезпечити максимальну надійність машини шляхом підвищення якості та ефективності проектування, а також його випробовування і виробництво.

Основи надійності машини закладаються при розробці її технічного проекту, робочих креслень і коректуванні документації по результатах промислових випробувань. Істотну роль в цьому грає і якість виготовлення машини заводом-виробником, що включає дотримання технології виготовлення окремих деталей, якісне збирання вузлів і всієї машини, а також регулювання і випробування в заводських умовах, надійну консервацію і упакування устаткування, комплектацію його необхідною технічною документацією, спеціальним інструментом і комплектом швидкозношуваних запасних частин.

Отже, надійність машини є функцією трьох складових:

- досконалості конструювання і розрахунків;
- якості виготовлення, наладки і регулювання машини на заводі-виробнику;
- умов експлуатації машини на виробництві.

Крім того, надійність регламентується економічною оцінкою вказаних складових, оскільки рівень надійності безпосередньо зв’язаний з економікою виробництва. Отже, при оцінці надійності машини необхідно порівнювати різні варіанти і виходити з вибору варіанту, що дає максимальний сумарний економічний ефект з врахуванням виготовлення, вартості експлуатації, ремонтів і тривалості безаварійної експлуатації машини.

Оцінка надійності машини на стадії розробки робочого проекту є важливим засобом, що дозволяє контролювати досконаліть проектованої машини і дати відповідь на питання: яка конструкція придатна для роботи в відповідних виробничих умовах? У цій справі важливим і ефективним засобом є моделювання окремих операцій і процесів в робочих камерах технологічного устаткування. Воно дозволяє дати проектувальникові

вихідні дані про навантаження і умови роботи окремих елементів машин, а також технічно грамотно обґрунтувати оптимальні параметри робочого процесу машини.

На стадії проектування важливим, відносно надійності, є підбір матеріалів для окремих деталей, захисних і антикорозійних покриттів деталей, які стикаються з робочим тілом.

Важливим є відпрацювання конструкції рухомих елементів машин і особливо захисту підшипників від попадання агресивних середовищ, що викликає порушення умов змащування, прискорений корозійний і абразивний знос. Заслуговує на особливу увагу вдосконалення конструкції машин для зниження пульсуючих і знакозмінних навантажень. Багато видів устаткування працює циклічно або з пульсуючим навантаженням. В цьому випадку важливим при підборі електродвигуна користуватися не просто підбором останнього по номінальній потужності, а робити це з врахуванням моменту інерції ротора двигуна.

Навантаження в робочих камерах технологічного устаткування, а також в окремих деталях можуть коливатися залежно від степеня завантаження оброблюваної маси в робочу камеру, її рецептури, коливань вологості і вихідних властивостей сировини. Наприклад, при замішуванні тіста з пшеничного борошна з різним вмістом клейковини і різною пружністю та розтяжністю, навантаження можуть коливатися в межах 30…40 %. Отже, фактичні коливання навантажень в цьому випадку носять випадковий характер.

Для отримання розрахункових даних необхідно користуватися обробленими статистичними показниками. Звідси випливає, що і самі показники надійності є випадковими величинами і можуть визначатися на основі методів теорії ймовірності і математичної статистики з використанням практичних даних по експлуатації устаткування. Випадкові величини бувають *дискретними* (набувають лише певних значень) і *неперервними* (можуть набувати в певному інтервалі будь-яких значень). Кожному значенню випадкової величини t_i відповідає певна частота появи цього значення в експерименті m_i. При загальному числі спостережень N частота подій визначається як m_i/N.

Ймовірність безвідмовної роботи $P(t)$ протягом часу напрацювання t визначають з виразу:

$$P(t) = \int_t^{\infty} f(\tau) d\tau)$$

де $f(\tau)$– щільність розподілу часу безвідмовної роботи групи випробовуваних машин.

Наближене визначення $P(t)$ здійснюють за формулою:

$$P(t) \approx N(t)/n,$$

де $N(t)$ - число машин, що залишилися працездатними до кінця напрацювання;

n – число випробовуваних машин.

Задачі оптимізації надійності машин, що працюють в постійних складних технологічних та конструктивних режимах, при їх проектуванні необхідно узгодити удосконалення зв’язків між структурними елементами машини. Трудність полягає в тому, що на характер взаємодії між конструктивними елементами впливає складність фізичних, хімічних, біологічних та інших процесів, які протікають в робочій камері машини. Тому необхідно постійно проводити пошук методів у детальному вивченні і визначенні дії силових параметрів та можливе застосування вібраційних впливів.

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНАЯ СИСТЕМА ПОДДЕРЖКИ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ ПРИ ПРОГНОЗИРОВАНИИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Стрелковская Л.А.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Актуальность исследования. Основными показателями, характеризующими надежность дизелей, являются безотказность, ремонтопригодность и долговечность. Существуют основные группы узлов, отказы которых приводят к потере работоспособности дизеля с угрозой безопасности плавания, снижают эффективность работы двигателя, вызывая значительные материальные потери, неудобства в эксплуатации.

Решению проблем надежности способствует сбор и анализ объективной информации о характере износа узлов двигателей, использование её для создания автоматизированной системы прогнозирования отказов судовых энергетических установок. Поэтому тема статьи является актуальной.

Анализ публикаций по обозначенной проблеме [1-3] показывает, что в последнее время кроме классических методов прогнозирования и определения неисправности с обязательной разборкой двигателей внутреннего сгорания разрабатываются и внедряются различные методы неразрушающего контроля, такие как виброаккустический метод, метод теплового контроля, метод анализа состава и количества отработанных газов, метод технической эндоскопии. Полученные при этом результаты могут быть использованы для прогнозирования выхода из строя судовых дизельных установок.

Целью статьи является создание автоматизированных систем прогнозирования выхода из строя судовых дизельных установок на основе данных полученных методами неразрушающего контроля.

Изложение основного материала. Инструментом для решения поставленной задачи предлагается использовать метод Байеса. Сети Байеса – вероятностный инструмент решения задач моделирования процессов с неопределенностями, анализа, классификации и прогнозирования. Их применяют при построении диагностических систем, распознавании статических и динамических объектов, прогнозировании развития процессов в различных областях исследований и в некоторых других случаях. В данном случае это задача прогнозирования отказов с учетом данных полученных методами неразрушающего контроля, задача классификации.

Для решения поставленной задачи необходимо создать сеть Байеса на множестве связанных событий с известными априорными вероятностями, т.е. построить ациклический граф, характеризующийся множеством параметров; исследовать характеристики полученной сети с целью дальнейшего применения к анализу данных неразрушающего контроля и оценке прогнозирования работы судновых энергетических установок (рис.1). При этом предполагается, что на события влияют неопределенности различного характера и природы, а также существуют данные, описывающие соответствующие события.

Байесовскую сеть можно использовать для классификации вероятности. Задача классификации вероятностей состоит в корректном отношении к определенному классу некоторого объекта, который характеризуется рядом атрибутов или параметров. Переменную характеризующую надежность судовых энергетических систем можно выбрать как основную, и все остальные рассматривать как ее атрибуты.

Если целью решения задачи является минимизация погрешности прогнозирования класса отказов, то по теории принятия решений известно, что необходимо выбрать такой класс отказов c^j, чтобы максимизировать апостериорную вероятность определения класса отказов $p(c^j \mid a^l, \mathbf{a}, \mathbf{c})$. Средняя апостериорная вероятность класса отказов для c^j из всех возможных структур S^h :

$$p(c^j \mid a^j, \mathbf{a}, \mathbf{c}) = \sum_{S^h} \int_{\theta_S} p(c^j \mid a^j, S^h, \theta_S)\ p(S^h, \theta_S \mid \mathbf{a}, \mathbf{c})\ d\theta_S =$$
$$= \sum_{S^h} p(S^h \mid \mathbf{a}, \mathbf{c}) \mathbf{E}_{\theta_S \mid S^h, \mathbf{a}, \mathbf{c}} (p(c^j \mid a^j, S^h, \theta_S)),$$

Это уравнение описывает распределение для неизвестного класса c^j при известных значениях атрибутов $a^j = \{a_1^j, ..., a_{n-1}^j\}$ и тренировочной выборки.

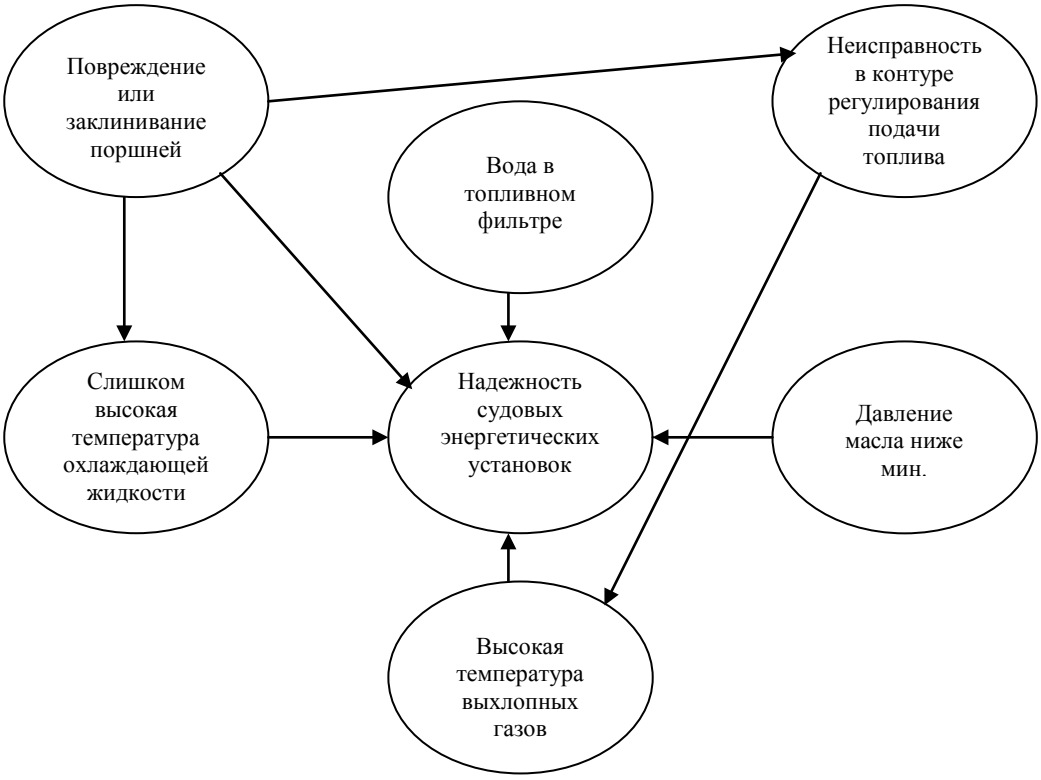


Рисунок 1. Причинно-следственные связи атрибутов надежности судовых энергетических установок.

Суммирование проводится на всем пространстве всех возможных структур сети S^h; а $p(S^h \mid \mathbf{a}, \mathbf{c})$ – апостериорная вероятность конкретной сетевой структуры, где

$$p(S^h, \mid \mathbf{a}, \mathbf{c}) \infty \int_{\theta_S} p(\mathbf{c} \mid \mathbf{a}, S^h, \theta_S)\ p(S^h, \theta_S) d\theta_S\ ,$$
$$\mathbf{E}_{\theta_S \mid S^h, \mathbf{a}, \mathbf{c}} (p(c^j \mid a^j, S^h, \theta_S)) = \int_{\theta_S} p(c^j \mid a^j, S^h, \theta_S)\ p(\theta_S \mid S^h, \mathbf{a}, \mathbf{c}) d\theta_S$$

где $p(S^h, \theta_S)$ – априорная вероятность принадлежности класса в пространстве допустимых вероятностных сетей;

$p(\mathbf{c} \mid \mathbf{a}, S^h, \theta_S)$ – правдоподобие тренировочной выборки.

Средняя погрешность классификации определяется по формуле :

$$e = \frac{1}{M}\sum_{k=1}^{M}[c(k) - \hat{c}(k)],$$

где $c(k)$ – правильно заданный класс;

$\hat{c}(k)$ – прогноз класса для k – го набора данных.

Выводы. Использование сетей Байеса позволяет оценить вероятность выхода из строя судовых дизельных установок при неопределенности исходящей информации полученной в результате методов неразрушающего контроля для определения неисправности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Возницкий И.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. Теория и эксплуатация двигателей. - К.: Мориздат, 2010 – 384 с.

2. Крылов Е.И. Ремонт дизелей морских судов. Справочник. – М.:Транспорт, 1987 – 302 с.

3. Самсонов В.И., Худов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов. М.: Транспорт, 1990. - 368с.

4. Тулупьев А.Л. Байесовские сети. Логико-вероятностный подход. - К.: Наука, 2006 – 607 с.

ВПЛИВ НАНОЧАСТОК НА ТЕПЛОСТІЙКІСТЬ ЕПОКСИКОМПОЗИТІВ

Стухляк П.Д., Митник М.М., Мороз К.М.
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Вступ. Полімерні композитні матеріали (КМ) на основі епоксидних смол, наповнені дисперсними частками, широко використовують у сучасній промисловості завдяки високими фізико-механічними властивостям, корозійною тривкістю і стійкістю до спрацювання. Відомо, що на характеристики епоксикомпозитів впливають фізико-хімічні процеси на межі поділу фаз у системі«епоксидний зв'язувач – наповнювач» при їх формуванні, котрі, у свою чергу, залежать від фізичної природи і хімічної активності мінеральних часток. Подальше покращення таких характеристик можливе при наповненні епоксидних олігомерів нанорозмірними частками органічного чи неорганічного походження.

Актуальність досліджень. Співвідношення хімічної та фізичної взаємодії на межі поділу фаз суттєво впливає на структуру матеріалу зв'язувача при формуванні епоксикомпозитних матеріалів, його властивості та їх зміну у процесі експлуатації. Використання нанокомпозитів замість «чистих» полімерів є особливо актуальним у зв'язку з тим, що такий наповнювач надає матеріалу властивостей вищих ніж для дисперснонаповнених полімерних композиційних матеріалів, а саме: підвищення модуля пружності, міцності, теплостійкості, діелектричних та електричних властивостей. У першу чергу, це пов'язано з виникненням міжфазних шарів у полімерній матриці навколо поверхні наповнювача. В основному, для отримання композитів із наперед заданими властивостями, використовують полімери та нанонаповнювачі різної фізичної та хімічної природи. Вивчення властивостей таких матеріалів є актуальним для поліпшення фізико-механічних та експлуатаційних характеристик, а також вдосконалення технології їх виготовлення і переробки.

Постановка задачі. Показники теплопровідності та теплостійкості композитних матеріалів визначають умови їх експлуатації. На відміну від інших конструкційних матеріалів, полімери мають низьку теплопровідність (λ = 0,1 – 0,3 Вт/м·К), що може, за певних умов, спричиняти накопичення потенційної енергії у виробах при дії знакозмінних фрикційних навантажень і, як наслідок, їх завчасне руйнування чи інтенсивне зношення.

Об'єктом дослідження вибрано епоксидний олігомер марки ЕД-20 (ГОСТ 10587-84). Для зшивання епоксидного олігомера використано затверджувач поліетиленполіамін (ТУ 6-05-241-202-78). Зразки формували методом гідродинамічного суміщення компонентів без обробки ультразвуком.

Для отримання необхідних концентрацій виготовляли концентрат на основі 100 г. ЕД-20 та 0,05 г. наповнювача. Далі по тексту, вміст наповнювача наведено у грамах на 100 грам епоксидного олігомера. Затвердження зразків здійснювали при температурі 293 ÷ 298ºК протягом 24 год., після чого їх додатково термообробляли протягом 2 год. при 393ºК. Теплостійкість (за Мартенсом) матеріалів визначали згідно ГОСТ 21341-75. Як наповнювач використано суміш нанопорошків у такому співвідношенні: 80% Si_3N_4+5%Y_2O_3+5%Al_2O_3+10%B_4C.

Результати досліджень. У роботі досліджено вплив модифікації епоксидного олігомера наночастками методом гідродинамічного суміщення компонентів на теплостійкість матеріалів. Аналіз отриманих результатів (рис.1.) показав, що наповнення епоксидного олігомера наночастками дозволяє у широких межах регулювати параметри теплопровідності матеріалів.

Для ненаповненої матриці теплостійкість становить 384К. При вмісті наночасток у $2{,}5\cdot10^{-4}$ – $2\cdot10^{-3}$ г теплостійкість зростає до 398 – 399К. Збільшення верхньої межі області температур, при яких полімер може нести механічні навантаження без зміни форми зумовлено тими ж факторами, згідно праць Дросте та ДіБенедетто [1], а також [2,3], що і збільшення температури склування (T_c). Слід зауважити, що температура розм'якшення

нанокомпозиту є характеристикою структури полімерної матриці, оскільки при температурі 390 К структура нанонаповнювача не змінюється. Наявність у суміші наночасток різної хімічної природи може призводити до хімічної та хемосорбційної взаємодії на межі поділу фаз. Отже, можна припустити, що роль нанонаповнювача в цьому випадку зводиться до видозміни структури полімерної матриці.

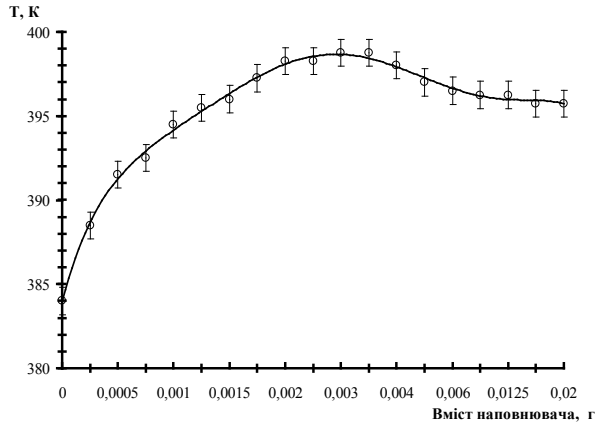


Рисунок 1. Залежність теплостійкості наноепоксикомпозитів від вмісту наповнювача

Отримані результати добре узгоджуються із результатами дослідження теплопровідності, проведеними на попередніх етапах. При вмісті наповнювача у $3\cdot10^{-3}$ – $4\cdot10^{-3}$ г. теплопровідність матеріалів (λ) є максимальною, а саме 0,382 – 0,494 Вт/м·К. У такому випадку, в основі механізму передачі тепла від макромолекул до часток наповнювача є передача енергії коливань (фононів) від бокових груп і сегментів до часток наповнювача, яка покращує відведення теплової енергії із зовнішньої поверхні зразка, котра сприймає статичне навантаження, в об'єм матеріалу та, як наслідок, рівномірному розподілі напружень деформації. Із зростанням концентрації наночасток у матриці (понад $4\cdot10^{-3}$ г), спостерігали зниження теплостійкості матеріалів. Такий результат можна пояснити різницею у коефіцієнті теплового розширення матриці та часток нанонаповнювача, збільшенням рухливості бокових сегментів макромолекул а також формуванням дефектних зовнішніх поверхневих шарів (ЗПШ) [4].

Висновки. Отримані результати підтверджують суттєвий вплив нанонаповнювача, навіть у гомеопатичних концентраціях (<<1%) на теплостійкість епоксикомпозитів. Як бачимо, оптимальним співвідношенням компонентів у такому випадку буде $3\cdot10^{-3}$–$4\cdot10^{-3}$ г. нанонаповнювача на 100г. зв'язувача. Отримані результати добре узгоджуються із дослідженнями теплопровідності наноепоксикомпозитів. Теплопровідність таких матеріалів вища у всьому діапазоні температур у порівнянні із ненаповненою матрицею.

ЛІТЕРАТУРА

1. Droste D.H., DiBenedetto A.T. // J. Appl. Polymer Sci. - 1969. - V. 13. - № 10. - P. 2149-2168.

2. Mikitaev A.K., Kozlov G.V., Zaikov G.E. Polymer Nanocomposites: Variety of Structural Forms and Applications. New York, Nova Science Publishers, Inc. 2008. 319 p.

3. Шустов Г.Б., Козлов Г.В., Липатов Ю.С. // Матер. VII Междунар. научн. конф. «Химия твердого тела и современные микро- и нанотехнологии». Кисловодск, 17-22 сентября 2007. С. 239-241.

4. Стухляк П. Вплив фізико-хімічні взаємодії між компонентами системи епоксикомпозиту на його теплопровідність / П.Стухляк, М.Митник, Ю.Кашуба // Вісник ТНТУ. – 1998. – №4. – С. 146-150.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРИДНОГО РЕАКТОРУ ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА МАЛООБЕРТОВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Ткач М. Р., Тімошевський Б. Г., Галинкін Ю. М.
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова (Україна)

Сучасні малообертові двигуни є основою суднової енергетики, та досить широко розповсюджені у стаціонарній. Всі вони характеризуються значеннями питомої витрати палива, близької до максимально можливої на сучасному технологічному рівні. При цьому 40…50 % енергії палива відводиться в навколишнє середовище. Подальший розвиток малообертових двигунів доцільно проводити у напрямку утилізації тепла вторинних енергоресурсів таких двигунів. Це тепло відпрацьованих газів, надувочного повітря, охолоджуючої води та масла.

Складність використання такого тепла обумовлена його низьким температурним рівнем. Ефективність традиційних схем утилізації, працюючих по циклу Ренкіна та використовуючих у якості робочого тіла воду, є недостатньою, тому пошук нових способів використання такого тепла є актуальною задачею, вирішення якої дозволить зменшити експлуатаційні витрати на судах.

Для підвищення ефективності силової установки доцільно використовувати металогідридні матеріали. Такі матеріали дозволяють зберігати в собі водень у хімічно зв’язаному стані. Особливістю протікання реакції (1) взаємодії водню з таким матеріалом є виділення тепла, та поглинання тепла при зворотному напрямку реакції. Відомі пропозиції використання металогідриду у якості робочого тіла холодильних машин, теплових насосів або теплових трансформаторів. Проте, всі запропоновані схеми розраховані на циклічну роботу, що знижує ефективність та ускладнює конструкцію таких машин.

$$\frac{n}{2}H_2 + M \underset{\leftarrow}{\overset{\rightarrow}{}} MH_n + Q \qquad (1)$$

Порівняльні теоретичні розрахунки підтверджують більш високу ефективність використання пари водень – металогідрид у якості робочого тіла утилізаційної установки. Для забезпечення безперервної роботи утилізаційної установки, металогідридний матеріал пропонується розташувати у хімічно інертному рідкому носії, що дозволить перекачувати металогідрид між реакторами безперервно. Такий носій буде впливати на взаємодію водню з метало гідридом. Було встановлено, що при відсутності активації поверхні реакція поглинання водню не протікає, або протикає настільки повільно, що унеможливлює роботу установки.

Роботи по дослідженню абсорбційних властивостей металогідридів і визначенню режимів абсорбції / десорбції , проводились на модернізованому Циклічному стенді. Стенд складається з меллогідрідного акумулятора 1 , забезпеченого підривним клапаном 2, нагрівальним елементом 3 і системою охолодження 4 . Також на стенді встановлений балон ємністю 10 літрів 5 та балон ємністю 1 літр 6 . Для випробуваного матеріалу використовується знімний реактор 7, який , при необхідності , можливо нагрівати, за допомогою печі для нагрівання 8 з нагрівальним елементом 11 . Для відкачування повітря використовується вакуумний компресор 9. Всі перераховані вище елементи з'єднані між собою через ресивер 10 із запірними вентилями . Для безпечної роботи стенд обладнаний системою автоматики 12 , яка дозволяє відключати нагрів гидридного акумулятора 1 при перевищенні встановлених величин тиску або температури. До вентиля № 5 підключений аналоговий датчик тиску, а реактор обладнаний датчиком температури. Це дозволяє

проводити всі виміри за допомогою сучасної системи вимірювань у режимі реального часу та записувати данні у пам'ять комп'ютера.

Випробуваний матеріал поміщали в реторту 7 і герметично приєднували її до стенду. Потім проводили видалення повітря з системи. Про кількість поглиненого водню судили по перепаду тиску в балоні 5 або 6 . Вибір балона залежить від кількості випробуваного матеріалу. Проводячи запис температури і тиску отримували характеристику абсорбції матеріалу.

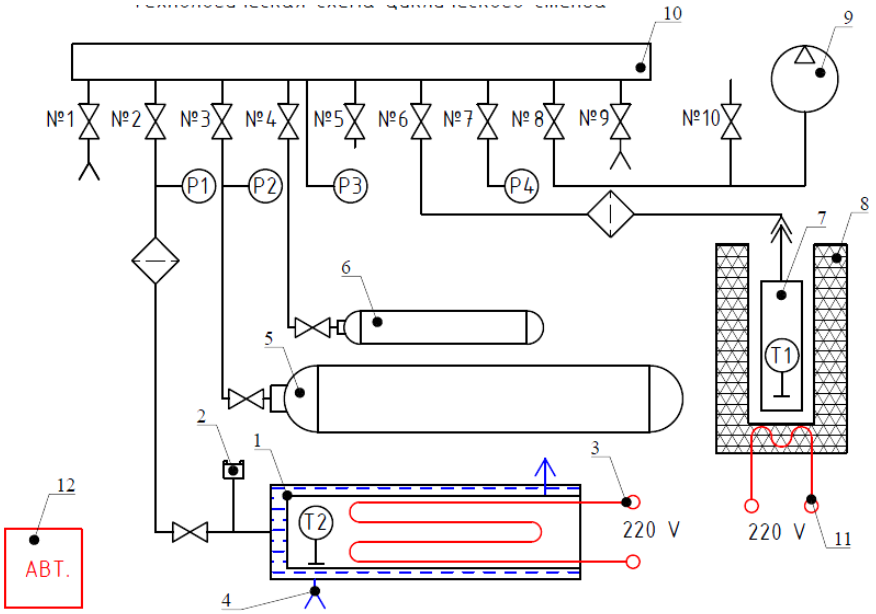


Рисунок 1. Технологічна схема експериментального стенду

Висновки. Завдяки проведенню теоретичного розрахунку, було встановлено, що теоретично можливо отримати ККД утилізації тепла вторинних енергоресурсів ДВЗ, при використанні води у якості робочого тіла – 2,5…7 %, при використанні хладону R 245fa – 8,5…10 %, при використанні гідридної технології 12,5-19,3 %.

Для суспензії, що складалась з 150 грам металогідриду $LaNi_5$ та 32 грамів керосину КС 25, ємність поглиненого суспензією водню, по відношенню до чистого порошку, не змінилась і становить 1,2 грама. Проте спостерігалась зміна характеру поглинення. Також було встановлено, що швидкість поглинення водню суспензією залежить від інтенсивності активації поверхні.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Quoilin, S. Experimental Study and Modeling of a Low Temperature Rankine Cycle for SmallScale Cogeneration [Text] / Sylvain Quoilin // Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Electro Mechanical Engineer, (Energetic engineering)/ University of Liege / Faculty of Applied sciences aerospace and Mechanical engineering/ Department thermodynamics laboratory / 2007.

2. S. Srinivasa Murthy,1st European Conference on Polygeneration: Metal hydride based cooling systems with hydrogen as working fluid, — Tarragona (Spain), 2007.

3. Reylly, J.J. Kinetics of the absorption of hydrogen by LaNi5Hx — n-undecane suspensions [Text] / J.J. Reylly, J.R. Johnson // Journal of the Less-Common metals, № 104. — 1984. — p.p. 175-190.

4. Патент України № 28033 Україна Металогідридна енергетична установка [Текст] / Б.Г.Тімошевський, М.Р.Ткач — 96083354; заявл. 27.08.1996; опубл. 16.10.2000, Бюл №5.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ У МОДИФІКОВАНИХ ЕПОКСИДНИХ КОМПОЗИТАХ

Тотосько О.В., Левицький В.В.
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Вступ. Відомо, що композитні матеріали на полімерній основі широко використовуються для формування захисних покриттів. Сучасний етап розвитку засобів боротьби з корозією, захисту обладнання від впливу агресивних середовищ і гідроабразивного руйнування, зумовлює широке використання полімерних композитних матеріалів (КМ) [1]. Одним із важливих властивостей для довговічності матеріалів є залишкові напруження. Цікавим з точки зору і перспективним у напрямку розробки нових КМ є шляхи активації композицій на попередніх стадіях їх формування.

Актуальність досліджень. Нанесення полімерних композитних матеріалів на деталі на вузли обладнання суттєво збільшує його експлуатаційні характеристики. У цьому плані перспективним є застосування композитів на основі епоксидних полімерів [2]. Водночас полімерні епоксидні матриці характеризується рядом недоліків, такими як високі залишкові напруження термічний коефіцієнт лінійного розширення. Вказані недоліки пришвидшують старіння і втому матеріалів. Тому для поліпшення властивостей КМ проводять модифікацію матеріалів зовнішніми полями.

Постановка задачі. Залишкові напруження у покриттях визначали залежно від природи та вмісту наповнювачів. Для визначення залишкових напружень у захисних покриттях використовували консольний метод [3]. Покриття формували на стальній основі з товщиною δ=0,3 мм. Зазначимо, що після формування композицію наносили на основу і полімеризували за описаним вище режимом. У процесі зшивання на межі поділу фаз “захисне покриття – металева основа” формуються фізичні і хімічні зв’язки, що зумовлює виникнення залишкових напружень розтягу. Внаслідок цього у процесі зшивання оліґомера спостерігали піднімання консолі (у вигляді основи з покриттям), абсолютне значення якого (H) визначали у кінці дослідження (після полімеризації матеріалу протягом τ = 72 год) (рис. 2). Величину $\sigma_{зал}$ визначали за формулою:

$$\sigma_{зал} = \frac{HE\delta^3}{3L^2(\delta+\delta^*)\delta^*},$$

де H – відхилення пластинки-підкладки від початкового положення, м;
E – модуль пружності пластинки-підкладки ($E = 2\cdot10^5$ МПа);
L – довжина пластинки-підкладки з покриттям, м;
δ – товщина пластинки-підкладки, м;
δ^* – товщина покриття, м.

Об’єктом дослідження вибрано полімерну композицію з таким співвідношенням компонентів: епоксидно-діановий оліґомер марки ЕД-20 – 100 мас.ч., пластифікатори: поліетеролігодиетеракрилат (ПДЕА-4) – 20 мас.ч., поліефірний лак (ПЕ-220) – 10 мас.ч.

Як твердник використано поліетиленполіамін (ПЕПА) – 13 мас.ч., який дозволяє отверджувати композити при кімнатній температурі, що доцільно при нанесенні покриттів на складні поверхні технологічного устаткування.

Результати досліджень. Показано, що модифікування наповнювача епоксидним оліґомером призводить до підвищення залишкових напружень у покриттях, порівняно з покриттями, які містять немодифіковані частки (рис. 1). Отримані результати добре узгоджуються з результатами дослідження адгезійної міцності КМ, тобто при підвищенні адгезійних характеристик збільшуються залишкові напруження у покриттях. Це свідчить

про збільшення ступеня зшивання у ЗПШ матриці внаслідок модифікування дисперсних часток наповнювача.

Додаткове опромінення композицій ультрафіолетом забезпечує підвищення ступеня зшивання матриці у ЗПШ, про що свідчить підвищення абсолютного значення залишкових напружень, порівняно з КМ, що містять лише модифікований наповнювач на 6…72 % залежно від фізичної природи дисперсних часток. Виняток, становить модифікований КМ з частками оксиду міді. У цьому випадку після УФО залишкові напруження зменшуються з $\sigma_{зал}$ = 3,4 до 1,9 МПа. На наш погляд це зумовлено тим, що при введенні модифікованих часток CuO з наступним УФО композиції формуються ЗПШ з дислокаціями, внаслідок чого зменшується величина залишкових напружень і адгезійна міцність (при вмісті наповнювача q = 80 мас.ч. не є достатньо великою) [4].

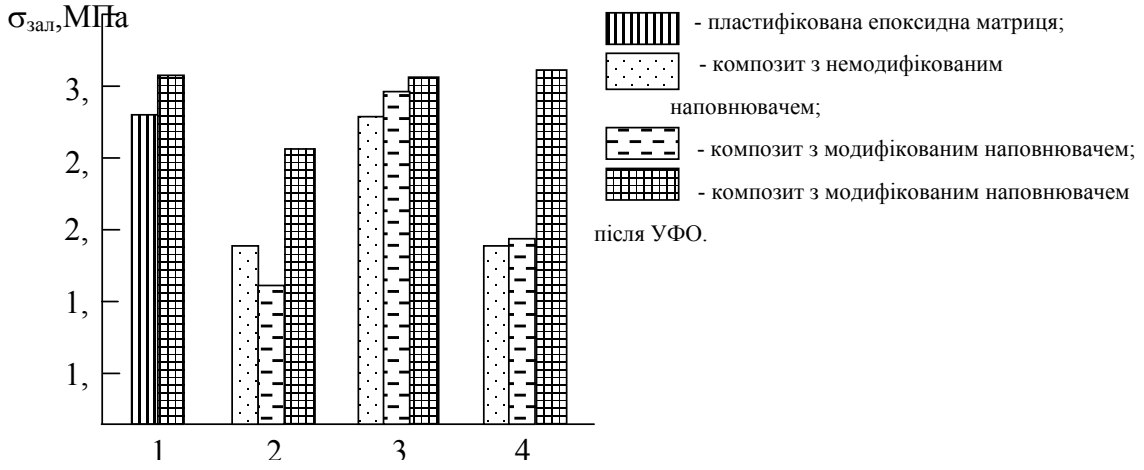


Рисунок 1. Залежність залишкових напружень від природи наповнювача і методу модифікування композицій (вміст наповнювача 80 мас.ч. на 100 мас.ч. епоксидного оліґомера): 1 – епоксидна матриця; 2 – коричневий шлам; 3 – технічний графіт; 4 – електрокорунд.

Висновки. Підтверджено, що при такому комплексному модифікуванні підвищуються залишкові напруження у захисних покриттях, які пришвидшують старіння матеріалів при їх експлуатації. Знизити величину залишкових напружень і одночасно підвищити адгезійну міцність композитів можна введенням у зв’язувач двокомпонентного полідисперсного наповнювача при критичному вмісті. Такі дослідження заплановано провести авторами у подальшому.

ЛІТЕРАТУРА

1. Соболевский М.В., Музовская С.А., Помелева Г.С. Свойства и области применения кремнийорганических продуктов.-М.: Химия, 1975.- 296с.

2. Савчук П.П., Кальба Є.М., Андрієвський В.В., Гарматюк Р.Т. Спосіб отримання електретних структур на основі епоксидних композиційних матеріалів // Наукові нотатки.- Луцьк: ЛДТУ.-2008.-Випуск 28.-С.252-257.

3. Стухляк П.Д., Букетов А.В., Левицький В.В. Епоксидні композити. Дослідження механізму впливу технології формування на властивості // Хімічна промисловість України.-2004.-№5.-С.17-23.

4. Корякина М.И. Испытание лакокрасочных материалов и покрытий.- М.:Химия, 1988.-272с.

ДИАПАЗОНЫ ПРИМЕНИМОСТИ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ ПРИ ТЕРМОХИМИЧЕСКОЙ КОНВЕРСИИ УГЛЕВОДОРОДНЫХ ТОПЛИВ

Чередниченко А.К., Ткач М.Р.
Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова (Украина)

Стабилизация во времени величины термического КПД основных тепловых двигателей является ярким свидетельством исчерпания технических резервов повышения эффективности. Перспективные направления развития энергетического машиностроения указывают на такие пути повышения эффективности как утилизация и регенерация сбросного тепла тепловых двигателей и установок, применение комбинированных установок.

Представляет интерес анализ температурных потенциалов сбросного тепла таких основных энергетических машин как среднеоборотный дизельный двигатель и газотурбинный двигатель. На рис.1 представлен температурный потенциал вторичных тепловых ресурсов среднеоборотного ДВС фирмы Wartsila и газотурбинного двигателя производства «Зоря-Машпроект» одинаковой мощности (10,7 МВт).

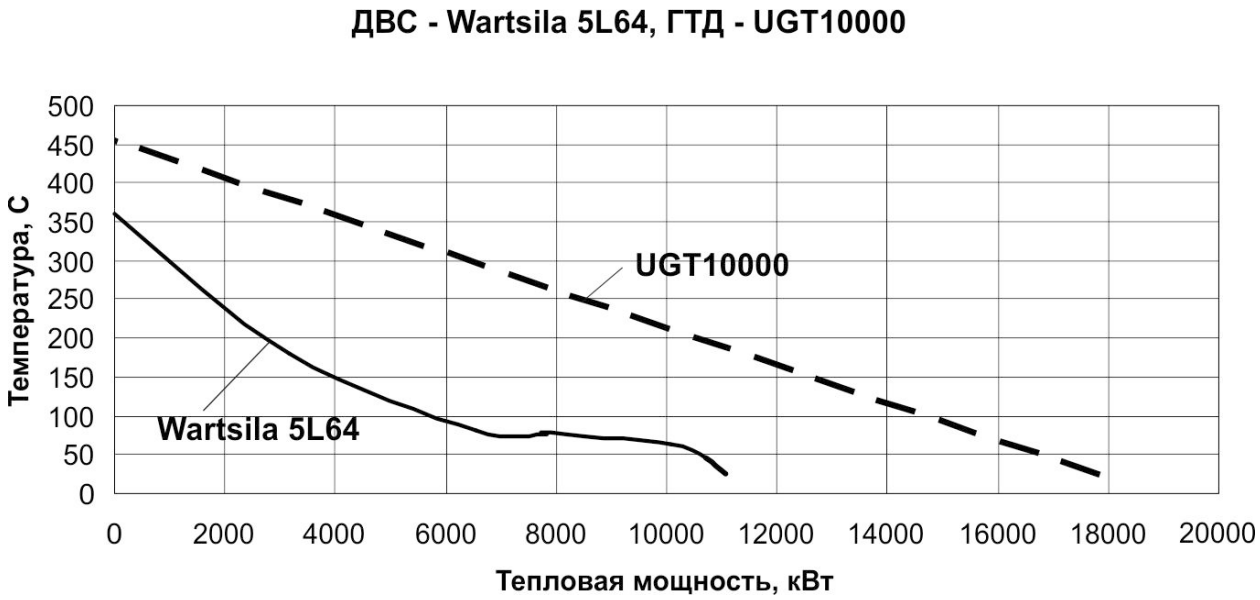


Рисунок 1. Температурные потенциалы среднеоборотного ДВС и ГТД

Одним из перспективных способов внедрения энергосберегающих технологий и использования альтернативных видов топлива, позволяющим не только улучшить экономические и экологические характеристики, но и кинетические показатели процесса сгорания, является термохимическая регенерация. При этом предусматривается конверсия базового углеводородного топлива в результате которой образуется синтез-газ – смесь монооксида углерода и водорода, а необходимая энергия для осуществления эндотермической реакции химического превращения топлива получена при утилизации тепла отходящих газов двигателя.

Эффективность термохимической регенерации зависит от возможности топлива при заданном температурном диапазоне разлагаться на газообразные продукты. Перспективность использования того или иного типа углеводородного топлива при термохимической регенерации может быть проанализирована по зависимости разницы теплотворной способности продуктов конверсии и исходного топлива от температуры реакции (рис.2).

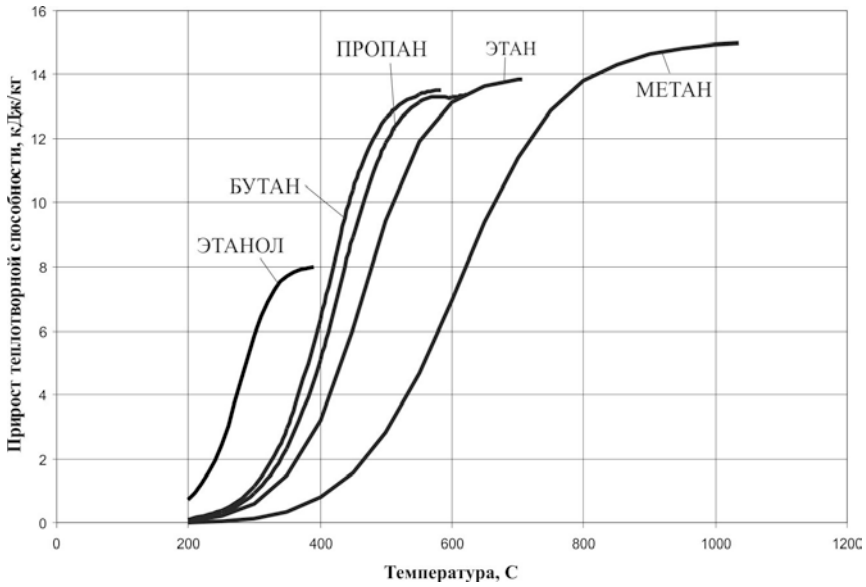


Рисунок 2. Зависимость прироста теплотворной способности от температуры реакции паровой конверсии углеводородных топлив

Как видно из рис. 2, для располагаемого температурного диапазона отходящих газов современных серийных ГТД (до 500 °С) эффективна конверсия этанола, бутана, пропана и этана. В тоже время умеренный тепловой потенциал вторичных энергоресурсов ДВС не всегда позволяет достаточно эффективно осуществить конверсию.

Повышения эффективности можно достичь совместным применением комбинированных установок с термохимической регенерацией тепла и переносом тепла промежуточным теплоносителем. Использование промежуточного теплоносителя позволяет реализовать принцип последовательного или параллельного отбора сбросного тепла от теплового двигателя.

Перспективным видом промежуточного теплоносителя могут быть диатермические масла. Такой теплоноситель допускает достаточно высокие рабочие температуры (до 320°С при использовании органических масел, и до 400 °С для синтетических масел). Следует отметить, что температура отходящих газов современных серийных газотурбинных двигателей, применяемых в стационарной и судовой энергетике лежит в пределах 420…520 °С, что может ограничивать применение диатермических масел при утилизации тепла отходящих газов ГТД и требует применения промежуточного жидкометаллического теплоносителя.

ВИКОРИСТАННЯ КОМПЮТЕРНО-ІНТЕГРОВАНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ ОЦІНКИ ХАРАКТЕРИСТИК СТРУКТУРИ ЕПОКСИДНИХ КОМПОЗИТІВ

Чихіра І.В., Бадищук В.І., Байсарович І.М.
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

На цей час розроблені методи дослідження структури матриці композитних матеріалів (КМ) навколо наповнювача, є трудомісткими і відзначаються значною похибкою експерименту [1, 2]. Ці методи є непрямими. У цьому плані перспективою є розробка нових методів досліджень структури матриці навколо наповнювача на основі світлової мікроскопії з подальшою обробкою отриманих зображень з використанням програмного забезпечення у системі MathCAD. Це дозволить якісно і кількісно оцінити структурні характеристики матеріалу з незначною похибкою експерименту, що у подальшому забезпечить підбір інгредієнтів КМ з оптимальними експлуатаційними характеристиками.

За матрицю вибрано епоксидно-діановий олігомер марки ЕД-20, який зшивали поліетиленполіаміном (ПЕПА) при стехіометричному співвідношенні компонентів. Як наповнювачі, вибрано дисперсні частинки однакового розміру різної магнітної природи, а саме: феромагнетик (ферит марки 1500 НМ3), парамагнетик (карбід бору) і діамагнетик (карбід кремнію). Концентрація наповнювача становила 50 мас. ч. на 100 мас. ч. олігомера ЕД-20.

При визначенні градієнта зображення композитів на першому етапі проводили фотографування зразків у серії випробувань з допомогою фотографування тонких плівок покриттів (100-120 мкм) у цифровому форматі BMP. Для комплексного порівняння характеристик КМ використовували розроблену методику числового оброблення фотографій досліджуваних матеріалів з результатами досліджень КМ (лістинг 1). Для дослідження градієнту зображень, фотографії були перетворені у матриці кольорів [3].

Це дозволило оцінити зміну структурних характеристик матриці у поверхневих шарах. У подальшому нами було розраховано різницеві матриці *D* на основі масивів яскравостей *C* різної грубозернистості, що дає можливість формувати комірки розміром $h \times h$ пікселів (лістинг 2).

У подальшому нами було розраховано для досліджуваного зразка масив *DC*, як модуль градієнту матриці *C* (лістинг 3).

Лістинг 1.

file1 := "E:\exp1.bmp" A := READBMP(file1)

q := cols(A) q = 281 r := rows(A) r = 226

a1 := 0 a2 := 127 b1 := 0 b2 := 127

i := a1 .. a2 j := b1 .. b2 C := submatrix(A, a1, a2, b1, b2)

Лістинг 2.

C := submatrix(R, 0, r − 1, 0, c − 1) i := 0 .. r − 2 j := 0 .. c − 2 h := 4

$D_{i,j}$:= submatrix[R, h · i, h · (i + 1), h · j, h · (j + 1)] матриця h-грубозернистості

$M_{i,j}$:= mean($D_{i,j}$) матриця середніх значень h - зерен зображення

$m_{i,j}$:= max($D_{i,j}$) $l_{i,j}$:= min($D_{i,j}$) d := m − l різницева матриця

Лістинг 3.

$$cx_{i,j} = \frac{c_{i+1,j+1} - c_{i-1,j+1} + c_{i+1,j-1} - c_{i-1,j-1}}{4 \cdot h1}$$

$$cy_{i,j} = \frac{c_{i+1,j+1} - c_{i-1,j+1} + c_{i+1,j-1} - c_{i-1,j-1}}{4 \cdot h2}$$

$$DC_{i,j} = \sqrt{(cx_{i,j})^2 + (cy_{i,j})^2}$$

В результаті обробки результатів досліджень за описаною вище методикою було отримано матриці значень градієнта кольорів на фрагментах сфотографованих зображень для КМ, що містить кожен вибраний наповнювач і ненаповнений композит. Розроблена методика дає змогу, після оцінювання лінійних величин у пікселях (1 піксель у даному експерименті становить $10{,}6 \cdot 10^{-3}$ мм), обчислити периметри проекцій часток наповнювача з точністю до 10^{-6} мм, що на кілька порядків перевищує шорсткість поверхні частки, яка оцінюється в межах $R_a = 0{,}02$.

Отримані розподіли (лістинг 4) масивів усереднених значень по кожній h×h комірці цифрового зображення та градієнтних значень досліджуваного фрагменту КМ дають можливість порівняти інформативність операторних перетворень двовимірного масиву. Спектр градієнтних оцінок на відміну від спектру усереднених значень надає можливість оптимального вибору зернистості при дослідженні періодичності структури КМ [4], що корелює із розміром комірок *h*.

Лістинг 4.

bin := 64 k := 0.. bin

lower := min(MM) lower = 0.96 upper := max(MM) upper = 74.84

$$H := \frac{upper - lower}{bin} \qquad int_k := lower + H \cdot k \qquad f := \frac{hist(int, MM)}{cols(M)^2}$$

Висновок. Проведено порівняльний аналіз ступеня зшивання матриці у поверхневих шарах на основі розробленої методики. Показано, що поверхневі шари найбільшого розміру утворюються у КМ, наповнених феритом. які, водночас, характеризуються незначними значеннями внутрішніх напружень в усьому досліджуваному діапазоні товщин покриттів. Це явище пояснюється впливом нескомпенсованого магнітного моменту феромагнітних частинок на полімерну матрицю, який забезпечує перерозподіл глобулярних конформацій епоксидного олігомера. З метою підтвердження отриманих результатів досліджено вплив товщини покриттів на внутрішні напруження у матеріалі. Встановлено оптимальну товщину покриттів (h = 0,8…1,0 мм), що мають незначні внутрішні напруження.

ЛІТЕРАТУРА

1. Федоров В. Дослідження реологічних і фізико-механічних властивостей матриці для епоксидних покриттів / Федоров В., Шкодзінський О., Білий Л. // Вісник ТДТУ. – 2006. – № 2. – С. 39–43.

2. Бартенев Г.М. Физика и механика полимеров / Бартенев Г.М., Зеленев Ю.В. – М.: Высшая школа, 1983. – 256 с.

3. Карякина М.И. Испытание лакокрасочных материалов и покрытий / Карякина М.И. – М.: Химия, 1988. – 272 с.

4. Патент № 35187. Україна, МПК C09D 4/00. Спосіб отримання модифікованого епоксикомпозитного покриття / А.В.Букетов, П.Д.Стухляк, І.Г.Добротвор, О.А.Пастух, О.Л.Ляшук; заявник і патентовласник Тернопільський держ. техн. унів. ім.. І.Пулюя. - Заявл. 28.02.2008; опубл. 10.09.2008, Бюл. №17.

ПОВЫШЕНИЕ НАДЁЖНОСТИ РАБОТЫ ПАРЫ КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ – ВКЛАДЫШ ДВИГАТЕЛЕЙ ТИПА Д100 ПУТЁМ ПРИМЕНЕНИЯ НОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Шпаковский В.В.[1] Кравченко С.А[1], Олейник А.К.[2], Карягин И. Н.[1]
[1]*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт» (Україна)*
[2]*Государственное предприятие «Завод им. В.А. Малышева» (Україна)*

Введение. В настоящее время, несмотря на потерю основных рынков сбыта, двигатели типа Д100 производства ГП «Завод им. В.А. Малышева» эксплуатируются во многих странах. Двигатели выпускались в стационарном и транспортном исполнении, при этом в качестве топлив использовались не только светлые нефтепродукты, но и природный и шахтный газ. Более чем за 50-ти летний срок эксплуатации в разных климатических зонах Сибири, Азии и Дальнего Востока эти двигатели зарекомендовали себя как надёжные и экономичные силовые агрегаты простые в обслуживании [1].

В связи с падением производства двигателей на ГП «Завод им. В.А. Малышева» Российская Федерация, Казахстан и другие страны приняли решение о замене их современными двигателями собственного и зарубежного производства, несмотря на то, что замена двигателей тепловозного парка требует огром2ных финансовых затрат. Эти действия могут привести к полной потере рынков сбыта для двигателей украинского производства.

Постановка задачи. Используя накопленный опыт конструкторских разработок завода, совместно с учёными НТУ «ХПИ» и других высших учебных заведений Харькова разработаны и готовы к внедрению в производство двигателей типа Д100 ряд конструкторско-технологических решений, которые позволят поднять производство двигателей до современного технического уровня. Одним из таких решений является дискретное электроискровое упрочнение шеек коленчатого вала и гальваноплазменное преобразование поверхности поршня и сталеалюминиевых вкладышей.

Как известно, наиболее перспективным материалом для вкладышей подшипников коленчатого вала форсированных дизельных двигателей в настоящее время являются антифрикционные сплавы на алюминиевой основе. Они обладают достаточно высокой прочностью, хорошо сопротивляются коррозионно-усталостным повреждениям, износу, экологичны в производстве и эксплуатации, сравнительно дёшевы и, имея малый удельный вес, требуют небольшого расхода металла [2]. На ГП «Завод им. В.А. Малышева» сталеалюминиевые вкладыши при производстве двигателей типа Д100 и Д80 применяются очень давно. За время эксплуатации они показали достаточно высокую надёжность. В то же время установка сталеалюминиевых вкладышей требует увеличение зазоров в сопрягаемых деталях (в следствии относительно высокого коэффициента теплового расширения) во избежание схватывания и задирообразования. Увеличение зазоров приводит к снижению давления в системе смазки, нарушению условий смазывания и охлаждения к снижению ресурса двигателя. Одним из способов повышения задиростойкости высоконагруженных пар является использование антифрикционных покрытий или преобразования трущихся поверхностей с улучшением их триботехнических характеристик.

В производстве двигателей на ГП «Завод им. В.А. Малышева» внедрен метод дискретного упрочнения коренных и шатунных шеек коленчатых валов разработанный на основе технологии электроискрового лигирования металлических поверхностей [3], но с постановкой и решением задач упрочнения и внедряется технология гальваноплазменного преобразования поверхности сталеалюминиевых вкладышей, которая разработана специалистами кафедры НТУ «ХПИ».

Результаты исследования. Для проведения испытаний на износостойкость при трении скольжения в условиях граничной смазки были изготовлены опытные образцы из материалов «колодка» – вкладыша и «диск» – коленчатого вала.

«Диск» был изготовлен из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом поверхность которого была упрочнена методом электроискрового упрочнения с последующим шлифованием до шероховатости, соответствующей $R_a = 0,63…0,32$ мкм.

Этот метод прошёл длительные испытания и был внедрён при производстве чугунных и стальных коленчатых валов двигателей на предприятиях Украины. [4].

«Колодка» изготавливалась из сталеалюминиевой полосы с алюминиевой поверхностью АМО1-20, которая была модифицирована гальваноплазменным методом на глубину порядка 0,03 мм. Поверхность «колодки» шлифовке не подвергалась.

Испытания проводились на машине трения 2070 СМТ-1 при скорости скольжения 1,3 м/с. Использованы стандартные образцы:

– «диск» диаметром 50 мм, ширина 12 мм;

– «колодка» с площадью рабочей поверхности 2 см^2.

Схема испытаний приведена на рис. 1.

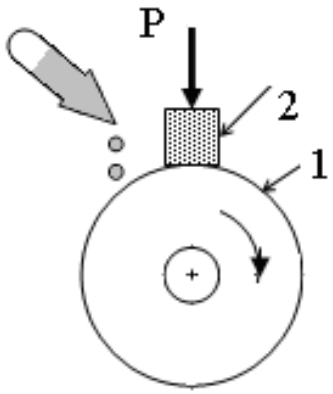


Рисунок 1. Схема испытаний на машине трения 2070 СМТ-1: 1 – подвижный образец «диск», 2 – неподвижный образец «колодка».

Смазка производилась маслом М14В$_2$ путём однократного смазывания образцов перед началом испытаний. Нагружение ступенчатое в диапазоне 0,2…1,0 кН с интервалом через 0,2 кН.

Фото общего вида узла трения на испытательной машине трения 2070 СМТ-1 представлено на рис. 2.

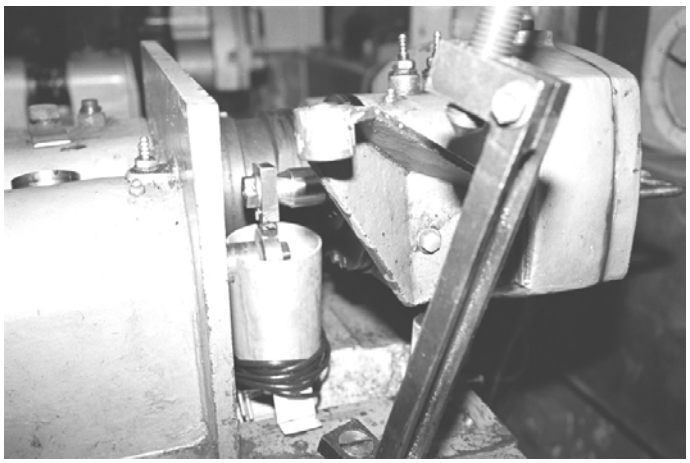


Рисунок 2. Узел трения на испытательной машине трения 2070 СМТ-1

Для сравнения при испытаниях были использованы образцы «диска» поверхность трения которых не подвергалась упрочнению и проходила только стадию нормализации, и образцы, поверхность трения которых была упрочнена методом электроискрового упрочнения. Поверхность трения образцов «колодки», в первом случае, не подвергалась ни каким изменениям, а во втором случае была модифицирована гальваноплазменным методом. Результаты определения коэффициента трения скольжения в условиях граничной смазки приведены в табл. 1.

Некоторые образцы «колодок» перед установкой были пропитаны маслом М14В$_2$ при температуре 80…90 °С.

Таблица 1. Результаты определения коэффициента трения ($f_{тр}$)

№ п/п	Образец вкладыша (обработка)	Образец вала (обработка)	Значение $f_{тр}$ при нагрузке Р, кН					Примечание
			0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	
1	2	3	4	5	6	7	8	10
1	АМО1-20	ВЧШГ (нормализ.)	0,100	0,090	0,043	0,135	Резкое возрастание коэффициента трения, что ведёт к схватыванию поверхностей и задиру.	
2	АМО1-20 (ГПМ)	ВЧШГ (нормализ.)	0,110	0,095	0,073	0,065	0,060	Без пропитки
3	АМО1-20 (ГПМ)	ВЧШГ (нормализ.)	0,110	0,105	0,087	0,087	0,112	Пропитка маслом М14В$_2$ при Т=80 ^{0}С в течении 1 часа
4	АМО1-20 (ГПМ)	ВЧШГ (ЭИУ)	0,060	0,090	0,103	0,127	0,132	Без пропитки
5	АМО1-20 (ГПМ)	ВЧШГ (ЭИУ)	0,100	0,080	0,060	0,048	0,038	Пропитка с добавкой MgO

На рис. 3 представлена зависимость коэффициента трения материала АМО1-20 по высокопрочному чугуну с шаровидным графитом (ВЧШГ).

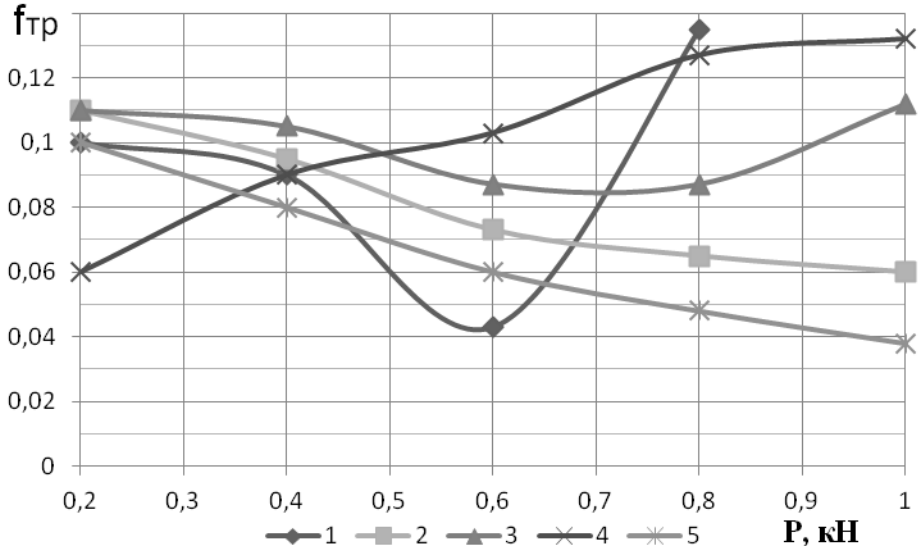


Рисунок 3. Зависимость коэффициента трения материала АМО1-20 по высокопрочному чугуну с шаровидным графитом (ВЧШГ).

По результатам проведенных испытаний видно, что, несмотря на то, что трущиеся поверхности упрочнённых образцов при нагружении имеют достаточно большой коэффициент трения, схватывание поверхностей и начало задира не наблюдалось.

При обработке образцов приработочными присадками коэффициент трения существенно снижался от 0,145 до 0,038.

Полученные результаты испытаний свидетельствуют об изменении характера приработочных процессов в результате существенного изменения свойств приповерхностного слоя исследуемых образцов.

Выводы. Применение пары трения сталеалюминиевые вкладыши с модифицированной алюминиевой поверхностью АМО1-20 гальваноплазменным методом и коленчатый вал изготовленный из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом поверхности коренных и шатунных шеек которого упрочнены методом дискретного электроискрового упрочнения существенно повышают стойкость пары к задирообразованию, но не снижает коэффициента трения скольжения в условиях граничной смазки.

Введение диспергированной добавки оксидов магния в модифицированный приповерхностный слой вкладыша из АМО1-20 приводит к снижению коэффициента трения при граничной смазке во всём исследованном диапазоне нагрузок, что может быть связано с улучшением процессов микроприработки рабочей поверхности вала с образованием на его поверхности аморфированного слоя.

Коэффициент температурного линейного расширения алюминиевой поверхности АМО1-20 сталеалюминиевых вкладышей модифицированной гальваноплазменным методом уменьшается, что позволяет уменьшить зазоры в паре коленчатый вал – вкладыш принятые при установке сталеалюминиевых вкладышей.

Полученные результаты могут свидетельствовать о целесообразности использования данных технологий для повышения надёжности работы высоконагруженных пар.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зайончковский В.Н. Двигателестроение на Харьковском заводе транспортного машиностроения – ГП «Завод им. В.А. Малышева» / В.Н. Зайончковский, А.В. Быстриченко, В.Ю. Ковалёв.// Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. №1. – С. 33 – 42.

2. Буше Н.А. Трение, износ и усталость в машинах (транспортная техника): - М.: Транспорт, 1987. – С. 223.

3. Гитлевич А.Е. Электроискровое легирование металлических поверхностей. / А.Е. Гитлевич, В.В. Михайлов, Н.Я. Парканский, В.М. Ревуцкий.// - Кишенёв.: изд. «ШТИИНЦА», 1985. – С. 195.

4. Шеремет В.Н. Повышение ресурса высоконагруженных элементов ДВС путём дискретного упрочнения деталей. Моделирование напряжённо-дискретного состояния. / Шеремет В.Н., Ткачук Н.А., Гончаров В.Г. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. №2. – С. 118 – 150.

КІНЕТИКА ВОДОПОГЛИНАННЯ ПОЛІАМІДНИХ ЗРАЗКІВ РІЗНОЇ ТОВЩИНИ ТА ЙОГО ВПЛИВ НА ВЕЛИЧИНУ МОДУЛЯ ПРУЖНОСТІ

Ярема І.Т., Колибаб'юк П.В., Наконечний Ю.І., Антонов А.М., Бутковська Л.С.
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Поліаміди, як конструкційні матеріали, характеризуються здатністю до водопоглинання, яке суттєво впливає на їх фізико-механічні властивості. Авторами проведені дослідження по вивченню кінетики водопоглинання поліамідних зразків різної товщини та впливу вологи на модуль пружності при згинанні. Зразки для випробувань виготовлялись із поліаміду марки ПА 6-210-311 методом лиття під тиском. Виготовлення та випробовування зразків проводили за однакових умов. Висушені у вакуумній сушильній шафі зразки витримували упродовж певного часу у воді при кімнатній температурі. Визначали їх водопоглинання згідно ГОСТу 4650-80 та величину модуля пружності при згинанні згідно ГОСТу 9550-81. Для зразків товщиною 2 мм упродовж перших трьох діб середнє добове водопоглинання становило 1,23 %. У період між шостою і тринадцятою добою середнє добове водопоглинання становило 0,27 %, а вже між 20-ю і 30-ю добою – тільки 0,15 %. У той же час для зразка товщиною 4 мм отримали такі результати: упродовж перших трьох діб середнє добове водопоглинання становило 0,7 %, між 6-ю і 13-ю добою – 0,07 %, а між 20-ю і 30-ю добою – всього 0,01 %. Звідси випливає, що інтенсивне набухання відбувається у перші три доби, потім процес водопоглинання уповільнюється в часі (рис. 1).

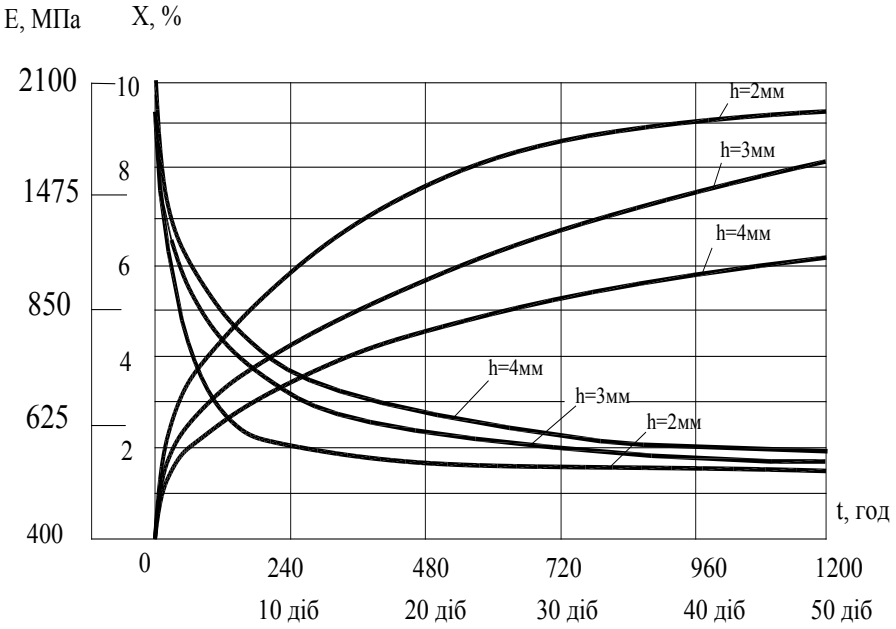


Рисунок 1. Кінетика водопоглинання поліамідних зразків різної товщини та вплив вологи на модуль пружності

Зі збільшенням водопоглинання різко знижується величина модуля пружності поліаміду. За 15 діб перебування зразків у воді модуль пружності знизився приблизно у 3 рази і становив 615 МПа, тоді як для сухого зразка він складає 1900 МПа.

Секція 3

РОБОЧІ ПРОЦЕСИ, ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ ТРАНСПОРТНОГО І ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ ЗАКРІПЛЕННЯ БАГАТОГРАННОЇ НЕПЕРЕТОЧУВАНОЇ ПЛАСТИНИ ПРИ БІЧНІЙ ЇЇ УСТАНОВЦІ У ЗБІРНОМУ ВІДРІЗНОМУ РІЗЦІ

Бабій М.В., Проценко В.О., Настасенко В.О.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. Тенденції розвитку сучасного інструментального виробництва визначають широке впровадження у машинобудівну промисловість металорізального збірного інструменту з механічним закріпленням багатогранних непереточуваних пластин (БНП). На умови експлуатації даного виду інструменту суттєво впливає спосіб установки та закріплення різальних пластин. З літературних джерел [1, 2] відомі радіальна та тангенціальна установка БНП (рис. 1). При радіальній установці БНП (вздовж передньої поверхні) сила різання діє на менший переріз пластини, що обмежує допустиму подачу інструменту. При тангенціальній установці БНП (вздовж задньої поверхні), дію сили різання сприймає більший переріз пластини і тому допускається значне збільшення подачі.

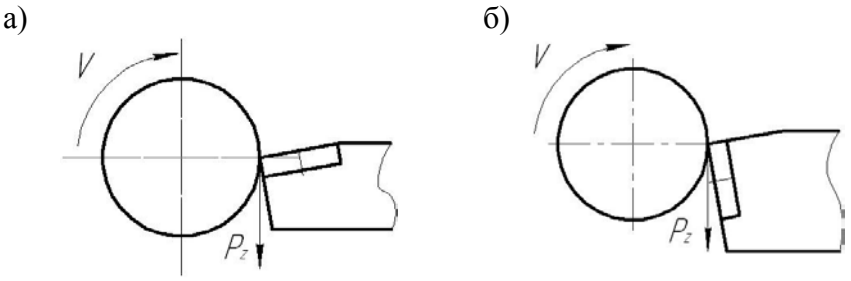


Рисунок 1. Способи установки БНП: а) радіальний; б) тангенціальний

Однак жоден з цих способів установок не передбачає використання БНП для збірних відрізних різців внаслідок значної ширини відрізки.

Відомі спроби використання БНП для відрізних різців при їх бічній установці (вздовж бічної поверхні) та бічному кріпленні до корпусу різця (рис. 2) [3]. Недоліками даних конструкцій різців є складність конструкцій пластин, низька надійність кріплення БНП, обмеження глибини виконуваних канавок за рахунок базування БНП одночасно по опорній та упорним поверхням – до 6,5 мм, що обмежує коло застосування даних різців.

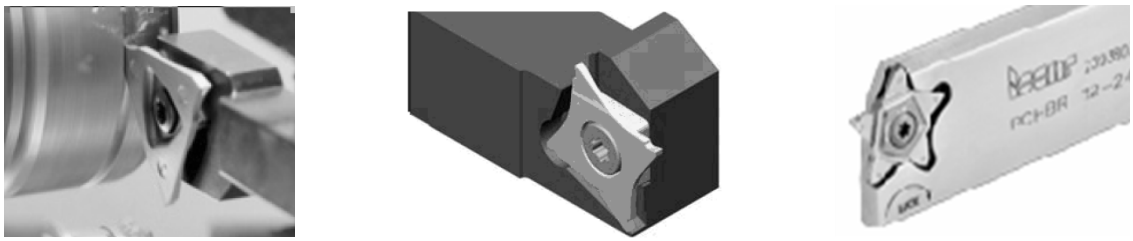


Рисунок 2. Канавкові різці з бічним кріпленням багатогранних пластин

З метою усунення перерахованих вище недоліків, авторами [4] вперше була запропонована нова конструкція збірного відрізного різця з бічною установкою БНП (рис.3, 4), що складається з державки 1, прихвату 2, гвинта 3 та багатогранної непереточуваної пластини 4. В даній конструкції різця базування та закріплення БНП здійснюється лише по упорним поверхням, що дає можливість вести відрізку прутків діаметром до 30 мм.

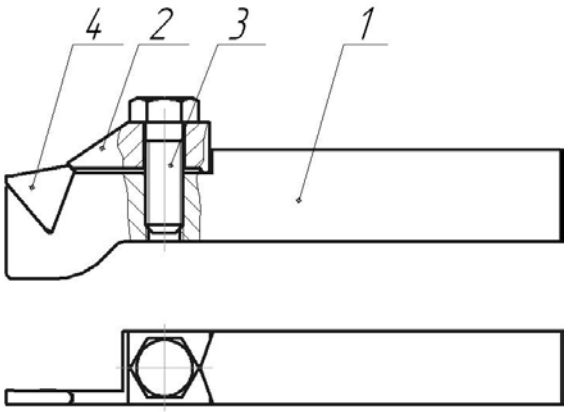


Рисунок 3. Конструкція збірного відрізного різця з бічною установкою БНП

Рисунок 4. Загальний вид відрізного різця з бічною установкою БНП

Актуальність роботи. Головними із факторів, що впливають на надійність збірних металорізальних інструментів є схема установки, базування та закріплення БНП. Забезпечення необхідної сили закріплення є актуальною задачею, від якої залежить працездатність різального інструменту під дією результуючої сили різання. Тому м**етою** даної роботи є розробка математичної моделі закріплення БНП в корпусі збірного відрізного різця з її бічною установкою та базуванні по упорним поверхням.

Результати досліджень. Різальна пластина у процесі різання піддається дії на неї активних сил: результуючої P_p сили різання та сили закріплення $F_{закр.}$ різальної пластини, які врівноважуються реакціями R_1 та R_2 опорних поверхонь гнізда під пластину (рис.5, рис. 6). Оскільки сили, що діють на пластину, утворюють врівноважену пласку систему, то алгебраїчні суми проекцій цих сил на осі координат рівні нулю. Пластина знаходиться під дією системи довільно розташованих сил, для рівноваги якої необхідне виконання трьох умов [5]:

$$\sum F_{iz} = 0; -P_z - F_{\text{закр.}} \cdot \cos\psi + R_2 \cdot \sin\chi + R_1 \cdot \sin\mu = 0; \quad (1)$$

$$\sum F_{iy} = 0; P_y - F_{\text{закр.}} \cdot \sin\psi - R_2 \cdot \cos\chi + R_1 \cdot \cos\mu = 0; \quad (2)$$

$$\sum M_A(F) = 0; -F_{закр} \cdot h_1 + R_1 \cdot h_2 = 0 \quad (3)$$

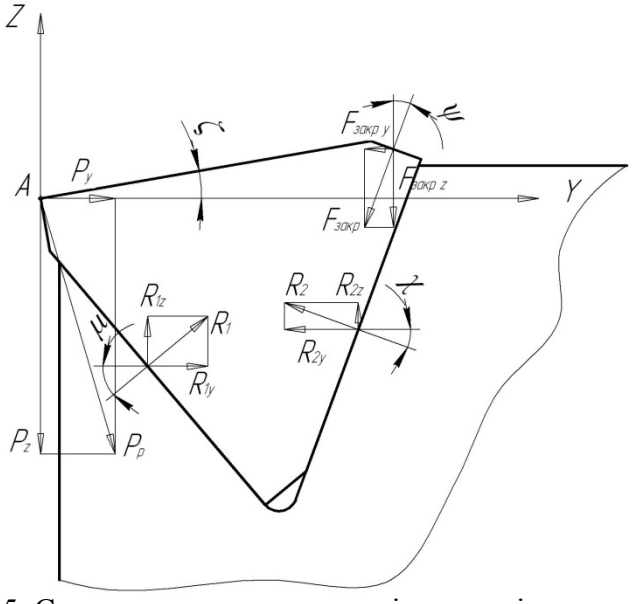


Рисунок 5. Схема активних сил, що діють на різальну пластину

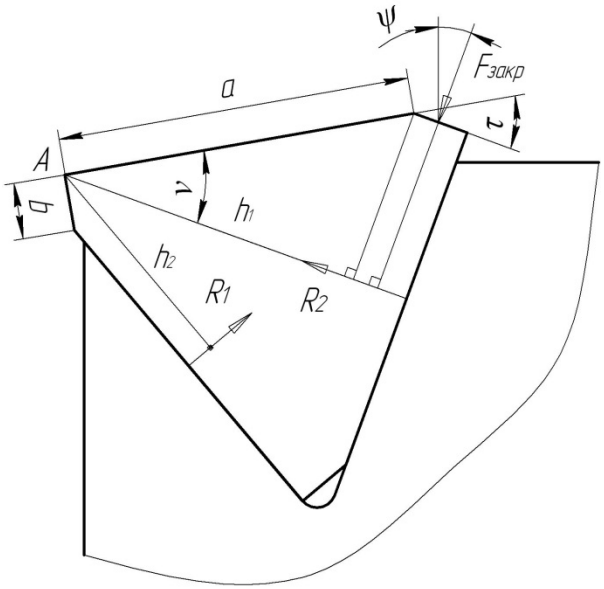


Рисунок 6. Схема до визначення моментів

Із рівняння (1) знаходимо силу закріплення $F_{\text{закр.}}$:

$$F_{закр.} = \frac{\mathrm{R}_1 \cdot \sin\mu + R_2 \cdot \sin\chi - Pz}{\cos\psi}. \tag{4}$$

Із рівняння (2) визначаємо реакцію R_2:

$$R_2 = \frac{R_1 \cdot \cos\mu + Py - F_{закр.} \cdot \sin\psi}{\cos\chi} \tag{5}$$

З рівняння (3) визначаємо реакцію R_1:

$$R_1 = \frac{\mathrm{F}_{закр} \cdot h_1}{h_2} \tag{6}$$

Підставляємо рівняння (6) в рівняння (5)

$$R_2 = \frac{\frac{F_{закр} \cdot \mathrm{h}_1}{\mathrm{h}_2}\cos\mu + P_y - F_{закр} \cdot \sin\psi}{\cos\chi} = \tag{7}$$

$$= \frac{h_1 \cdot \mathrm{F}_{\text{закр}} \cdot c\cos\mu + \mathrm{h}_2 \cdot P_y - h_2 \cdot F_{закр} \cdot \sin\psi}{h_2 \cdot \cos\chi}$$

Отримані рівняння (6) та (7) підставляємо у рівняння (4) для визначення сили закріплення різальної пластини:

$$F_{закр} = \frac{\frac{\sin\chi(\mathrm{h}_1 \cdot \mathrm{F}_{\text{закр}} \cdot \cos\mu + h_2 \cdot \mathrm{P}_y - \mathrm{h}_2 \cdot \mathrm{F}_{\text{закр}} \cdot \sin\psi)}{\mathrm{h}_2 \cdot \cos\chi} + \frac{F_{закр} \cdot \mathrm{h}_1}{h_2} \cdot \sin\mu - P_z}{\cos\psi}$$

$$F_{закр} = \frac{\frac{tg\chi(\mathrm{h}_1 \cdot \mathrm{F}_{\text{закр}} \cdot \cos\mu + h_2 \cdot \mathrm{P}_\mathrm{y} - \mathrm{h}_2 \cdot \mathrm{F}_{\text{закр}} \cdot \sin\psi)}{\mathrm{h}_2} + \frac{F_{закр} \cdot \mathrm{h}_1}{h_2} \cdot \sin\mu - P_z}{\cos\psi}$$

$$F_{закр} \cdot cos\psi = tg\chi \frac{\mathrm{h}_1 \cdot \mathrm{F}_{\text{закр}}}{\mathrm{h}_2} \cdot \cos\mu + \mathrm{P}_\mathrm{y} \cdot tg\chi - tg\chi \frac{\mathrm{h}_2 \cdot \mathrm{F}_{\text{закр}}}{\mathrm{h}_2} \sin\psi + \frac{F_{закр} \cdot \mathrm{h}_1}{h_2} \cdot \sin\mu - P_z$$

$$F_{закр} \cdot cos\psi = tg\chi \frac{\mathrm{h}_1 \cdot \mathrm{F}_{\text{закр}}}{\mathrm{h}_2} \cdot \cos\mu - tg\chi \frac{\mathrm{h}_2 \cdot \mathrm{F}_{\text{закр}}}{\mathrm{h}_2} \sin\psi - \frac{F_{закр} \cdot \mathrm{h}_1}{h_2} \cdot \sin\mu = \mathrm{P}_\mathrm{y} \cdot tg\chi - P_z$$

$$F_{закр} = \frac{\mathrm{h}_2 \cdot cos\psi - tg\chi \cdot \mathrm{h}_1 \cdot \cos\mu - tg\chi \cdot \sin\psi - \mathrm{h}_1 \cdot \sin\mu}{\mathrm{h}_2} = \mathrm{P}_\mathrm{y} \cdot tg\chi - P_z$$

$$F_{закр} = \frac{\mathrm{h}_2 \cdot (\mathrm{P}_\mathrm{y} \cdot tg\chi - P_z)}{\mathrm{h}_2 \cdot cos\psi - tg\chi \cdot \mathrm{h}_1 \cdot \cos\mu - tg\chi \cdot \sin\psi - \mathrm{h}_1 \cdot \sin\mu} \tag{8}$$

Визначаємо плечі сил згідно рис. 6:

$$h_1 = a \cdot \cos\nu + \frac{\mathrm{b}}{2} \tag{9}$$

$$h_2 = b \cdot \cos\tau + \frac{a}{2} \tag{10}$$

Підставляємо знайдені значення плечей сил у рівняння (8):

$$F_{закр} = \frac{(b \cdot \cos\tau + \frac{a}{2}) \cdot (\mathrm{P}_\mathrm{y} \cdot tg\chi - P_z)}{(b \cdot \cos\tau + \frac{a}{2}) \cdot cos\psi - tg\chi \cdot \cos\mu(a \cdot \cos\nu + \frac{b}{2}) - tg\chi \cdot \sin\psi - \sin\mu \cdot (a \cdot \cos\nu + \frac{b}{2})} \tag{11}$$

Висновки. В результаті виконаних досліджень вперше розроблено математичну модель закріплення БНП для збірних відрізних різців з їх бічною установкою та базуванні по упорним поверхням, що є важливим на етапі проектування даних відрізних різців.

ЛІТЕРАТУРА

1. Сборный твердосплавный инструмент / Г.Л. Хает, В.М. Гах, К.Г. Громаков и др.; под общ. ред. Г.Л. Хаета. – М.: Машиностроение, 1989. – 256 с.

2. Рыжкин, А.А. Режущий инструмент: учебное пособие /А.А.Рыжкин, К.Г.Шучев, А.Г.Схиртладзе, А.И.Боков, М.М.Алиев. - Ростов н/Д: Феникс, 2009. – 405 с.: ил.

3. Каталог фирмы ISCAR / Отрезка, 2010. – 29 с. [Электронный ресурс]. Режим доступа: http:// www.iscar.com/

4. Патент Российской Федерации на изобретение № 2366542 Сборный отрезной резец и режущие пластины к нему. Заявка № 2007111687 от 29.03.07. Авт. изобр. Настасенко В.А., Бабий М.В. // БИ 2009. № 25 от 10.09.09.

5. Аркуша, А. И. Руководство к решению задач по теоретической механике: Учеб. пособ. для средних спец. учеб. заведений/ А. И. Аркуша. – 5-е изд., испр. —М.: Высш. шк., 2002. – 336 с.

РЕГУЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ ТОЛЩИНЫ И РАВНОМЕРНОСТИ КЛЕЕВОЙ ПРОСЛОЙКИ В НЕРАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

Бычкова К.Н.
Киевский национальный университет технологий и дизайна (Украина)

Введение. При склеивании образцов или реальных конструкций неизбежно возникают задачи регулирования, нормирования и обеспечения оптимальной толщины клеевого слоя по всей площади склеивания.

Зависимость прочности от толщины клеевого слоя в соединении отмечается многими исследователями [1-4]. Известен ряд аналитических работ по оценке влияния толщины клеевого слоя на сопротивление разрушению клеевых соединений и композиционных материалов [5-9]. Установлена зависимость вязкости разрушения от толщины клеевого слоя [6, 7]. Исследование влияния формы нахлесточного соединения на зависимость «нагрузка-момент» показало, что наибольший эффект оказывает толщина клеевого слоя [9].

Большинство экспериментальных исследований отмечает снижение прочности соединения при увеличении толщины клеевого слоя [10-12]. Однако полной ясности в этом вопросе нет. Так, установлено [13], что при изгибе нахлесточных соединений в автомобилестроении не происходит уменьшения величины разрушающего момента по мере увеличения толщины клеевого слоя. Поэтому автор приходит к выводу, что при варьировании толщины клеевого слоя величина разрушающего изгибающего момента остается низменной.

Предложена методика определения прочности от толщины клеевого слоя [14]. Максимальное значение прочности связано зависимостью:

$$\sigma_{\text{Pmax}} = -\Delta \times H + \sigma_0 \qquad (1)$$

где H – толщина клеевого слоя,

Δ – экспериментальный фактор,

σ_0 – прочность соединения при $H \to 0$.

Вопрос достоверности определения σ_0 остается проблематичным.

Некоторые исследователи отмечают, что в зависимости от толщины клеевого слоя прочность соединения проходит через максимальное значение [15-20]. Величина максимального значения прочности определяется многими конструктивно-технологическими факторами [16], а также зависит от способа нагружения соединения [17]. При испытаниях на сдвиг стальных образцов варьировали толщину клеевого слоя в интервале 0,05…1,5 мм. Максимальная прочность соединения достигается при толщине клея 0,5 мм [18]. Отмечают [19], что выбор толщины клеевого слоя является важным фактором для конструкторов многослойных печатных плат.

Актуальность исследований. Кроме толщины клеевого слоя, важнейшую роль в обеспечении прочности играет равномерность толщины слоя по всей площади соединения. Эта связь отмечается в работах [21-23]. Известны различные способы обеспечения заданной толщины клеевого слоя в соединении [24]. В работе [4] предложен способ склеивания образцов в специальном кондукторе с микрометрическим винтом и рычажным прижимным устройством с постоянным грузом. Требуемая толщина клеевого слоя устанавливается микрометрическим винтом. Этим способом невозможно получить равномерный слой при склеивании деталей сложной конфигурации. Способ находит применение преимущественно в лабораторных условиях.

При склеивании плоских поверхностей в производственных условиях применяется метод прижатия поверхностей грузом [25]. Толщина слоя зависит от величины приложенного груза и вязкости клея. При малой вязкости клея возможно образование «зон непроклея» или так называемого «голодного клеевого шва». При склеивании деталей сложной конфигурации сила тяжести груза раскладывается на составляющие по нормам к поверхности и равномерность клеевого слоя нарушается.

В практике склеивания известен способ обеспечения заданной толщины и равномерности слоя при соединении поверхностей сложной конфигурации, заключающийся в установлении между ними жестких прокладок с последующим прижатием. Толщина прокладок соответствует толщине клеевого слоя. Однако трудоемкость и высокая вероятность проникновения клея под прокладки вызывает сомнение в технологической целесообразности применения способа в условиях производства. Кроме того, уменьшение площади склеивания на величину площади прокладок приводит к необходимости соответствующего увеличения площади соединяемых поверхностей.

Известен способ клеевого соединения деталей [26] с выступами и впадинами, выполненными на каждой половине толщины обеих поверхностей. Выступы и впадины вводятся друг в друга подобно шлицевому соединению. Однако погрешности выполнения выступов и впадин не приводят к достижению требуемой толщины клеевого слоя, а повышение прочности соединения объясняется увеличением площади склеивания и рациональностью конструкции.

Дальнейшее совершенствование способов регулирования толщины адгезионного слоя шло по пути специальной обработки соединяемых поверхностей. Для обеспечения гарантированного зазора в работе [27] предлагается на одной из поверхностей выполнить сплошную накатку. Толщина и равномерность адгезионного слоя зависят от высоты конуса зуба накатки. При соединении встык толстостенных трубопроводов диаметром до 325 мм с коническим торцеванием стенок и накаткой под углом 30 ° к образующей отмечено увеличение прочности на 20…25 %. Высота конуса зуба накатки составляла 0,3…0,5 мм, шаг – 1,25…1,5 мм. Очевидно, что при колебаниях толщины слоя в 0,2 мм эффект упрочнения получен не столько за счет равномерности шва, сколько за счет улучшения условий смачивания в капиллярных каналах накатки и увеличения площади адгезионного контакта.

При пайке [28] обеспечение равномерной толщины припоя в зазоре достигается кернением, насечкой, прокладками или фиксацией деталей в приспособлении. Кернение при склеивании применялось в работе [29]. Однако эти способы применены для пластичных материалов. Для хрупких материалов эти способы неприменимы.

Таким образом, обеспечение требуемой толщины и равномерности клеевого слоя по всей площади соединяемых поверхностей, как в лабораторных, так и в производственных условиях, вызывает значительные затруднения. Этим обстоятельством объясняется незначительное количество работ [15-20] по оптимизации толщины клеевой прослойки.

Постановка задачи. Поэтому одной из задач настоящей работы является создание общедоступного способа обеспечения заданной толщины и равномерности клеевого слоя по всей площади соединения и оптимизация этого параметра.

Результаты исследований. Задача решается введением в клеевой состав мелкодисперсных частиц абразивного порошка наполнителя, размеры которого соизмеримы с параметрами шероховатости склеиваемых поверхностей.

В практике склеивания применяется введение в клеевой состав различных минеральных дисперсных наполнителей. Наполнители вводят с целью регулирования вязкости клея, его усадки, повышения когезионной прочности [20, 30]. Для обеспечения требуемого зазора в клее-прессовых посадках применяют дисперсный наполнитель, зернистость которого выбирают по величине требуемого зазора [31,32]. Однако в этих работах не оговорены требуемые соотношения дисперсности наполнителя и параметров шероховатости поверхности.

В вопросах влияния шероховатости поверхности и толщины клеевого слоя еще существуют противоречия. В работе [33] изучалась прочность стыковых клеевых соединений в зависимости от толщины клеевого слоя и шероховатости поверхности. С увеличением толщины пленки статическая прочность соединения падает. При малых толщинах клеевого слоя шероховатость поверхности не оказывает влияния на характеристики статической прочности. Однако при относительно толстых слоях с этим фактором следует считаться. При циклических знакопеременных нагрузках тенденция влияния толщины прослойки сохраняется такой же, как и при статических испытаниях, однако оптимальная толщина прослойки при усталости выше, чем при статическом нагружении. При усталостных испытаниях выявлено более сильное влияние шероховатости поверхности, причем этот фактор сказывается даже при толщине прослойки 1 мм.

На рис.1. приведена схема, по которой осуществляется склеивание детали1 и детали2. В соответствии со стандартом [34] обеспечить минимальный гарантийный зазор H_{min} между склеиваемыми деталями 1 и 2 и соответственно толщину клеевого слоя возможно при таких соотношениях размера дисперсной частицы $d_{ср}$ и параметров шероховатости поверхности детали 1 и детали 2:

$$d_{ср} \geq 2Ra_1 + 2Ra_2 \tag{2}$$

$$d_{ср} \geq Rz_1 + Rz_2 \tag{3}$$

$$d_{ср} \geq R\,max_1 + R\,max_2\,. \tag{4}$$

Экспериментальная проверка этих соотношений осуществляется измерением электросопротивления клеевой прослойки в зависимости от контактного давления P. Для этого используется источник тока ИП и гальванометр Г. Появление тока mA в электрической цепи при увеличении контактной нагрузки P свидетельствует о прямом контакте выступов профиля склеиваемых деталей. Для обеспечения H_{min} в этом случае необходимо увеличить $d_{ср}$. особенно необходимо учитывать относительное сближение шероховатых поверхностей в условиях сжатия клеевого соединения [35].

Предлагаемый способ склеивания проведен на образцах конического резьбового соединения бурильных труб со внутренним диаметром $D_{вн}$ = 110 мм. По условиям работы различных датчиков, контролирующих процесс бурения, суммарное электрическое сопротивление $R_{сум}$ по резьбовому соединению должно оставаться на уровне $R_{сум} \geq$200 Ом на протяжении всего периода эксплуатации.

В качестве керамического наполнителя применили монодисперсный порошок Al_2O_3 размером частиц $d_{ср}$ =50 мкм. Количество наполнителя 5…8 % верхний предел ограничен увеличением вязкости клея. При шероховатости поверхности по 5 классу (чистовая токарная обработка) $Rz_1 = Rz_2$ = 20 мкм размера $d_{ср}$ =20 мкм оказалось недостаточно, так как электрический контакт в резьбовом соединении уже образовался при сборке. Было нарушено соотношение (4):

$$d_{ср} < R\max_1 + R\max_2 \tag{5}$$

При испытание на кратковременное статическое осевое сжатие критическая нагрузка $P_{кр}$=15,5 т. Клеевое соединение без наполнителя имело критическую нагрузку $P_{кр}$=80 т.

В следующей партии образцов в качестве наполнителя был принят керамический полидисперсный порошок Al_2O_3 с максимальным размером частицы d_{max} = 500 мкм. Необходимость полидисперсности принята из условия максимального заполнения объема между частицами с d_{max} . Таким образом распределяются функции:

- частицы с d_{max} несут основную нагрузку нормального одноосного сжатия;

- частицы с меньшим диаметром создают трехосное сжатие для частицы с d_{max}, тем самым исключая возможность ее хрупкого разрушения, которое наиболее вероятно при одноосном сжатии.

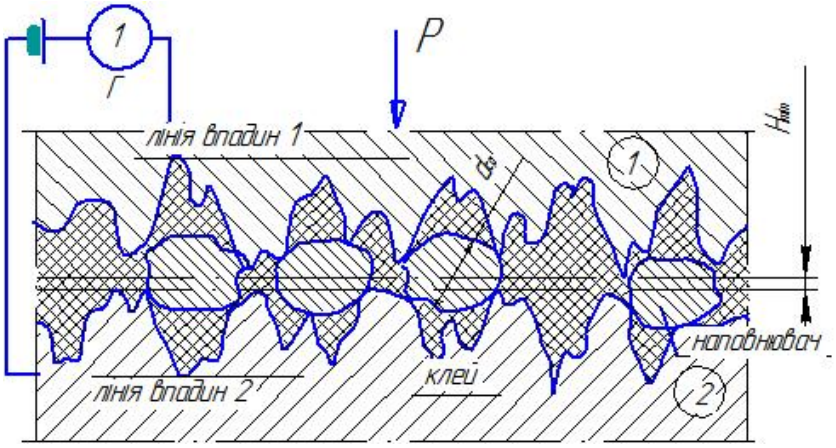


Рисунок 1.Схема регулирования, стабилизации и обеспечения оптимальной толщины клеевой прослойки с помощью введения мелкодисперсных частиц абразивного порошка наполнителя

Разрушение частицы с d_{max} неизбежно приведет к электрическому короткому замыканию.

Испытание образца клеерезьбового соединения с полидисперсным наполнителем при d_{max} =500 мкм показало критическую нагрузку свыше 40 т (не хватило шкалы разрывной машины). Исходное суммарное электросопротивление $R_{сум}$ = 1,3 МОм оставалось неизменным при максимальной нагрузке.

По принятой в курсе деталей машин методике расчета на прочность резьбового соединения напряжение сжатия на большом витке составило σ_=260МПа, на малом витке σ_=574МПа при пределе текучести стали $\sigma_т$=370Мпа.

Рисунок 2. Сравнительная диаграмма прочности клеевых соединения

Выводы. Из диаграммы (рис.2) видно преимущество предлагаемого способа склеивания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кардашов Д.А. Новые клеи на основе синтетических полимеров для склеивания металлов и неметаллических материалов, ЛДНТП. Л., 1964.-592 с.

2. Берлин А.А., Басин В.Е. Основы адгезии полимеров. М.:Химия, 1974.-392 с.

3. Адгезия. Клеи, цементы, припои. Под ред. Н.Дебройна, Р.Гувинка. М.: Издатинлит, 1954.-584 с.

4. Белый В.А., Егоренков Н.И., Плескачевский Ю.М. Адгезия полимеров к металлам. Минск: Наука и техника. - 1971.-288 с.

5. Elastic-plastic analysis of cracks in adhesive joints. Effect of bond thickness on fracture toughness / Ikeda Toru, Yamashita Akira, Miyazaki Noriyuki // Nihon kikai gakkai ronbunshu. A=Trans. Jap. Soc. Mech. Eng. A. - 1996.-62, № 602.-C.2200-2206.

6. Elastic-plastic analysis of cracks in adhesive joints (effect of bond thickness on fracture toughness)/ Ikeda Toru, Yamashita Akira, Miyazaki Noriyuki // 19th Int. Congr. Theor. and Appl. Mech., Kyoto, Aug. 25-31, 1996: Abstr. - Kyoto, 1996. -C.619.

7. Исследование напряженно-деформированного состояния межфазной трещины с учетом толщины клеевой прослойки / Пастернак Е.Г. // Придніпр. Наук. вісн. - 1996. -№ 5.-С.21.

8. Bond thickness effects upon stresses in single-lap adhesive joints. Ojalvo I.U., Eidinoff H.L. "AIAA Journal", 1978, 16, № 3.-C.204-211.

9. Effect of boundary conditions on relation between bending moment and tensile shear load for single lap joints / Amijima Sadao, Fujii Toru, fizuka Kouji.// Нихон сэттику кекайен=J. Adhes. Soc. Jap. - 1989.-25, № 2.-C.43-51.

10. Eichhorn F., Hahn O. Das Vernalten von Metallklebungen Bei Schlagbeanspruchung.. "Forschungsber. Landes Norbrein-Westfalen", 1974, № 2390, 119 S.

11. Tanaka Tsuneshichi, Taniyama Kiyoshi. Studies on the mechanical behaviors of steel/high density polyethylene/steel and steel/nylon copolymer/steel butt joint specimens. "Proc. 19th Jap. Congr. Mater. Res.", Kyoto, 1976.-C.179-185.

12. Adhesive tensile strengths of scarf and butt joints of steel plates. 3rd report. Relation between adhesive layer thickness and adhesive strengths of joints. Suzuki Yasuaki "Нихон кикай гаккай ромбунсю, Trans. Jap. Soc. Mech. Eng.", 1987, A3, № 487.-C.514-521. Дискус. 521-523.

13. The influence of bond line thickness on the strengths of structural adhesive joints / Adams R.D., Grant L.D.R., Pavier M. // 3rd Int. Conf. Struct. Adhes. Eng. III, Bristol, 30 June - 2 July, 1992: Pap. - London, 1992.-C.12/1-12/4.

14. Влияние природы металлического субстрата на адгезионную прочность соединений поливинилбутираль-металлы. Айнбиндер С.Б., Пильвинис Р.П. "Мех. полимеров", 1972, № 1.-С.81-86.

15. Size effect on ultimate torsional stress of adhesive bonded joint with a rectangular cross section. Matsui Kunio, Ueda Yoshiaki, Morikawa Yasufaka, Yoshino Takuya. ,,Нихон сэттяку кекайси, J. Adhes. Soc. Jap.'', 1987, 23, № 3.-C.96-102.

16. Adhesive-bonded T-type strength necessary for structural design of joint. Matsui Kunio Takeuchi Masanori. "Нихон сэттяку кекайси. J. Adhes. Soc. Jap." 1986.-22, № 12.-C.639-644.

17. Analiza wptywu grubosci skleiny na wartosc naprezen dopuszczalnych kleju. Godzimirski Jan. "Biul. WAT J. Dabrowskiego", 1982, 31, № 2.-C.101-108.

18. Giliberi Yvon, Collot Claude. Influence de l'epaisseur du joint d'adhesif sur la resistance mehanique de l'acier colle par l'intermediaire d'une resine epoxydique. "C. r. Acad.", 1977.- 284, № 9.-B.155-B158.

19. Effects of thickness on thermal stresses in a thin solder or adhesive layer / Kuo An-Yu, Chen Kuan-Luen // Trans. ASME. J. Electron. Packag. –1992.-114, № 2.-С.199-202.

20. Influence de l'etat de surface des subjectiles et de l'epaisseur de d'adhesif sur les proprietes mehaniques des joints colles. Gillbert Y. "ADHECOM: lere Semaine int. adhes. Et assem., Bordeaux, 15-18 avr., 1986". Bordeaux, 1986.-С.317-328.

21. Вирлич Э.Э. Пластические массы. - 1967.-№ 5.-С.65-68.

22. Коршак В.В., Давыдов А.Б., Акимова А.Я. Пластические массы. -1969.-№ 6. - С.56-58.

23. Чистяков А.М., Сухарева Л.А., Ковальчук Л.М. и др. Пластические массы. - 1967.-№ 5.-С.53-55.

24. Procede d'assemblage par collage de deux pieces on substrats: Заявка 2640006 Франция, МКИ[5] F 16 B 11/00; Assoc. Rech. et Develop. Meth. Et Proces sus Ind. - ¹ 8815911. Заявл. 05.12.88. Опубл. 08.06.90.

25. Норкин С.П., Каган М.Е. Пластические массы. -1967.-№ 7.-С.67-68.

26. А.с. № 362674 (СССР). Способ соединения листовых деталей. Налетов Б.П., Вагина Н.К., Зорин Б.И., Захаров В.А. БИ 1973, № 3, с.19.

27. Кузнецов В.А., Петрушин И.Е., Дашдамиров Т.Д. Сб. "Технология и оборудование высокотемпературной пайки" - МДНТП. - 1973.-С.116-117.

28. Петрушин И.Е., Лоцманов С.Н., Николаев Г.А. Пайка металлов. -М.: Металлургия, 1973.-280 с.

29. Значков Ю.К. Исследование прочности клеевых соединений при совместном действии нормальных и касательных напряжений. ИПП АН УССР. - Киев, 1978.

30. Kishimoto Waichiro, Imanaka Makoto, Amegina Sadao. "Нихон сэттяку кекайси, J. Adhes. Soc. Jap.", 1980.-16, № 12.-С.501-505.

31. Авдеев Е.А., Браташев Г.Л., Федоренко Н.А. Способ соединения деталей. Авт. свид. 625063 СССР, F 16 B 11/00, Бюл. 1978, № 35.

32. Огурцов А.П., Романов Р.А., Громов С.Л., Арцишевский В.В. Способ соединения деталей. Авт. свид. 775431 СССР, F 16 B 11/00. Бюл. 1980, № 40.

33. Effect of adhesive layer thickness on strength characteristics of adhesive bonded butt joint specimen under static tensile and push-pull fatigue load condition. Nakayama Hideaki, Tozawa Kenzo, Hirano Akihiko, Ohkubo Osamu. "Proc. 22 nd Congr. Mater. Res., Kyoto, 1978". Kyoto, 1979.-С.162-168.

34. ГОСТ 2789-73. Шероховатость поверхности. Параметры, характеристики, обозначения.

35. Контактирование шероховатых поверхностей через полимерный слой. Макушкин А.П., Крагельский И.В. "Трение и износ", 1986.- 7, № 1.-С.5-15.

РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НАГРУЗОК КЛИНОРЕМЕННОГО ВАРИАТОРА

Кухтов В. Г.[1], проф. д. т. н., Лысенко С. В.[1], Самарин А.Е.[2]
[1]*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко (Украина)*
[2]*Херсонская государственная морская академия (Украина)*

Постановка проблемы. Вводимые конструктивно - технологические изменения приводят к ужесточению эксплуатационных режимов нагружения, что необходимо учесть при проектировании и проведении испытаний. Необходимо проведение расчётных исследований ресурсоопределяющих конструкций, в частности вариатора барабана.

Цель. Провести расчетные исследования эксплуатационных режимов нагружения деталей вариатора молотильного барабана.

Результаты работы. В гидроуправляемых вариаторах необходимое натяжение ветвей ремня создается осевым воздействием пружин, кулачков или нажимных устройств гидравлического типа. Поэтому для обеспечения работоспособности вариатора и его расчета необходимо определить осевые силы. Особенно важно это для систем с автоматическим регулированием, использующих связь осевой силы со скоростным и силовым режимами работы вариатора.

В настоящей статье изложен метод определения осевых усилий, учитывающий факторы, оказывающие влияния на величины этих осевых усилий. Особенностью этого метода является учет пространственной картины сил взаимодействия клинового ремня и дисков вариатора.

Будем считать, что между ремнем и шкивом имеет место нормальное давление по всей поверхности контакта интенсивностью F_n, скольжение в направлении касательной дуги окружности контакта ремня со шкивом в пределах дуги скольжения α_c и скольжение в направлении образующей конусной поверхности дисков в пределах дух α_c'', $\alpha_п'$, где происходит радиальное перемещение ремня.

Осевую силу следует находить по участкам дуги обхвата $\alpha_п'$, $\alpha_п''$ и α_c в соответствии с особенностями взаимодействия ремня и шкива на каждом участке, рис. 1 с учетом рекомендаций [1].

Осевая сила, действующая на элемент *abcd* ремня на дуге скольжения ведомого шкива, будет (рис. 1, *в*)

$$dF_x = dF_n\left(\cos\frac{\varphi}{2} - f\sin\beta\,\sin\frac{\varphi}{2}\right) \qquad (1)$$

Вводим силы F_1 и F_2 — натяжение ведущей и ведомой ветви ремня. Окружная сила, передаваемая ремнем, будет

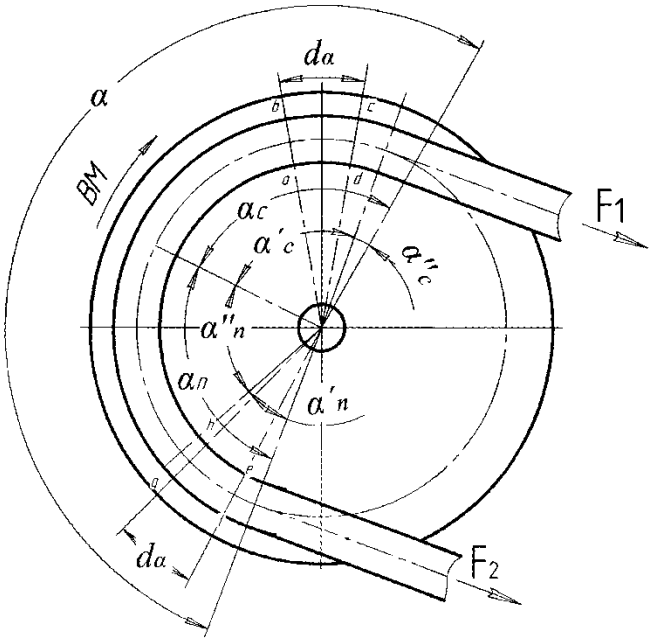
$$F_t = F_1 - F_2. \qquad (2)$$

Решая совместно формулу Эйлера $\frac{F_1 - F_ц}{F_2 - F_ц} = e^{\alpha_c f'} = m$ и формулу (2), находим

$$F_1 = F_t\frac{m}{m-1} + F_ц;\quad F_2 = F_t\frac{1}{m-1} + F_ц \qquad (3)$$

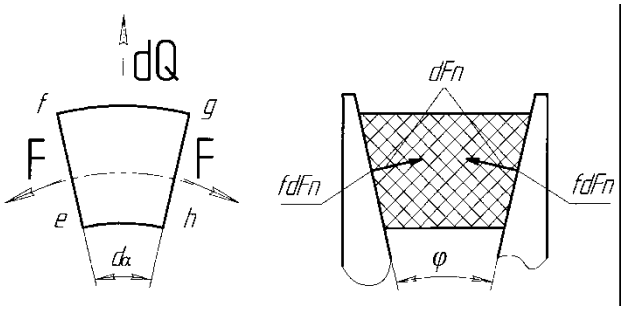
Тяговая способность характеризуется окружной силой

$$F_t = \frac{m-1}{m}(F_1 - F_2), \qquad (3а)$$



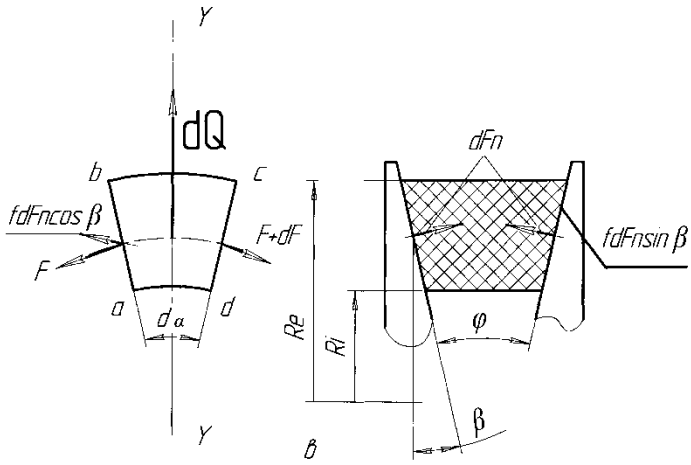
а

а - положение дуг сцепления $\alpha_п$ и скольжения $\alpha_с$;



б

б – усилия на элемент ремня на дуге покоя (сцепления) $\alpha_п'$;



в – усилия на элемент ремня на дуге скольжения $\alpha_с'$.

Рисунок 1. Схема взаимодействия ремня со шкивом или коэффициентом тяги: *dQ* - центробежная сила, *F* и *F* + *dF* – сила натяжения ремня, dF_n - нормальная сила, $fdF_п$ - сила трения, β — угол между вектором скорости скольжения и касательной к окружности, φ — угол канавки

$$\psi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{m-1}{m} \tag{4}$$

Полная осевая сила на ведущем шкиве

$$F_{x1} = \frac{F_t}{2zf}\cos\frac{\varphi}{2} + \frac{F_1 - F_ц}{2z}\left[\frac{\alpha'_{п1}}{tg\left(\frac{\varphi}{2}+\rho\right)} + \frac{\alpha''_{п1}}{tg\frac{\varphi}{2}}\right] \tag{5}$$

и на ведомом

$$F_{x2} = \frac{F_t}{2zft}\left(\cos\frac{\varphi}{2} - f_r \sin\frac{\varphi}{2}\right) + \frac{F_2 - F_ц}{2z}\left[\frac{\alpha'_{п2}}{tg\left(\frac{\varphi}{2}+\rho\right)} + \frac{\alpha''_{п2}}{tg\frac{\varphi}{2}}\right] \tag{6}$$

Необходимо иметь в виду, что при сложности взаимодействия ремня и шкива и необходимости принятия ряда допущений теоретические значения осевых сил могут отличаться от действительных в пределах до 20 %.

Вышеизложенное проведено для стационарного скоростного режима. Исследования Ю. М. Мартыхина [2] показали, что при переходных режимах в процессе регулирования скорости взаимодействие ремня со шкивами то же, что и при установившейся скорости. Различие проявляется лишь в том, что при сближении дисков шкива угол скольжения уменьшается, и тяговая способность данного шкива увеличивается; при раздвижении дисков происходит обратная картина.

Кроме того, в процессе перемещения дисков дополнительно возникают сила трения на шпонке или шлицах ($F_ш$) за счет передаваемого момента и сила трения на валу ($F_в$) в результате действия защемляющего момента от несимметричности приложения осевой силы F_x и от натяжений ветвей ремня — силы, действующей на вал F_a, определяемой по формуле (7).

$$F_a = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2\cos(180-\alpha)} - (1-K)F_ц \sin\frac{\varphi}{2} \tag{7}$$

где К – коэффициент учитывающий влияние центробежных сил:

$$К = \frac{4C_р cos^2\gamma}{C_д + 4C_р cos^2\gamma}$$

$C_р$ - продольная жесткость ремня;

$C_д$ – жесткость деталей передачи в направлении линии центров;

γ - угол между прямолинейной ветвью и линией центров;

α - угол обхвата действительный.

При нагружении подвижного диска по схеме рис. 2 реакции на кромках ступицы

$$R_1 = \frac{F_x a + 0{,}5F_a b}{l} \text{ и } R_2 = R_1 - 0{,}5F_a,$$

где *a* и *b* — координаты центра приложения равнодействующей элементарных сил на рабочей поверхности.

Общая сила трения при перемещении диска

$$F_{тр} = F_ш + F_в = \left(\frac{2M}{d_в} + R_1 + R_2\right) f_в \tag{8}$$

Здесь $d_в$ и *l* – диаметр посадочной поверхности и длина ступицы;

$f_в$ — коэффициент трения ступицы по валу.

М – крутящий момент

Приближенно можно принять, что силы F_x и F_a приложены в центре тяжести дуги обхвата, рис.3; 4 [3].

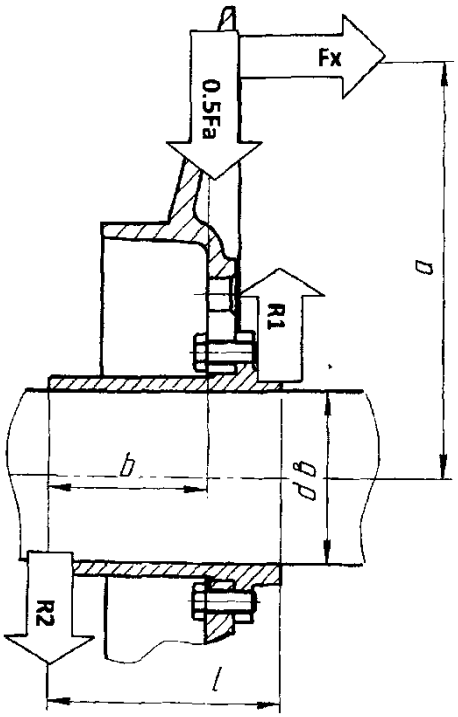


Рисунок 2. Схема усилий, действующих на подвижный диск.

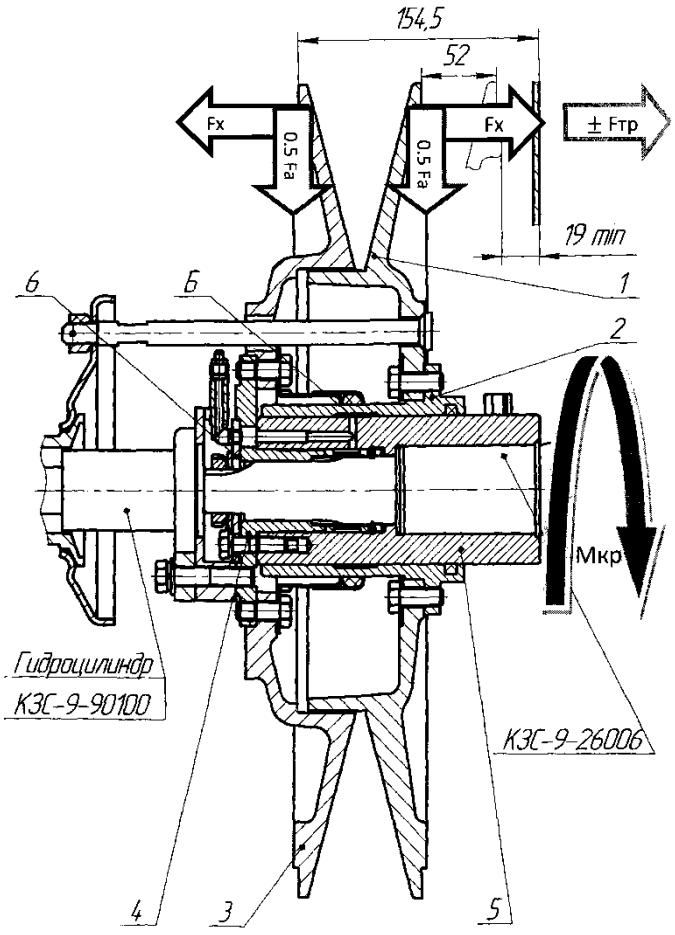


Рисунок 3. Схема сил и моментов действующих в ведущем блоке вариатора: 1 - диск подвижный; 2 - ступица подвижная; 3 - диск неподвижный; 4 - ступица неподвижная; 5 - вал полый; 6 - прокладка.

Сила трения $F_{тр}$ при сближении дисков суммируется с осевой силой со стороны ремня на диск, при раздвижении дисков — вычитается из нее. При воздействии на данный шкив пружины в первом случае за счет силы трения осевое нажатие на ремень уменьшается, во втором — увеличивается.

Тяговую способность клиноременной передачи оценивают крутящим моментом $\mathbf{M_б}$, при котором наступает буксование ремня на одном из рабочих шкивов:

$$\mathbf{M_б} = F_{ош} DTh\left(\frac{f\alpha}{2}\right) / \left[1 - \mu th\left(\frac{f\alpha}{2}\right)\right] \quad (9)$$

где $F_{ош}$— усилие начального натяжения ремня, действующее на шкив с учетом центробежных сил;

D - расчетный диаметр шкива, на котором наступает буксование;

f - приведенный коэффициент трения ремня о шкив;

α - угол обхвата шкива, на котором наступает буксование;

μ - коэффициент, зависящий от способа натяжения ремня.

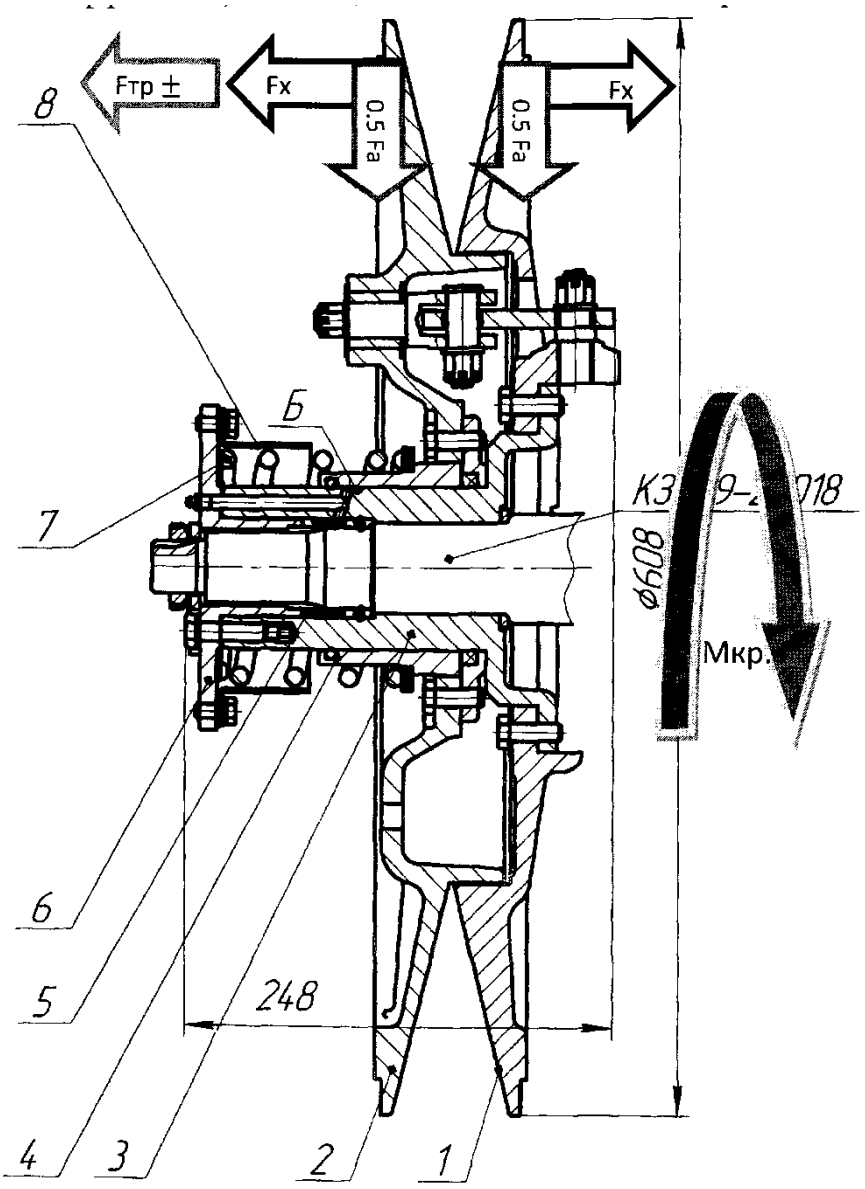


Рисунок 4. Схема сил и моментов действующих в ведомом блоке вариатора: 1 - диск неподвижный; 2 - диск подвижный; 3 –-ступица неподвижная; 4 - ступица подвижная; 5 - втулка; 6 - ступица; 7 - пружина; 8 - кожух.

Выводы. Рассмотрена методика определения действующих нагрузок на вариатор, использующая связь осевой силы со скоростным и силовым режимом работы.

При расчете приняты следующие данные:

- мощность двигателя N = 173кВт(235 л. с.);
- частота вращения номинальная n_{nom} = 2000 мин$^{-1}$;
- максимальный крутящий момент $M_{кр}$ = 932 Н.м(95 кгс. м);
- частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте n = 1300…1500 мин$^{-1}$.
- частота вращения $n_{бар.}$ = 700…850 мин$^{-1}$

Результаты расчета:

- окружная сила F_t = 1577 Н;
- натяжение ведущей и ведомой ветви F_1 = 3196,9 Н, F_2 = 1619,6 Н;
- осевая сила F_x = 9328,5Н;
- сила действующая на вал $F_в$ = 4805 Н;
- сила трения $F_{тр}$ = 4953 Н.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пронин Б.А. Ревков В.Г. Бесступенчатые клиноременные передачи (Вариаторы). М. «Машиностроение», 1980. - 320 с.

2. Мартыхин Ю. М. Характер взаимодействия клинового ремня со шкивами вариатора в переходном режиме.- В кн.: Бесступенчато - регулируемые передачи. Ярославский политехнический институт, 1976, вып. I с. 11-15.

3. Лебедев П.А. Пронин Б.А. Определение осевых усилий в клиноременных вариаторах. В кн.: Передаточные механизмы. М.: Машиностроение. 1966. с. 3-16.

МОДЕЛЮВАННЯ ВТУЛКОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ ЗАТИСКУ ТА ДИНАМІЧНОЇ СТІЙКОСТІ СКЛАДОВИХ САМОНАЛАГОДЖУВАЛЬНОГО ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ БАГАТОЛЕЗОВОЇ ОБРОБКИ

Луців І.В., Волошин В.Н., Буховець В.М.
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Актуальність досліджень. Процес лезової токарної обробки супроводжується пружними деформаціями та вібраціями, які чинять шкідливий вплив на параметри точності та якості оброблюваної поверхні, стійкість інструменту і довговічність верстату. В процесі обробки в технологічній системі появляються згинні та крутильні коливання, що зумовлено наявністю і взаємним впливом технологічних умов різання, зовнішніх збурюючих сил і деформаційно-пружних характеристик технологічної оброблювальної системи. Крутильні коливання, які виникають у приводі під час кінцевих токарних операцій, призводять до коливань сили різання, а нерівномірна жорсткість затискного пристрою, що має дискретне розташування затискних елементів по контуру затиску, спричиняє зміну складових радіальних відтискань. Все це негативно впливає на точність і якість оброблюваної поверхні. Тому адаптація багатолезового оснащення до зміни радіальної та крутильної жорсткості підсистеми «затискний пристрій-заготовка» та забезпечення незмінної радіальної жорсткості затискних пристроїв по куту повороту є актуальною науковою задачею і одним із способів покращення точності та якості оброблюваних поверхонь.

Аналіз останніх досліджень та постановка задач дослідження. На сьогоднішній день вченими та винахідниками запропоновано ряд технічних рішень, які направлені для забезпечення її точного та надійного затиску в процесі обробки [1] та стабілізацію осі деталі або інструменту в просторі [2, 3]. Приведені в цих роботах способи, механізми і прийоми зменшення пружних деформацій деталей при однолезовій токарній обробці передбачають, зокрема, застосування схем додаткових опор, зміну схеми обробки, керування жорсткістю системи, керування вібраціями та ін. У порівнянні з однолезовою обробкою багатолезове різання є одним із ефективних і високопродуктивних методів зменшення макро- і мікропохибок обробки та неприпустимих коливань при різанні. Науковим основам створення і дослідження багатолезового оснащення із само встановлюваними механізмами присвячена робота [4], а адаптації багатолезового оснащення – робота [5]. В роботі [6] розглядаються питання підвищення вібростійкості процесу точіння багаторізцевими головками тонкостінних труб з врахуванням характеру розподілу жорсткості затискної оправки по її осі. Питанням компенсації нерівномірної жорсткості по куту повороту затискного патрона при обробці довгих та коротких тонкостінних деталей за рахунок активних одноінструментальних систем з п’єзоприводами присвячена робота [7]. В роботах [6,7] значну увагу приділено дослідженню жорсткості системи «затискний пристрій-заготовка». Нерівномірності радіальної жорсткості по куту повороту пристроїв для затиску заготовок можна уникнути шляхом реалізації схем затиску із рівномірно розподіленим зусиллям затиску по контуру контактування заготовки із затискними елементами. Такі схеми затиску реалізовані в затискних пристроях із оболонковими та втулковими елементами затиску. Тому задачами даного дослідження є: 1) встановлення впливу геометрії втулкових елементів затискного оснащення та силових параметрів на діапазон затиску заготовок та напружено-деформований стан; 2) аналіз динамічної стійкості самоналагоджувальної системи багатолезової обробки із затискними пристроями з рівномірним розподілом зусилля затиску.

Моделювання втулкових елементів затиску затискних пристроїв, як підсистеми комплексного оснащення для багатолезової обробки. Самоналагоджуване комплексне оснащення для багатолезової обробки складається із підсистеми адаптивного затиску заготовки та адаптивної підсистеми обробки заготовки (рис.1), які пов'язані між собою і повинні забезпечувати виконання основної функції – забезпечення точної і якісної обробки поверхонь обертання.

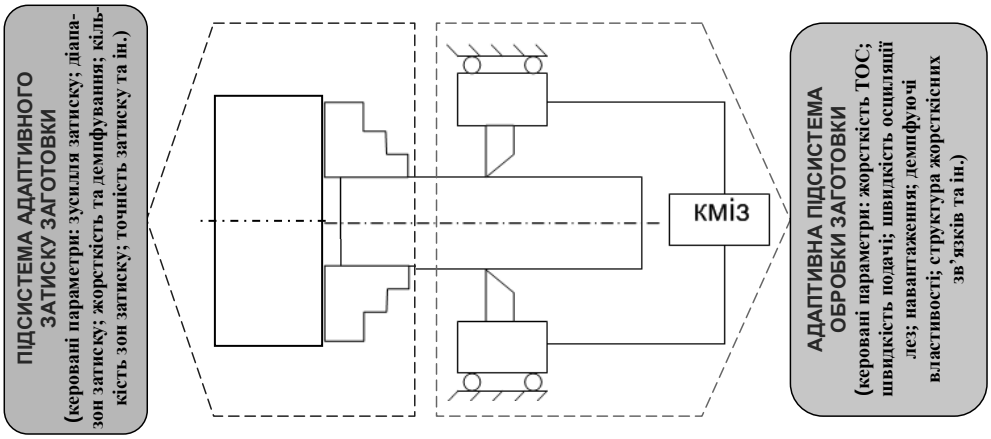
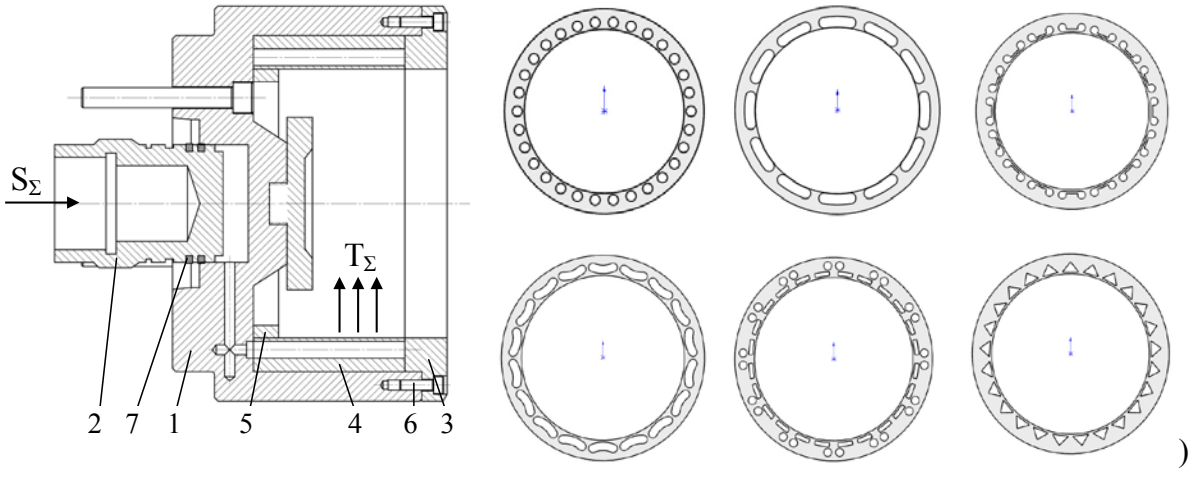


Рисунок 1. Складові самоналагоджувального комплексного оснащення для токарної обробки

Важливою складовою самоналагоджувального комплексного оснащення для токарної обробки є пристрої для затиску заготовок, які суттєво впливають на точність, якість та продуктивність обробки. Основні показники затиску багато в чому визначаються типом пристрою і схемою замикання в ньому сил затиску. З точки зору забезпечення показників точності затиску та незмінності радіальної жорсткості по куту повороту найкращим варіантом є замикання силового контуру затискного пристрою по колу. Такі схеми затиску реалізовані в гідравлічних затискних пристроях (рис.2,а) із оболонковими та втулковими затискними елементами (рис.2,б).

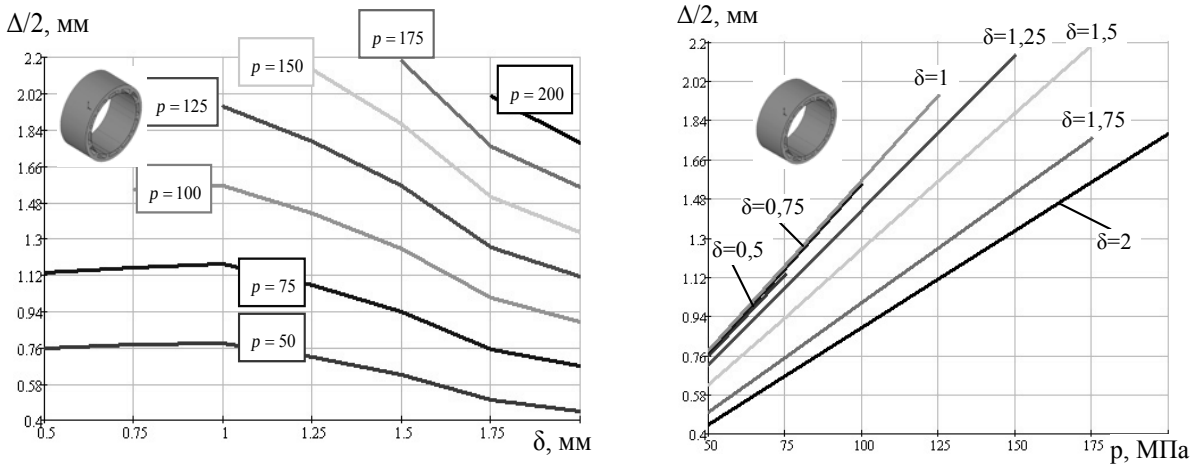


а) б

Рисунок 2. Конструкція гідравлічного затискного пристрою (а) та варіанти конструктивного виконання втулкових елементів затиску (б): 1 – корпус; 2 – поршень; 3– фланець; 4 – втулковий затискний елемент; 5 – кільце; 6 – гвинт; 7 – манжета

Дослідження впливу форми отворів та товщини стінки втулкових елементів затиску, а також силового навантаження зі сторони приводу затиску на діапазон затиску заготовок втулкових елементів затиску проводилося по їх напружено-деформованому

стану за допомогою пакета CosmosWorks. Комп'ютерне моделювання втулкових затискних елементів здійснювалося для товщини стінки δ=0,5…2 мм при зміні гідравлічного тиску в патроні p=50…200 МПа. По оброблених даних, отриманих в результаті скінченно-елементного аналізу, з використанням пакету прикладних програм MathCAD побудовані залежності діапазону затиску Δ від товщини втулкового елемента δ та гідравлічного тиску p у затискній системі для приведених на рис.2,б втулкових елементів затиску (рис.3).



а) б)

Рисунок 3. Залежність діапазону затиску Δ від товщини стінки δ (а) та тиску в системі затиску p (б)

Аналіз отриманих результатів для втулкового елемента, який забезпечує найбільший діапазон затиску, показує, що із збільшенням товщини стінки в 2 рази (від 1 до 2 мм) діапазон затиску змінюється у 1,5…1,8 рази в залежності від тиску; при цьому ця залежність є нелінійною (рис.3,а). Як свідчать результати моделювання, із збільшенням тиску в системі затиску діапазон затиску збільшується, причому ця залежність є лінійною (рис.3,б).

Моделювання динамічної стійкості самоналагоджувальної багатолезової обробки із затискними пристроями, які мають постійну жорсткість по куту повороту.

Пружну систему верстату у взаємодії з робочими процесами (різання, тертя, затиску) можна зобразити замкнутою функціонально-структурною схемою. Кінематичний міжінструментальний зв'язок (КМІЗ) між лезами при багаторізцевій обробці забезпечує створення тонкого і чутливого механізму керування процесом різання внаслідок зміни подач різальних елементів. Еквівалентна пружна система (ЕПС) в загальному випадку знаходиться під дією N процесів різання, а КМІЗ, крім того, утворює в самих процесах різання зворотні зв'язки (рис.4).

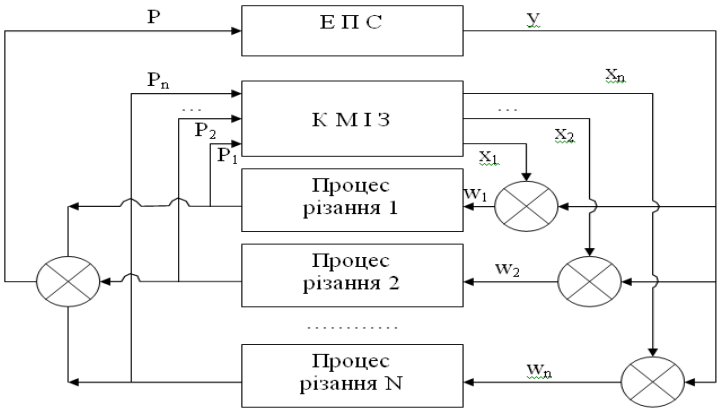


Рисунок 4. Узагальнена блок-схема верстатно-інструментального оснащення із КМІЗ при багатолезовому різанні

Розглядувана динамічна система за своєю сутністю є замкнутою системою автоматичного регулювання процесу різання і представляє собою сукупність організованих структурно динамічних ланок. При цьому для дослідження границь вібростійкості зручно скористатись алгебраїчними методами, з допомогою чого вивести залежність граничного коефіцієнту різання k_p, від параметрів системи і режимів різання, при яких не виникають недопустимі автоколивання.

Передаточна функція розімкнутої системи багатолезової обробки із КМІЗ, яка характеризує власні динамічні властивості цієї системи і моделює її вібростійкість, дозволяє сформувати характеристичний поліном, який в розглядуваному випадку має вигляд:

$$P^* = S(mS + h_x)(TS + 1)(M_y S^2 + H_y S + C_y) +$$
$$+ \mu_{тр} \sin^2 \varphi \cdot k_p (M_y S^2 + H_y S + C_y) + q \cdot \mu_{тр} \cos^2 \varphi \cdot k_p \cdot S(mS + h_x)$$

Прирівнюючи характеристичний поліном системи до нуля, отримують характеристичне рівняння замкнутої системи, за яким і досліджують її вібростійкість (в даному випадку m і h_x - приведені маса різцетримачів і коефіцієнт їх осьового демпфування; T - приведена динамічна стала стружкоутворення для багатолезової обробки; $\mu_{тр}$- коефіцієнт тертя стружки до передньої поверхні, а φ - головний кут в плані різців; q - коефіцієнт (q=2 і 1,5 - відповідно для дволезової і трилезової обробки).

В загальному вигляді отримання границі вібростійкості є надто громіздким, тому при аналізі застосовано ПК і використано стандартний пакет MathCad. У цих програмах використано алгоритм обчислення границі вібростійкості у припущенні, що система обробки представлена одномасовою моделлю із параметрами M_y, H_y, C_y (що чисельно дорівнюють значенням інерційних, демпфувальних та жорсткісних параметрів пружної системи для багатолезової обробки) і динамічною характеристикою процесу різання. В певному діапазоні параметрів задачу про динамічну стійкість багатолезового оснащення із КМІЗ можна розглядати без врахування радіального демпфування, тобто при умові H_y=0. Такий же підхід можна застосувати до процедури аналізу, припускаючи, що радіальне демпфування є оптимальним. Тоді отримаємо після деяких перетворень нерівність, яка дає можливість визначити аналітично мінімально можливу границю вібростійкості:

$$k_{p\min} = \frac{1 + \frac{T}{T_x}}{2bT} h_x \left[-q \frac{m}{M_y} \left(1 + \frac{T}{T_x} \right) + 1 + \omega^2 \cdot T \cdot T_x \right],$$

а також максимально можливий коефіцієнт різання: $k_{p\max} = 2 \cdot k_{p\min}$.

Із застосуванням цього підходу визначені границі стійкості до автоколивань багатолезової обробки із КМІЗ при різних режимах різання.

Зміна граничного коефіцієнту різання при багатолезовому самоналагоджувальному різанні суттєво відрізняється від випадку однолезової обробки. Адже при n=1 вібростійкість при зміні подачі супорта має яскраво виражений мінімум. На рис.5, а (V=0,6м/с) цей мінімум має місце при $s^I_{\min} = 0{,}3$ мм/об. В той же час при n=2, 3, 4 (і застосуванні КМІЗ) граничний коефіцієнт різання із збільшенням подачі монотонно знижується по залежності, близькій до гіперболічної (рис. 5, б; V=1 м/с). Граничний коефіцієнт різання у функції від швидкості різання має виражений зростаючий характер. Це відмінна риса багатолезової обробки із КМІЗ порівняно із однолезовою, для якої ця залежність має мінімум. Підтверджується і висновок, що багатолезова обробка із КМІЗ з точки зору вібростійкості є ефективнішою при менших значеннях подач s=0,4 мм/об і s=0,6мм/об порівняно із більшими подачами s=0,8 мм/об і s=1,0 мм/об.

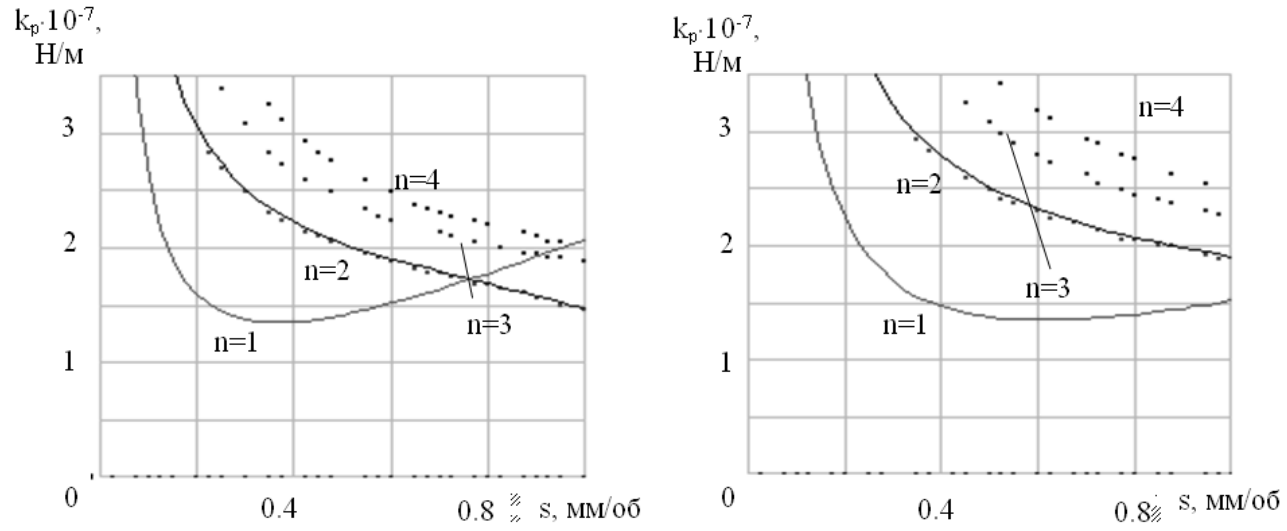


Рисунок 5. Залежність границі вібростійкості від загальної подачі супорта при однолезовій та багатолезовій самоналагоджувальній обробці

Висновки. В результаті моделювання з використанням CAD/CAE-систем отримані на основі картин напружено-деформованого стану залежності діапазону затиску заготовок затискними пристроями з різними типами втулкових затискних елементів в залежності від товщини стінки та силового навантаження зі сторони приводу затиску. Отримані діаграми вібростійкості системи багатолезової обробки наглядно ілюструють зміну запасу динамічної стійкості по граничній стружці для багаторізцевого точіння із КМІЗ.

ЛІТЕРАТУРА

1. Кузнецов Ю.Н., Волошин В.Н., Неделчева П.М., Эль-Дахаби Ф.В. Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием: Монография/ Под ред. Кузнецова Ю.Н. – Габрово: Университетское издательство «Васил Априлов», 2010. – 724 с.

2. Базров Б.М. Технологические основы проектирования самоподнастраивающихся станков. – М.: Машиностроение, 1978. - 216 с.

3. Адаптивное управление технологическими процессами/ Ю.М. Соломенцев, В.Г. Митрофанов, С.П. Протопопов и др. – М.: Машиностроение, 1980. - 536 с.

4. Нагорняк С.Г., Луцив И.В. Предохранительные механизмы метало-обрабатывающего оборудования. – К.: Техника, 1992. – 72 с.

5. Кузнєцов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: Монографія/ Упоряд. Кузнєцов Ю.М. – К.: - Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 692 с.

6. Астахов С.А. Высокопроизводительное точение тонкостенных закаленных цилиндрических заготовок. Автореферат дисс. канд. техн. наук: 05.02.08. – Тула: ФГБОУ ВПО «Тульский государственный университет», 2012. – 16 с.

7. U. Heisel, C. Kang. Model-based form error compensation in the turning of thin-walled cylindrical parts// Prod. Eng. Res. Devel. – No 5. – 2011.– s. 151 – 158.

АНАЛІЗ ПРИЧИН РУЙНУВАННЯ МУФТИ НАСОСНОГО АГРЕГАТУ РУЛЬОВОЇ МАШИНИ

Проценко В.О.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Актуальність. В теперішній час транспортні судна складають основу морського і річкового флоту – близько 90 % загального тонажу. Рульова машина є одним із основних допоміжних механізмів транспортного судна, оскільки вона забезпечує його керованість і безпеку плавання. Абсолютна більшість рульових машин сучасних суден виконані гідрофікованими із поворотом балера лопатевим гідромотором або гідроциліндрами. Джерелом енергії для гідроприводу рульових машин є насосний агрегат у складі трьох основних ланок: електродвигуна, сполученого з ним гідронасоса, найчастіше аксіально-плунжерного типу, та зєднувальної пружно-компенсючої муфти. Відмова будь-якої з трьох із названих ланок насосного агрегату може призвести до відмови рульової машини, аварії судна в цілому та навіть катастрофи [1]. З огляду на це, забезпечення безвідмовності суднових рульових машин та їх агрегатів є актуальною задачею в сучасних умовах.

Задачі дослідження. На одному з універсальних транспортних суден закордонної компанії мала місце відмова насосного агрегату гідравлічної рульової машини MSE-2Z-SL400/45-K фірми «Mariner» з поршневими гідроциліндрами (рис. 1), що розвиває момент на балері 800 кН·м.

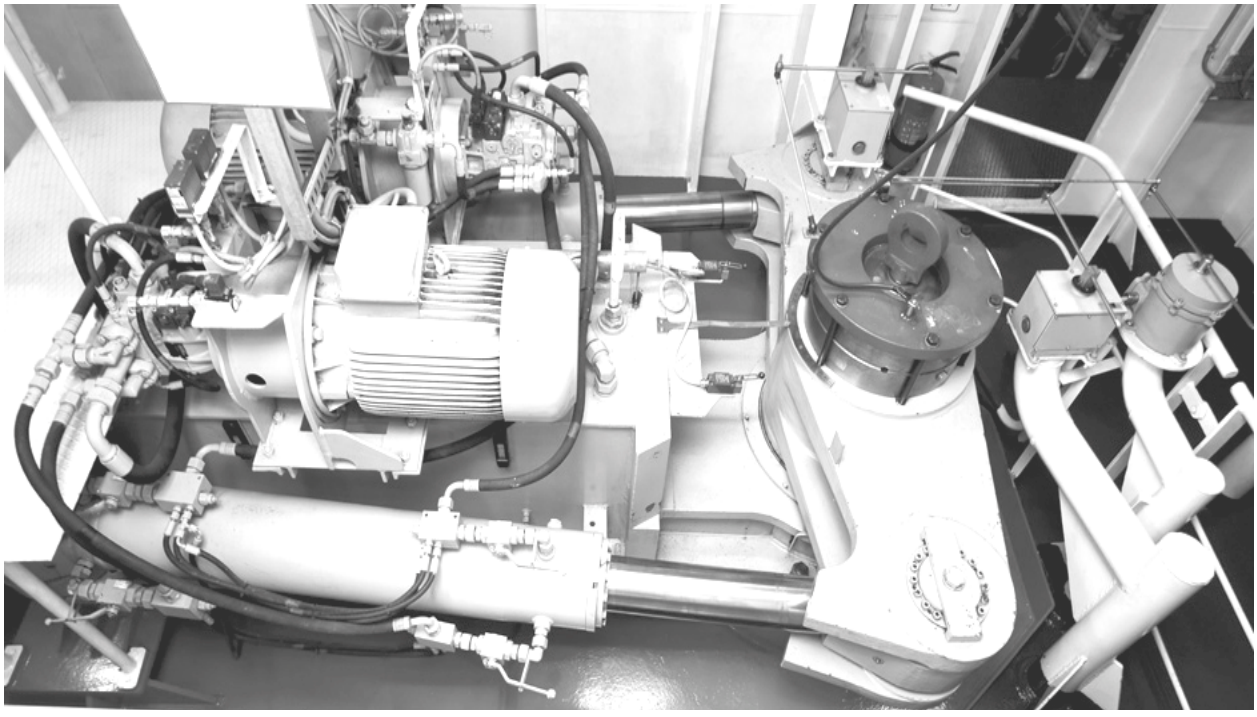


Рисунок 1. Загальний вид рульової машини MSE-2Z-SL 400/45-K

Насосний агрегат машини містить електродвигун потужністю N = 49 кВт при частоті обертання n = 1750 хв$^{-1}$. Електродвигун сполучений з аксіально-плунжерним гідронасосом, що розвиває тиск до 22 МПа, муфтою з пружною зірочкою. Муфта ROTEX 65 GJL фірми KTR складається з двох однакових чавунних напівмуфт із торцевими виступами-кулачками між якими своїми вісьмома зубцями-пелюстками (z = 8) встановлений пружний елемент у вигляді зірочки із поліуретану T-PUR твердістю

85…90 одиниць за Шором. Зовнішній діаметр пелюсток пружної зірочки D = 135 мм, внутрішній діаметр d = 75 мм, ширина b = 26 мм.

Відмова насосного агрегату виникла через руйнування пружної зірочки та викликала необхідність введення в роботу резервного агрегату. Руйнування пружної зірочки мало характер оплавлення поверхонь чотирьох робочих пелюсток (при обертанні в кожному напрямку працює половина з них) (рис. 2).

Задачами даної роботи є встановлення причин, розкриття механізму руйнування пружного елементу муфти та розробка заходів щодо підвищення безвідмовності насосного агрегату.

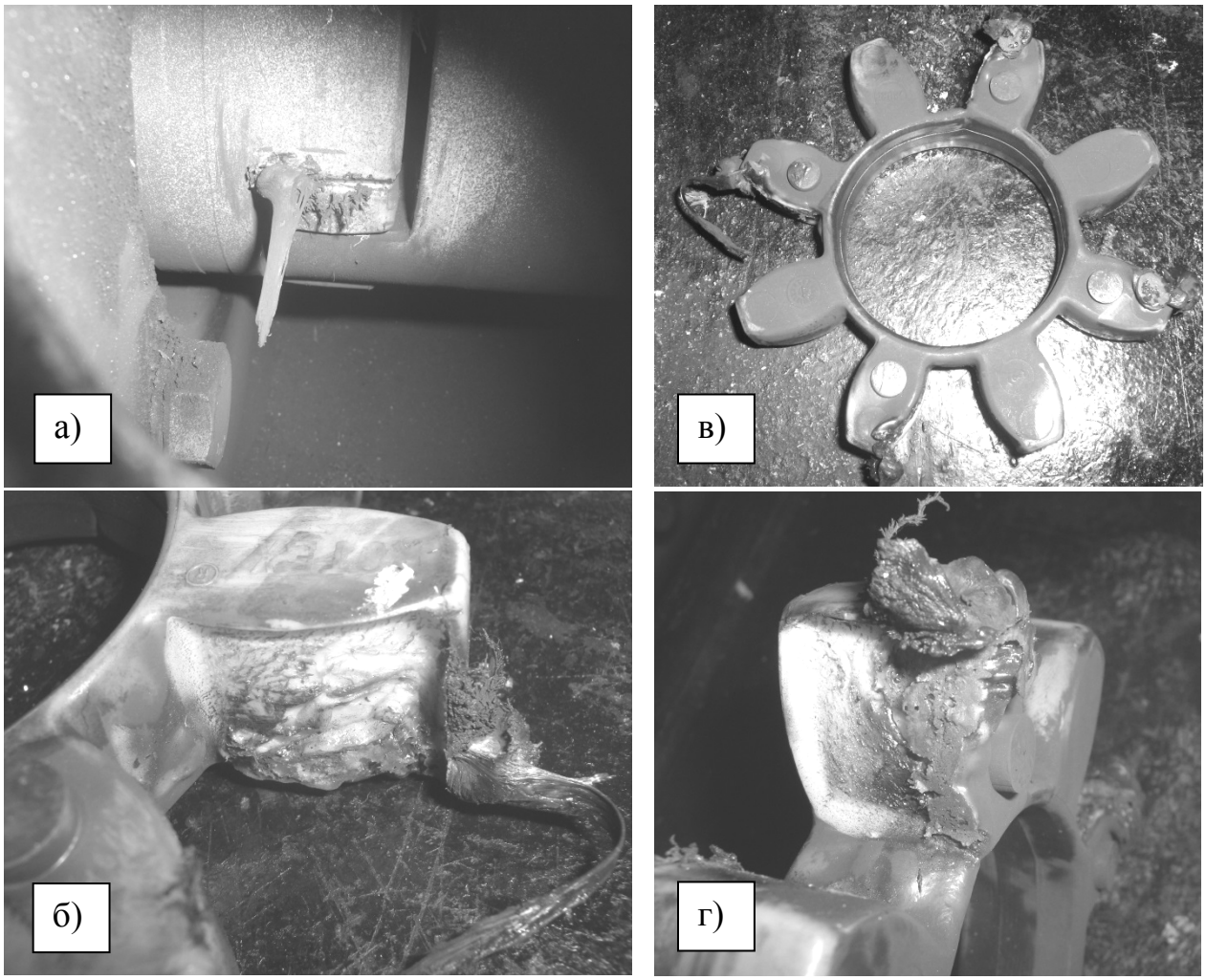


Рисунок 2. Характер руйнування пружного елементу муфти

Виклад основного матеріалу. На оплавлення пелюсток муфти витрачена енергія у формі тепла. Виявлення її джерела дасть можливість розкрити механізм руйнування пружного елементу муфти та розв’язати інші поставлені задачі. Джерелом теплової енергії в даному випадку може бути внутрішнє тертя в матеріалі пружного елементу муфти (перший можливий варіант механізму руйнування) або зовнішнє конструкційне тертя пелюсток муфти по виступах-кулачках напівмуфт (другий можливий варіант механізму руйнування), оскільки будь-які нагрівальні елементи в даній конструкції відсутні.

Розглянемо перший варіант механізму руйнування пружного елементу муфти. Загальновідомо, що еластомірні матеріали характеризуються значним внутрішнім тертям, це обумовило їх використання для виготовлення пружних елементів муфт і одночасно створило проблему значного розігріву еластомірних деталей при роботі муфт, наприклад з тороподібною оболонкою, конічною шайбою та ін. Для виникнення розігріву матеріалу

пружних елементів від внутрішнього тертя до них повинна підводитись зовнішня енергія, найчастіше це енергія механічних коливань мас сполучених муфтою. Однак механічні коливання в системах типу насосного агрегату гідроприводу зазвичай незначні за рахунок високої власної демпфуючої здатності гідроприводу. Крім цього, проти цього варіанту виникнення теплової енергії свідчить те, що для оплавлення поліуретану необхідний його розігрів до температури близько 80 °С, при якій він втрачає твердість. При цьому кожна пелюстка пружної зірочки при передачі муфтою обертального моменту T, стискається коловою силою F_t (рис. 3) [2, 3]:

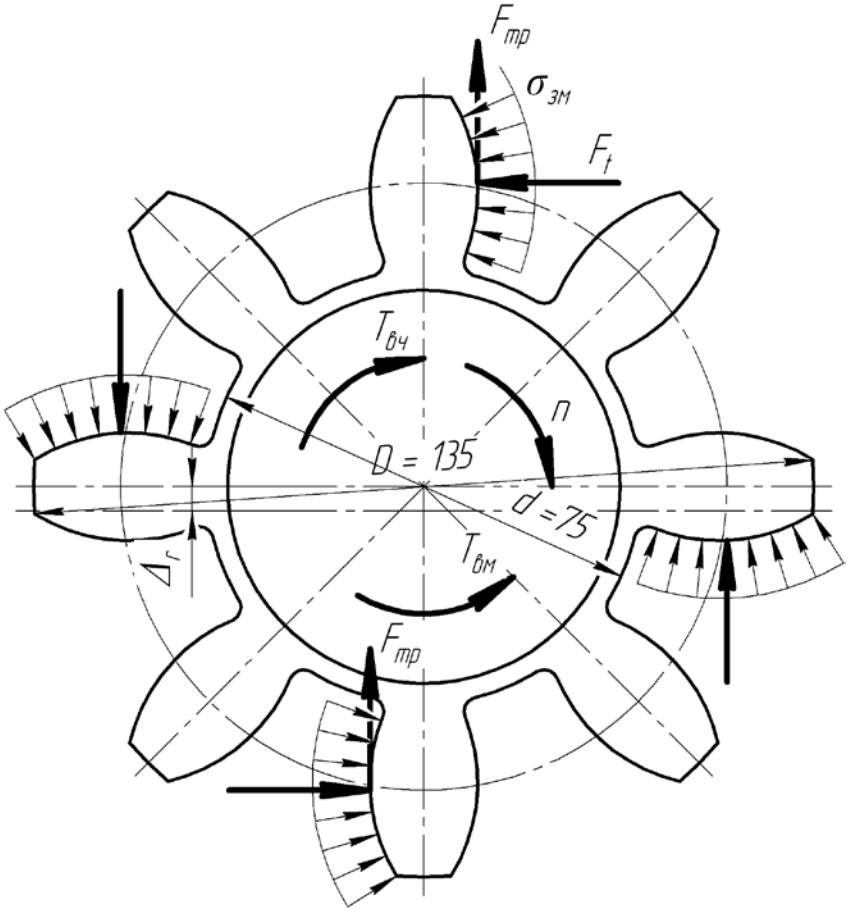


Рисунок 3. Розрахункова схема пружної зірочки

$$T = 9550\frac{N}{n} = 9550\frac{49}{1750} = 267{,}4 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (1)$$

$$F_t = \frac{8T}{z\times(D+d)} = \frac{8\times 267{,}4\times 10^3}{8\times(135+75)} = 1273H \approx 130 \text{ кг}. \quad (2)$$

Сила F_t викликає на пелюстках середні напруження зминання $\sigma_{зм}$:

$$\sigma_{зм} = \frac{2F_t}{(D-d)\times b} = \frac{2\times 1273}{(135-75)\times 26} = 1{,}64 \text{ МПа}. \quad (3)$$

Очевидно, що тепло від внутрішнього тертя, будь воно причиною руйнування, поширювалось би зсередини пелюсток до периферії – при цьому пелюстки було би прогріто по всьому об’єму. Це, вкупі з дією стискаючої сили F_t, викликало б втрату пелюстками форми, або, простіше кажучи, їх «розчавлювання» кулачками напівмуфт. Однак з рис. 2, б, в явно видно, що первинна форма пелюсток залишилася незмінною. Наведені міркування та розрахунки доводять, що в даному випадку до оплавлення

пелюсток зірочки не могло привести тепловиділення від внутрішнього тертя в матеріалі пружного елементу.

Розглянемо другий варіант механізму руйнування пружного елементу муфти. Зовнішнє тертя пелюсток пружного елементу муфти по кулачках напівмуфт можливе за умови їх взаємного проковзування – наприклад при наявності радіальної неспіввісності Δ_r (рис. 3). При цьому між пелюстками та кулачками напівмуфт під час роботи муфти виникатиме сила тертя (коефіцієнт тертя поліуретану по чавуну ($f = 0{,}4$)):

$$F_{mp} = F_t \times f = 1273 \times 0{,}4 = 510 \text{ Н}. \quad (4)$$

Для аналізу можливості роботи муфти за наявності радіальної неспіввісності Δ_r і причини її виникнення розглянемо конструкцію насосного агрегату та з'єднання його валів у базовому виконанні (рис. 4). Агрегат містить аксіально-плунжерний гідронасос 1, який приводиться від електродвигуна 2 через пружну муфту з гумовою зірочкою 3. Гідронасос і електродвигун закріплені в отворах зварного корпуса 4, причому гідронасос закріплений через проставку 5. Посадки: електродвигуна у корпусі - перехідна, гідронасоса у проставці - перехідна, проставки у корпусі – із зазором. Аналіз цих посадок показує, що сумарний зазор у них може сягати максимальної величини S_{max} = 0,75 мм. Маса гідронасосу 1 становить 88 кг, а болти, якими його притягнуто до проставки 5 і проставку до корпусу 4 встановлено із зазором. Це означає, що всі зазори у спряженнях при роботі можуть бути вибрані в один бік і напівмуфти працюватимуть із радіальною неспіввісністю величиною до $\Delta_r = S_{max}$ = 0,75 мм. В той же час муфта з пружною зірочкою допускає величину радіального зміщення $[\Delta_r]$= 0,4 мм. Очевидно, що компенсуюча здатність муфти не відповідає умовам її роботи.

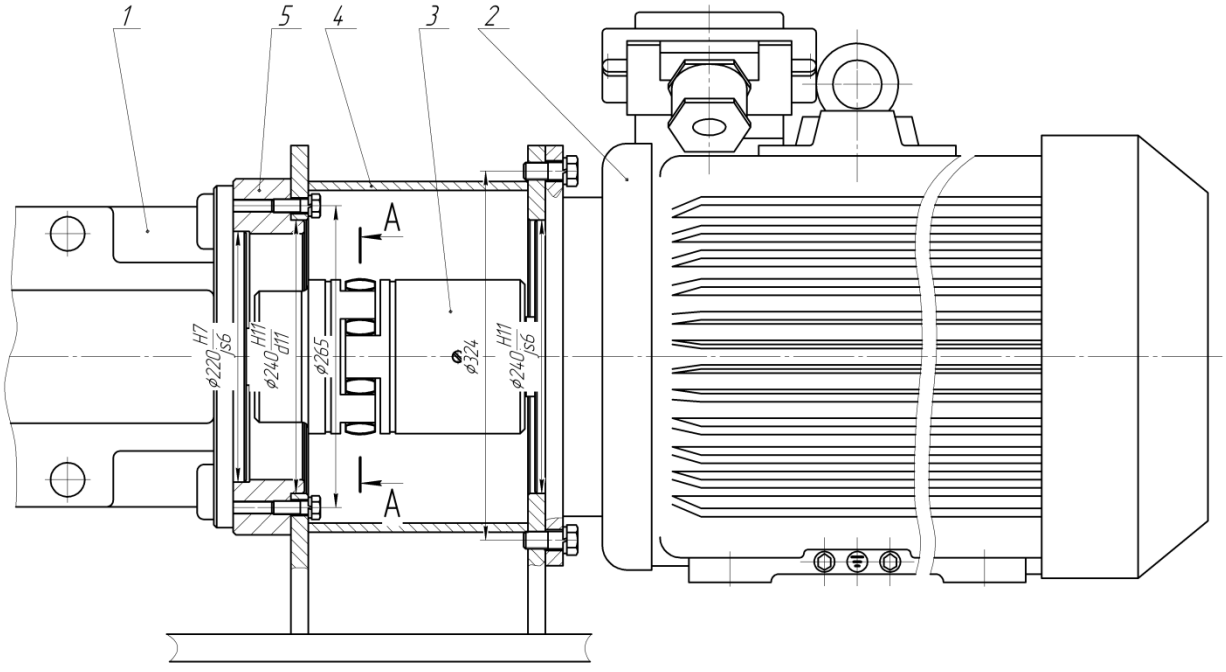


Рисунок 4. Схема базового варіанту з'єднання валів насосного агрегату

При цьому, робота тертя, яку здійснює сила тертя однієї пелюстки об кулачок напівмуфти на шляху Δ_r за один оберт муфти (при цьому відбувається два ковзання – вверх і вниз) становить:

$$A_{тр} = \frac{2 \times F_{тр} \times \Delta_r \times z}{2} = \frac{2 \times 510 \times 0,75 \times 10^{-3} \times 2}{2} = 3,1 Дж \,. \quad (5)$$

Секундна робота, або потужність сили тертя $N_{тр}$, яка перетворюється на тепловий потік $Ф$ становить**:**

$$Ф = N_{тр} = A_{тр} \times \frac{n}{60} = 3,1 \times \frac{1750}{60} \approx 90 Вт \,. \quad (6)$$

Неважко помітити, що ця потужність еквівалентна потужності нагрівального елементу паяльника і є достатньою для оплавлення пелюсток пружного елементу муфти. Механізм руйнування з виникненням нагріву за рахунок зовнішнього тертя пелюсток по кулачках, при русі тепла з поверхні зірочки в її середину, дозволяє пояснити оплавлення поверхні пелюсток без повного їх прогріву та втрату ними форми.

Основні заходи якими можна підвищити безвідмовність насосного агрегату можна звести до наступних напрямків:

1. Підвищення точності циліндричних поверхонь деталей спряжень насосного агрегату з метою зменшення зазорів у них при базовому варіанті з'єднання валів муфтою з пружною зірочкою;

2. Заміна муфти з пружною зірочкою на іншу, що має більшу компенсуючи здатність.

Перший напрямок потребує зміни технології виробництва деталей насосного агрегату та приведе до його здорожчання, тому неефективний.

Другий варіант можливо здійснити без суттєвого підвищення вартості насосного агрегату за рахунок заміни муфти з пружною зірочкою на іншу із більшою компенсуючою здатністю. Для даних умов підходить муфта з гумовим диском конструкції [4], що допускає роботу при неспіввісності $[\Delta_r]$= 1,0…1,5 мм. Установка муфти з гумовим диском замість муфти з пружною зірочкою не викликає ускладнень і може бути виконана без зміни конструкції насосного агрегату (рис. 5) в суднових умовах, наприклад під час ремонту.

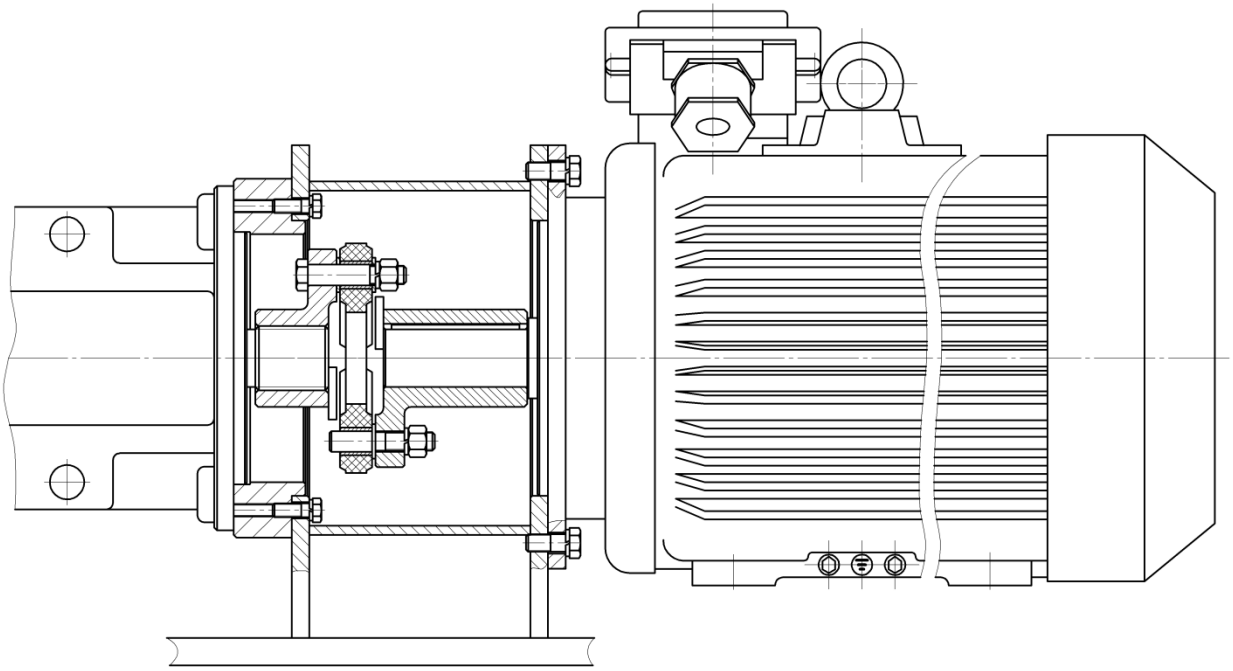


Рисунок 5. Схема модернізованого варіанту з’єднання валів насосного агрегату

Висновок. Встановлено, що оплавлення поверхонь пелюсток пружної зірочки муфти відбулося через зовнішнє тертя її пелюсток по кулачках напівмуфти. Джерелом для виникнення тертя стала наявність радіальної неспіввісності з'єднаних муфтою валів яка перевищувала її компенсуючу здатність. Конструкторами насосного агрегату була допущена помилка при виборі з'єднувальної муфти, що призвела до відмови агрегату в експлуатації. Підвищення безвідмовності насосного агрегату може бути досягнуто за рахунок заміни муфти із зірочкою на іншу, що має більшу компенсуючу здатність, наприклад муфту з гумовим диском. Подальші дослідження доцільно спрямувати на зміну властивостей матеріалу пружних зірочок, наприклад за рахунок їх модифікації наповнювачами та (або) обробку енергетичними полями [5] з метою збільшення теплопровідності та забезпечення антифрикційних можливостей.

ЛІТЕРАТУРА

1. Харин В.М. Судовые гидравлические рулевые машины / В. М. Харин. – Одесса: Феникс, 2004. – 280 с.

2. Прикладна механіка / [Павлище В.Т., Харченко Є.В., Барвінський А.Ф., Гаршнєв Ю.Г. / За ред. В.Т. Павлище]. – Львів : Інтелект-Захід, 2004. – 368 с.

3. Малащенко В. О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків / В.О. Малащенко. – Львів : Видавництво національного університету «Львівська політехніка», 2009. – 208 с.

4. Справочник по муфтам / В.С. Поляков, И.Д. Барбаш ; под ред. В.С. Полякова. – Л. : Машиностроение, 1979. – 344 с.

5. Стухляк П.Д. Епоксикомпозитні матеріали, модифіковані енергетичними полями / П. Д. Стухляк, А. В. Букетов, І. Г. Добротвор. – Тернопіль : Збруч, 2008. – 208 с.

ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ПРИСТРОЇВ, ЩО ВИКЛЮЧАЮТЬ ПАДІННЯ ВАНТАЖУ ПРИ ОБРИВІ КАНАТУ

Проценко В.О., Авраменко О.М.
Херсонська державна морська академія (Україна)

До безпеки суднових вантажопідйомних машин та палубних механізмів, що містять канатний підвіс вантажу або робочих органів пред'являються високі вимоги, оскільки обрив канатів у цих пристроїв може стати причиною виникнення людських жертв та втрати коштовного обладнання. Наприклад, відомі випадки коли обрив одного з канатів гравітаційної шлюпбалки і падіння шлюпки призвело до загибелі 90% її екіпажу. Для суднових кранів великої вантажопідйомності ця проблема набуває особливої гостроти через виконання із гнучким підвісом не тільки вантажу а і стріли, що суттєво збільшує ризики аварій (рис. 1, рис. 2). Відомі численні випадки загибелі людей при обриві як шкентеля так і топенанта палубних кранів. Не меншою небезпекою обрив канатів може обернутися і для портових, будівельних, автомобільних кранів та інших машин із канатними системами [1].

Рисунок 1. Кран Mitsubishi (SWL 35 tonnes) в якому причиною падіння стріли став обрив топенанта

Рисунок 2. Офшорний кран National обрив каната в якому призвів до аварії та втрати обладнання

Актуальність підвищення безпеки вантажопідйомних машин обумовила значну кількість робіт спрямованих на створення та дослідження спеціальних пристроїв, що запобігають падінню вантажу при обриві канатів. Значний внесок у розробку та дослідження таких пристроїв зробили вчені Одеського політехнічного інституту (зараз Національний університет). Зокрема відомі роботи, виконані професорами М.Ф. Глушко, В.Ф. Семенюком, їх учнями та співробітниками [2, 3]. Створені на сьогодні пристрої, що виключають падіння вантажу при обриві каната принципово можуть бути розділені три групи - механізми-уловлювачі із затиском обірваних віток каната ексцентриками [4-8, 11], механізми-уловлювачі із затиском обірваних віток каната колодками [9-11] та механізми із спеціальним зрівняльним барабаном [3, 11]. Далі зупинимось на пристроях першої групи, як більш простих.

Принцип роботи їх пояснимо на найбільш простій конструкції де повороти основних ланок спеціальної гакової підвіски (обойми) для затиску канатів відбувається під дією сил ваги. При цілих обох вітках каната (рис. 3) 4 і робочому режимі підйому, між ексцентриками 5 і канатом 4 на блоці 3 гарантовано забезпечено зазор z, оскільки сили ваги вантажу $G_в$, натягу канатів S_1 і S_2, сили ваги ексцентриків G_e та реакції їх опор R_e утворюють врівноважену систему паралельних сил – обойма 1 буде рівномірно рухатись вгору, блок 3 обертатися на своїй осі 6, ексцентрики 5 будуть нерухомо висіти на своїх осях 7.

При обриві правої вітки 6 (рис. 3) каната зусилля його натягу S_2 зменшується до нуля, а зусилля в лівій вітці 3 каната S_1 зростає, в результаті чого з'являється неврівноважений момент $M = G \times h$, який повертає підвіску 4 навколо годинникової стрілки. При цьому зазор z між блоком 5 і правим ексцентриком 8, в результаті його повороту дією моменту $M_e = G_e \times e$ навколо своєї осі 7 проти годинникової стрілки, збільшується до максимальної величини z_{max}, а зазор z між блоком 5 та лівим ексцентриком 1, в результаті його повороту навколо своєї осі 2 проти годинникової стрілки, зменшується до нуля та лівий ексцентрик 1 заклинює канат відносно блока 5 і

вантаж повисає на одній лівій вітці 3 каната чим виключається його падіння при обриві каната.

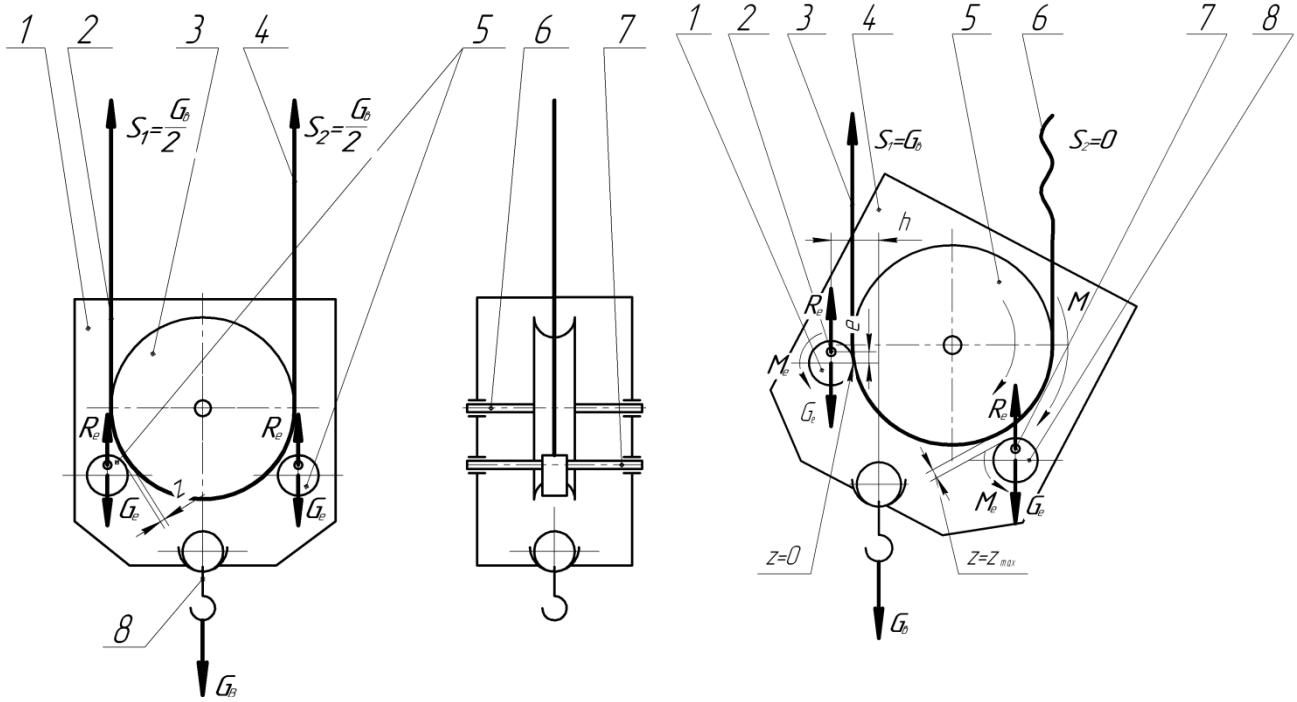


Рисунок 3. Будова та схеми роботи безпечної гакової підвіски

Простота такої конструкції, заснована на стабільних силах гравітації нівелюється нестабільністю сил тертя в шарнірах ексцентриків які здатні загальмувати їх від повороту та відповідно захвату каната. Це привело до виникнення конструкцій із примусовим поворотом ексцентриків більш стабільними силами, наприклад силами пружин [4], або примусовим притиском блоків до ексцентриків чи навпаки. Наприклад, в конструкціях [5, 6] забезпечено притискання до ексцентриків блоків, установлених на колінчастій осі, а в конструкції [7] притискання важелів із шарнірно встановленими ексцентриками до блоків пружинами. Подальше вдосконалення цих конструкцій привело до появи пристроїв із підвішеною на додатковому канаті пластиною з ексцентриками, що додатково ускладнює конструкцію та експлуатацію [8].

Загальною особливістю всіх відомих конструкцій є некерований поворот ексцентриків – за рахунок цього до початку спрацювання механізму та затиску ними канату проходить деякий час, за який відбувається розгін вантажу, що приводить до збільшення коефіцієнту динамічності цілої вітки каната і значно знижує ефективність таких пристроїв. На думку авторів підвищити їх ефективність можна за рахунок організації керованого повороту ексцентриків і зниження за рахунок цього часу спрацьовування механізмів з одночасним зниженням коефіцієнта динамічності цілої вітки каната з одночасним підвищенням надійності за рахунок ліквідації впливу тертя в шарнірах ексцентриків на роботу механізму. Наразі пропонований принцип реалізовано у нових конструкціях безпечних вантажних підвісок розроблених на рівні заявки на винахід.

Слід відзначити, що для механізмів зміни вильоту розробка подібних механізмів є більш складною задачею, оскільки в них положення канатів в гравітаційному полі взагалі виключає ефективне використання сили тяжіння для спрацьовування описаних пристроїв. Тому впровадження пристроїв безпеки із керованим поворотом ексцентриків дозволить підвищити безпечність механізмів зміни вильоту стріли кранів усіх типів.

ЛІТЕРАТУРА

1. http://www.youtube.com/watch?v=CjzykTQM-4w
2. Козлов М.А. Исследование и разработка безопасных полиспастных систем грузоподъемных машин: Спец. 05.186 - подъемно-транспортные машины: автореф. дис. канд. техн. наук / М.А. Козлов. - Одесса, 1971.- 19 с.
3. Стукаленко М.И. Метод расчета и проектирования устройств безопасности, исключающих аварию грузоподъемных машин при обрыве подъемного каната: Спец. 05.05.05 - подъемно-транспортные машины: автореф. дис. канд. техн. наук / М.И. Стукаленко. - Одесса, 1996.- 16 с.
4. Патент Франції №1375787.
5. А.С. СССР №254042.
6. А.С. СССР №437703.
7. А.С. СССР №1470653.
8. А.С. СССР №1409581.
9. Патент Японії № 47-33222.
10. Патент США № 3662992.
11. Козлов М.А. Специфические вопросы расчета и конструирования грузоподъемных машин / М.А. Козлов. - К.: Слово, 2013. - 80 с.
12. Колесник Н.П. Расчеты строительных кранов. - К.: Вища школа.,1985. -240 с.
13. Судовые краны и лебедки (атлас конструкций) / Г.Р. Кипарский. - Л.: Судостроение, 1978. - 84 с.
14. Судовые грузоподъемные машины и устройства / А.А. Бройтман, В.А. Деревич, А.М. Седор. - М.: Транспорт, 1964. - 299 с.
15. Шумило О.М. Суднові стрілові палубні крани. Проектування - О.: Фенікс, 2011. - 197 с.
16. Подъемно-транспортные машины и палубные механизмы / Г.Ф. Камнев**,** Г.Р. Кипарский, В.М. Балин – Л. : Судостроение, 1976. – 312 с.

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ СТИСНУТИХ КАНАТІВ У КРАНОВИХ БУФЕРАХ

Проценко В.О., Клементьєва О.Ю.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Буфери є одним із найбільш відповідальних елементів сучасних вантажопідйомних машин, оскільки від їх працездатності залежить безпека всієї машини, вантажу, кранівника. Тому конструюванню буферів у підйомно-транспортному машинобудуванні приділяється значна увага. Це привело до появи багатьох конструкцій загальним призначенням яких є одне – поглинути кінетичну енергію рухомої машини при підході її до кінцевих ділянок шляху чи сусіднього крана. На сьогодні відомі такі конструкції буферів [1-3]: еластомірні (гумові, поліуретанові), пружинні, пружинно-фрикційні, гідравлічні, гідропневматичні.

Найбільш поширені у сучасних кранах гумові буфери через їхню простоту та порівняно невисоку вартість (поліуретанові буфери приблизно втричі дорожчі гумових). Іншими перевагами є висока контролепридатність – раптово такі буфери як правило не руйнуються, та відсутність різкої віддачі (переводять до 50 % енергії у тепло). Недоліками цих конструкцій є низька довговічність [4, 5] (рис. 1), та велика осадка під навантаженням.

Рисунок 1. Пошкоджені (а, б) та зруйновані (б, в) гумові буфери мостових кранів

Пружинні буфери характеризуються високою довговічністю, спроможністю працювати при низьких температурах та вдвічі меншою осадкою порівняно із гумовими, однак здатні до раптового руйнування та мають віддачу через низьку власну демпфуючу здатність [5]. Демпфування досягається запровадженням пружинно-фрикційних конструкцій, які частину поглинутої енергії переводять у тепло і тому мають меншу віддачу. Разом із тим ці буфери схильні до заклинювання, потребують постійного догляду.

Найбільш досконалими за функціональними параметрами (висока енергоємність, невеликий хід, майже повна відсутність віддачі) є гідравлічні та гідропневматичні буфери. Осадка цих буферів практично в два рази менша ніж у пружинних. Широкого розповсюдження ці прогресивні конструкції у вантажопідйомній техніці поки не набули через їх складність та високу вартість.

Наочною є ілюстрація (рис. 2) основних функціональних характеристик різних типів буферів (діаграма роботи буферів) побудована проф. П.З Пєтуховим [1] за умови рівності їх енергоємності $E_{кб}$ (автором названа частиною кінетичної енергії крана, що передається на один буфер).

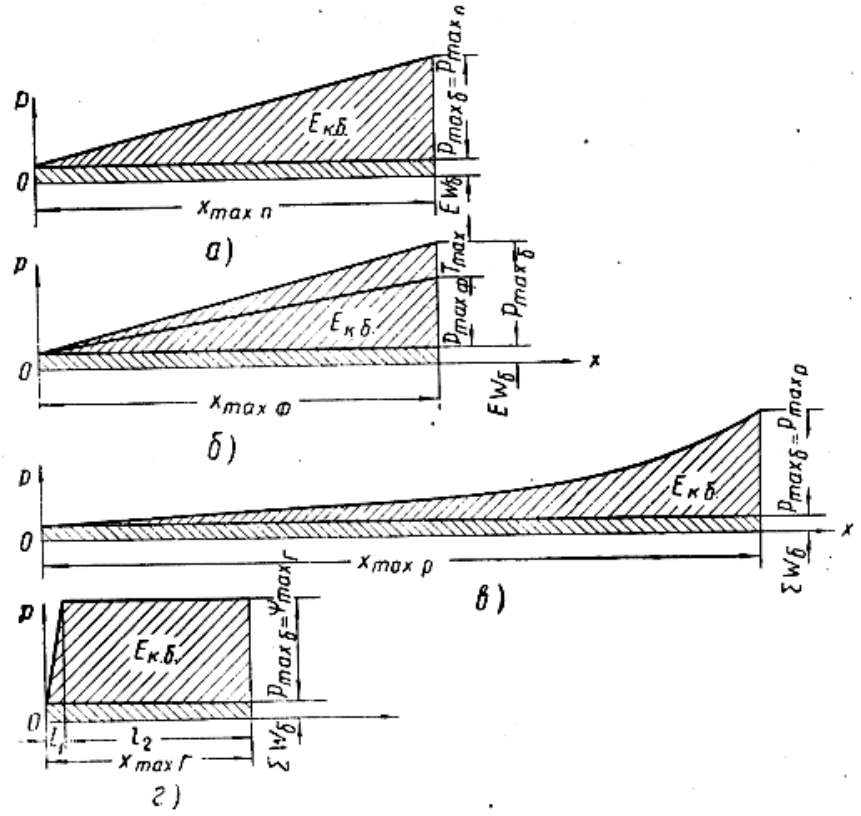


Рисунок 2. Діаграми роботи буферів: пружинного (а), пружинно-фрикційного (б), гумового (в) та гідравлічного (г)

Кожна діаграма є фактично характеристикою (навантаження-осадка) пружного елементу буфера при стиску, а заштрихована площа під кривою навантаження в масштабі рівна енергоємності буфера. Всі буфери крім гідравлічного мають площу під кривою навантаження у вигляді трикутника, у гідравлічного буфера вона має вигляд трапеції. Тому при рівних площах більша основа трапеції (осадка гідробуфера) менша ніж катет трикутника (осадка інших типів буферів). Це досягається за рахунок кусочно-лінійної характеристики гідро буфера із крутою характеристикою на початку роботи.

Досліди, виконані авторами при дослідженні стиску сталевих канатів дозволили побудувати їх характеристику (рис. 3). Площа під цією характеристикою також подібна до трапеції, що формує першу умову для перспективного використання стиснутих сталевих канатів у кранових буферах. До того ж сталеві канати є більш контролепридатними ніж наприклад звичайні гвинтові пружини – близькість критичного стану каната можна діагностувати по обривах окремих його дротин, які при стиску каната неодмінно виходитимуть назовні, що формує другу умову для перспективного використання стиснутих сталевих канатів у кранових буферах.. По своїй роботі на стиск канати можуть бути уподібнені до «багатозахідних пружин», витки яких (сталки) розташовані у шаховому порядку і самі мають виту конструкцію.

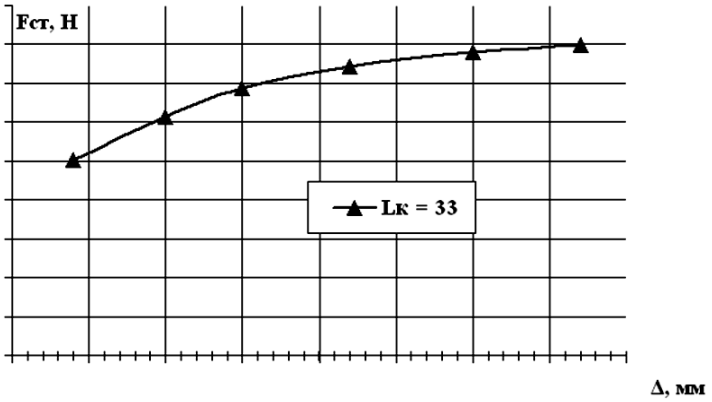


Рисунок 3. Експериментальна характеристика каната при стиску

Властивості канатного дроту подібні до пружинного класів III та II ГОСТ 9389, а властивості самого каната включають здатність до розсіяння енергії - це робить перспективним застосування канатів у різного роду віброізоляторах [6], і формує третю умову для перспективного використання стиснутих сталевих канатів у кранових буферах. При роботі каната силові потоки рухаються паралельно по сталках (розчленування на дротини не враховуємо для спрощення), що робить його більш надійним ніж спіральна пружина. Проілюструємо це розрахунком. Нехай вірогідність безвідмовності пружини становить P_n = 0,90. Тоді безвідмовність при стиску найбільш поширеного шестисталкового каната, за умови рівності вірогідності безвідмовної роботи кожної сталки вірогідності безвідмовної роботи пружини (насправді безвідмовність сталки вища за рахунок будови її із дротин), як паралельної системи становитиме [7] $P_к = 1-(1-P_n)^6 = 1-(1-0{,}90)^6 = 0{,}999999$. Це формує четверту умову для перспективного використання стиснутих сталевих канатів у кранових буферах. Наведені міркування та аргументи розкривають широкий простір для виконання подальших експериментальних і теоретичних досліджень стиснутих сталевих канатів, в тому числі для створення високоефективних конструкцій кранових буферів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Петухов П.З. Оптимальные параметры буферных устройств / П.З. Петухов // Вопросы теории и работы подъемно-транспортных машин. Сборник статей. Вып. 65. – Москва – Свердловск: Машгиз, 1958. – с. 5-17.

2. Петухов П.З. Области применения крановых буферных устройств / П.З. Петухов // Вопросы теории и работы подъемно-транспортных машин. Сборник статей. Вып. 65. – Москва – Свердловск: Машгиз, 1958. – с. 18-25.

3. Ісьєміні І.І. Визначення часу спрацьовування пневмогідравлічного буфера / І.І. Ісьєміні, Л.А. Родіонов // Машинобудування: зб. наук. пр. - 2012. - № 9. - С. 6-12.

4. Рабей В.В. Изучение состояния буферов мостовых кранов / В.В. Рабей // Вестник АГТУ. Технические и естественные науки, 2012, № 1(53). – с. 49-53.

5. Климчук А.С. Амортизация горизонтальних нагрузок в металлургических кранах при соударениях / А.С. Климчук, А.В. Мартынов // Захист металургійних машин від поломок, 2003, Вип. №7. – с. 124-131.

6. Минасян А.М. Создание и развитие средств снижения виброактивности судових дизель-генераторных агрегатов: Спец. 05.08.05 – судове энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные): автореф. дис. канд. техн. наук / А.М. Минасян. – Санкт-Петербург, 2013. - 22 с.

7. Проников А.С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТРУМИННИХ ЗАХОПЛЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ З РІЗНИМИ ФОРМАМИ АКТИВНОЇ ПОВЕРХНІ ЗА ДОПОМОГОЮ ЧИСЛОВОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Савків В. Б., Проць Я. І., Скочиляс В. В., Федорів П. С.
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Вступ. У промисловому виробництві для вирішення завдань автоматизації процесів завантаження і розвантаження технологічного обладнання, міжопераційного транспортування заготовок та упакування готових виробів з використанням промислових роботів широкого розповсюдження набули струминні захоплювальні пристрої. Особливістю струминних захоплювальних пристроїв є відсутність механічного контакту з поверхнею об'єкта маніпулювання, що важливо при роботі з легкопошкоджуваними, крихкими об'єктами та об'єктами із зовнішніми покриттями.

Актуальність досліджень. Струминні захоплювальні пристрої (СЗП) застосовуються у електроніці при виробництві напівпровідникових пластин [1]; для безконтактного маніпулювання скляними листами, що дозволяє забезчити відсутність оптичних спотворень та подряпин на поверхні скла чи нанесених на цю поверхню покриттів при виконанні операцій порізки, шліфування, нагріву, охолодження, гнуття при високих температурах, загартовування скла тощо [2]; при виготовленні та наступному використанні літографічних друкарських форм у поліграфії [3], у харчовій промисловості для маніпулювання нарізаними м'ясними [4] та овочевими [5] пластинками, у текстильній промисловості [6] тощо. Проте, існує потреба в дослідженнях силової взаємодії СЗП та об’єкта маніпулювання з метою створення ефективних конструкцій.

Постановка задачі. Провести дослідження силових характеристик струминних захоплювальних пристроїв з різними формами активної поверхні шляхом числового моделювання для обґрунтування вибору параметрів найбільш раціональних конструкцій СЗП.

Результати дослідження. Відомо, що СЗП із сферичною та плоско-сферичною активними поверхнями є ефективнішими у порівнянні з СЗП із плоскою активною поверхнею [7].

Для захоплювача, в якому напрям струменя повітря перпендикулярний до площини об’єкта маніпулювання, параметрами, які мають вплив на формування потоку газу, є радіус сопла r_0, радіус захоплювача r_2, висота проміжку між краєм сопла і об’єктом h_0 (рис. 1).

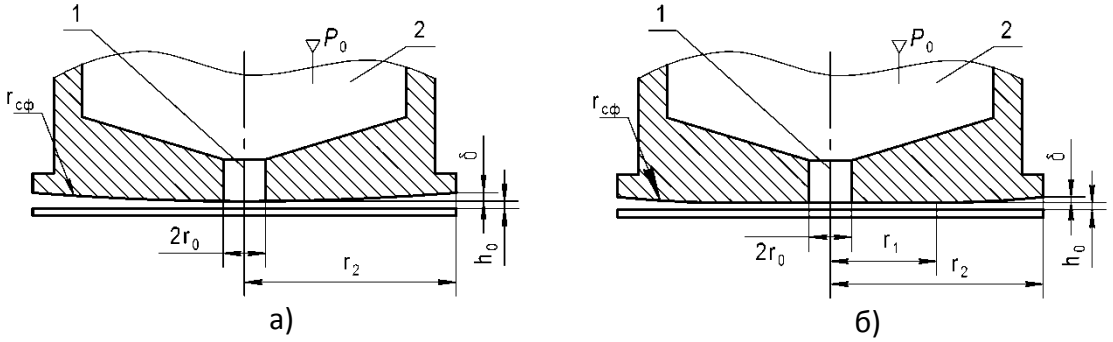


Рисунок 1. Геометричні параметри СЗП із сферичною (а) та плоско-сферичною (б) активною поверхнею. 1 – сопло; 2 – камера для підводу стисненого повітря.

Потік повітря, що витікає із отвору сопла 1 в проміжок між активною поверхнею захоплювача і плоского об’єкта, плавно звужується. При великих значеннях відстані

h_0 >15мм струмінь повітря діє на об’єкт відштовхувальною силою. При зменшенні відстані між поверхнями захоплювача та об’єкта присмоктувальна дія струменя повітря стає переважаючою порівняно з відштовхувальною силою. Свого максимуму присмоктувальна сила досягає при відстані h_0 =0.2..0.5 мм.

Математична модель, що описує процес витікання повітря крізь сопло у радіальний проміжок між активною поверхнею захоплювача і плоского об’єкта складається з рівнянь нерозривності, руху, енергії, та моделі турбулентності. Процес витікання вважається стаціонарним, масовими силами нехтується.

Рівняння руху представлені рівняннями Нав'є-Стокса динаміки в'язкого газу з використанням осереднення за Рейнольдсом та гіпотези Бусінеска [8].

Для опису турбулентності вибрано модель переносу зсувних напружень Ментера (Shear Stress Transport, SST) [9], яка є однією з найкращих серед існуючих RANS (Reynolds averaged Navier-Stokes equations) моделей турбулентності [8] і добре описує струминні потоки як на відстані від твердих стінок, так і в пристінкових граничних шарах.

Розрахунки виконувались у середовищі обчислювальної гідрогазодинаміки з відкритим вихідним кодом OpenFOAM (OpenCFD) [10].

В якості матеріалу використано повітря як ідеальний газ з бібліотек програми (c_p=1,0044 кДж/(кг·К) =const; M=28,96 кг/кмоль$^{-1}$; μ=18,31 мкПа/с; κ=0,0261 Вт/(м·К) при Т=298К).

Граничні умови прийняли наступні: тиск живлення на вході $P_н$=100..400 кПа; тиск на виході з радіального проміжку вважали атмосферним $P_н$=0 кПа; параметр турбулентності для k та ω – I = 5%; стінки вважали гладкими (smooth wall) без проковзування (no-slip wall); процес витікання – ізотермічний, Т=287 К.

Для визначення раціональних параметрів СЗП із сферичною та плоско-сферичною активними поверхнями проведено моделювання з такими геометричними параметрами: r_0 = 3 мм, r_2 = 30 мм, h_0 = 0,2 мм, δ = 0,2; 0,4; 0,8; 1 мм.

За результатами виконаних розрахунків були побудовані графіки розподілів тиску повітря в проміжку між взаємодіючими поверхнями СЗП та об’єкта.

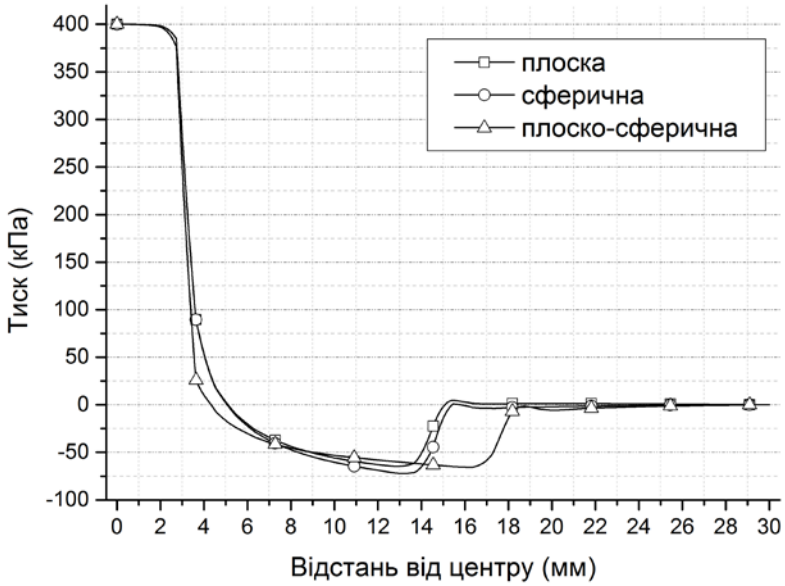


Рисунок 2. Графіки розподілу тиску повітря в проміжку між взаємодіючими поверхнями СЗП та об’єкта при надлишковому тиску живлення $p_{0н}$ = 400кПа для СЗП із плоскою, сферичною (δ = 0,2 мм) та плоско-сферичною (δ = 0,2 мм) активними поверхнями.

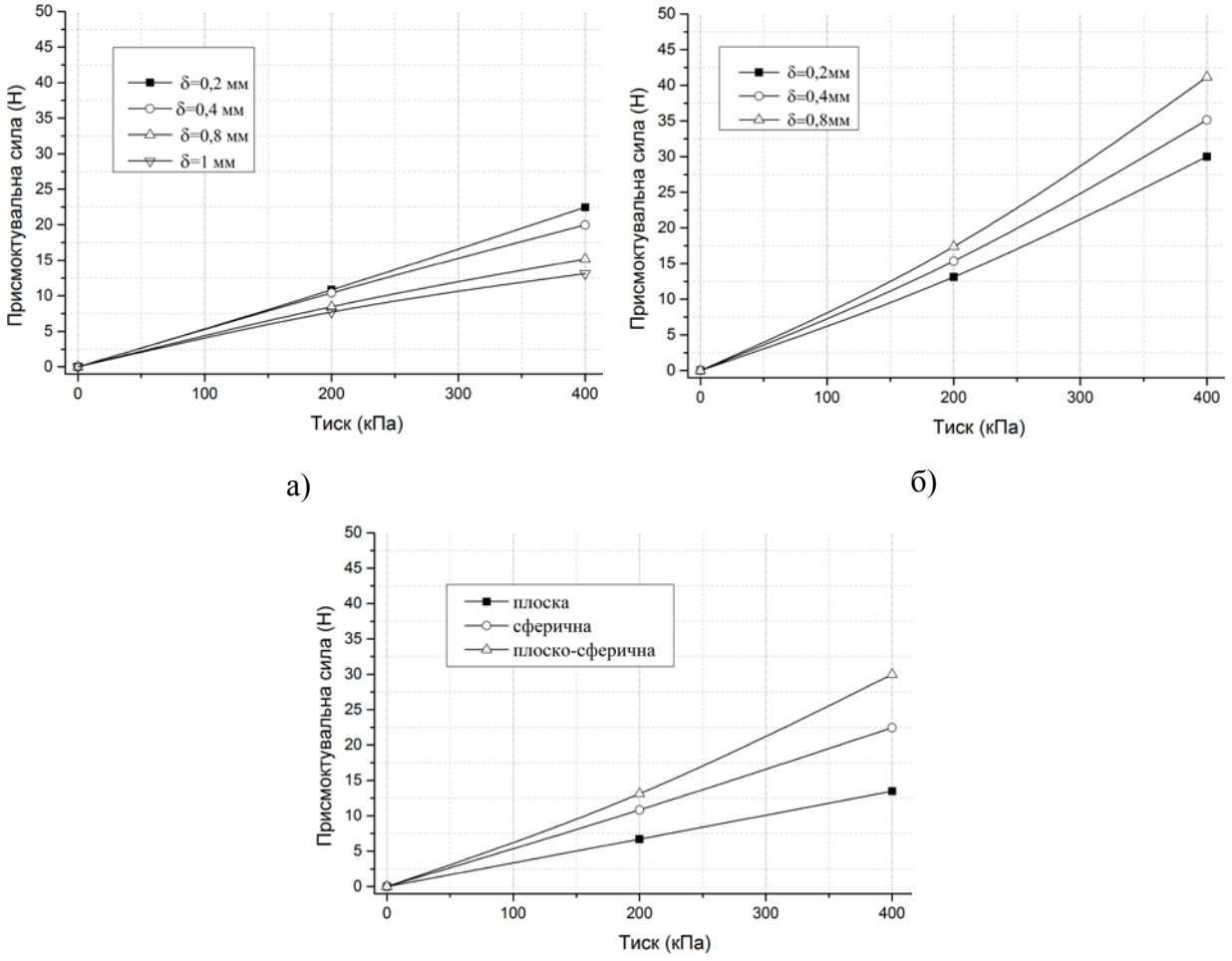
З рис. 2 видно, що для СЗП із сферичною активною поверхнею зона розрідження дещо ширша та глибша, ніж для СЗП із плоскою активною поверхнею. А для СЗП із плоско-сферичною активною поверхнею зона розрідження значно ширша, ніж для СЗП із

плоскою та сферичною активними поверхнями. Це свідчить, що СЗП із плоско-сферичною активною поверхнею розвиває більшу присмоктувальну силу. Це також підтверджують силові характеристики цих СЗП (рис. 3).

Величину присмоктувальної сили СЗП визначали чисельно проінтегрувавши отримані при розрахунку табличні дані розподілів тиску повітря в проміжку між взаємодіючими поверхнями захоплювача та об'єкта за допомогою методу трапецій:

$$F = \sum_k \frac{P_{k-1} + P_k}{2} \cdot \pi \left(\left(k\Delta r \right)^2 - \left(\left(k-1 \right)\Delta r \right)^2 \right) \qquad (1)$$

де P_k – значення тиску на k-ому інтервалі інтегрування; Δr – довжина інтервалу інтегрування, Δr=3,03·10^{-4}м.



а) б)

в)

Рисунок 3. Силові характеристики СЗП із сферичною (а), плоско-сферичною (б), активними поверхнями та силові характеристики СЗП з різними формами активної поверхні для δ = 0,2 мм (в).

Збільшення параметра δ для СЗП із сферичною активною поверхнею (рис. 3, а) призводить до зменшення присмоктувальної сили, тоді як для СЗП із плоско-сферичною активною поверхнею величина присмоктувальної сили зростає із збільшенням δ. Це пояснюється тим, що потік повітря переходить з надзвукового режиму руху у дозвуковий на більшому радіусі $r_{ст}$, тобто енергія потоку повітря використовується на створення ширшої зони розрідження.

Із рис. 3,*в* видно, що СЗП із плоско-сферичною активною поверхнею при однакових конструктивних параметрах забезпечує найбільшу величину присмоктувальної сили.

Висновки. Проведено дослідження силових характеристик струминних захоплювальних пристроїв з різними формами активної поверхні шляхом числового моделювання у середовищі обчислювальної гідрогазодинаміки з відкритим вихідним кодом OpenFOAM. На основі досліджень встановлено, що найбільш раціональною є плоско-сферична форма активної поверхні, яка забезпечує найбільшу ширину зони розрідження, а отже і найбільшу присмоктувальну силу. Також встановлено, що збільшення параметра δ у СЗП із плоско-сферичною активною поверхнею призводить до збільшення присмоктувальної сили. Подальші дослідження у цьому напрямку дозволять встановити закономірності, які дозволять проектувати струминні захоплювальні пристрої з оптимальними силовими характеристиками.

ЛІТЕРАТУРА

1. Bernoulli Pickup head with self-restoring anti-tilt improvement [Text]: pat. 4029351 United States : Int. Cl.[7]: B66C 1/02 / Donald Harlem Apgar, Richard Fleming Kilburn; Assignee: International Business Machines Corporation, Armwork, N. Y. – Appl. No.: 692068; filed 02.06.1976; date of patent 14.06.1977.

2. Process for applying forces to glass sheets, in particular at a high temperature [Text]: pat. 4921520 United States : Int. Cl.[7]: C03B 25/035 / Giovanni M. Carlomagno (Italy); – Appl. No.: 149400; filed 28.01.1988; date of patent 01.05.1990; priority 03.02.1987, № 40404 A/87 (Italy).

3. Contactless handling of objects [Text]: pat. 6601888 United States : Int. Cl.[7]: B25J 15/06 / Lon McIlwraith, Andrew Christie; Assignee: Creo Inc., Burnaby (CA) – Appl. No.: 09/810408; filed 19.03.2001; date of patent 05.08.2003; priority 19.09.2002, US 2002/0130524 A1.

4. Erzincanli F. Design and Operational Considerations of a Non-contact Robotic Handling System for Non-rigid materials [Text] / F. Erzincanli, J. M. Sharp, S. Erhal // Int. J. Mach. Tools and Manufacture – 1998. – Vol. 38, №4, – P. 353-361. – ISSN 0890-6955.

5. Davis S. An end effector based on the Bernoulli principle for handling sliced fruit and vegetables [Text] / S. Davis, J. O. Gray, Darwin G. Caldwell // Journal of Robotics and Computer-Integrated Manufacturing – 2008. – Vol. 24, №2, – P. 249-257. – ISSN 0736-5845.

6. Ozcelik B. A non-contact end-effector for the handling of garments [Text] / B. Ozcelik, F. Erzincanli // Robotica – 2002/ – Vol. 20, №4, – P. 447-450. – ISSN 0263-5747.

7. Савків В. Б. Оптимізація форми активної поверхні струменевих захоплювальних пристроїв промислових роботів [Текст] / В. Б. Савків, Я. І. Проць, О. М. Фендьо, Г. В. Савків // Вісник ТДТУ. Сер. «Машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки». – Тернопіль: Видавництво ТДТУ ім. Івана Пулюя, 2010. – № 1. – С. 73-80. – ISSN 1727-7108.

8. Гарбарук А. В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений [Текст]: учебное пособие / А. В. Гарбарук, М. Х. Стрелец, М. Л. Шур. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 88 с.

9. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications [Text] / F. R. Menter // AIAA Journal. – 1994. – Vol. 32, № 8. – P. 1598–1605. – ISSN 0001-1452.

10. OpenFOAM. The Open Source CFD Toolbox: User Guide. Version 2.2.0 [Text] / Electronic edition, 2013-02-22. – OpenFOAM Foundation, 2013. – 211 p.

ЧИСЕЛЬНІ РОЗРАХУНКИ ВПЛИВУ ЗМІНИ ГЕОМЕТРИЧНОЇ ОСІ РАМОВОЇ ШИЙКИ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛА НА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ТОНКОСТІННИХ РАМОВИХ ПІДШИПНИКІВ МАЛООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛІВ

Савчук В.П.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. Відомо, що експлуатаційні деформації корпуса судна викликають вигин остову малообертових дизелів (МОД), оскільки вони мають значну довжину й жорстко з'єднані з фундаментом судна. Деформація остову МОД в умовах плавання судна приводить до порушення точності взаємного розташування осей рамових підшипників і, як наслідок, до скривлення осі колінчатого вала й до просторових відхилень деталей, пов'язаних з цим. Зсув рамових підшипників фундаментної рами викликає нерівномірне їхнє завантаження й порушення умов контакту вкладиш-шийка вала. Крім того зі скривленням осі колінчатого вала виникають перекоси поршнів у циліндрах, збільшується ймовірність ослаблення посадки елементів складеного вала. Збільшення зламів дійсної осі у вертикальній і горизонтальній площинах мають місце після зварювальних робіт корпуса судна в районі фундаменту дизеля. Очевидно, відбувається деформація фундаментів дизеля й підшипників валопровода.

Відомо, що швидкість зношування підшипників, збільшується, якщо колінчатий вал сприймає додаткові пружні деформації через недостатню міцність фундаменту. В залежності від різного набору факторів умови роботи підшипників можуть значно відрізнятися, що безумовно буде відзначатися на їх терміні служби. Для визначення дійсного терміну служби стосовно умов експлуатації необхідно враховувати весь комплекс складних напружень, які сприймає колінчатий вал.

У теперішній час, недостане уявлення про процеси що відбуваються у парі «вал-пішипник» компенсується системою планових оглядів які пов’язані з простоєм судна. Більш точне уявлення може бути отримане за допомогою сучасних методів моделювання поєднаних з безперервним моніторингом умов роботи підшипника. Сучасні методи моделювання дозволяють враховувати значну кількість факторів, наближаючи властивості моделі до властивостей реального об’єкту.

Актуальність питання. Більше десяти років фірма MAN B&W створювала розширену версію програмного забезпечення, яке виконує оцінку робочих характеристик підшипників ковзання колінчатого вала. Останнім часом це програмне забезпечення використовувалося, щоб оптимізувати робочі характеристики корінних підшипників двигунів серії S-MC/MC-C. Конструкція вдосконаленого товстостінного корінного підшипника «flex-edge» (гнучка крайка) (рис. 1) була введена на двигунах серії L/S-MC.

У товстостінної конструкції корпуса «flex-edge» є дві важливі особливості:

– деформація корпуса підшипника відбувається під впливом дотичних(тангенціальних) тиску в оболонці;

– крайка, що пружно деформується.

Факт, що вищезгадане описане «прийняття компромісних рішень» між навантаженням на краю кормової частини й навантаженням на центральній частині підшипника є оптимальним, був доведений випробуваннями в підшипниках, які досліджувались на ушкодження на лівому борті краю кормової частини [1]. Підшипники «flex-edge» тепер мали напрацювання з гарними результатами протягом декількох тисяч годин навпроти декількох сотень годин роботи зі старими стандартними конструкціями. У такий спосіб оптимізована конструкція підшипника було успішно апробована на найбільш навантаженому корінному підшипнику й, тому, дизайн «flex-edge» був уведений як стандарт для всіх товстостінних підшипниках на двигунах S/L-MC.

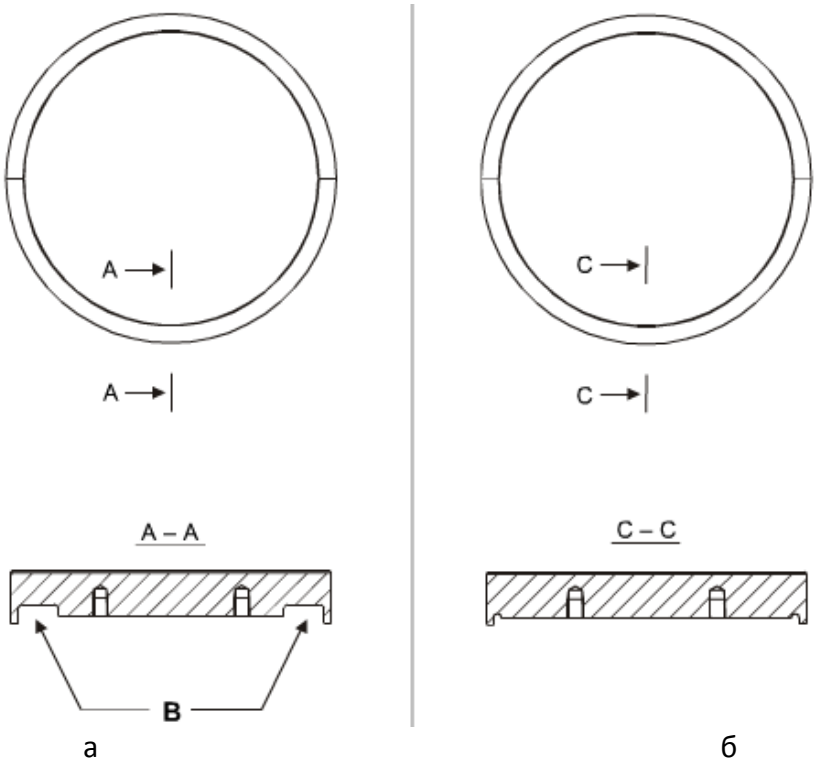


Рисунок 1. Конструкція товстостінного рамового підшипника фірми MAN Diesel:
а – нова конструкція «flex-edge»; б – стара конструкція;
В – кільцеві канавки на тильній стороні рамових підшипників

В конструкції тонкостінних підшипників колінчастих валів сучасних МОД не має можливості такого вдосконалення, а отже даний спосіб покращення їх НДС не може бути застосовано.

Метою проведення розрахунків є визначення впливу номінального режиму навантаження двигуна на напружений стан в матеріалі тонкостінних рамових підшипників з урахуванням перекосу рамових шийок.

Постановка задачі. Характерною особливістю навантаження рамових шийок колінчастих валів ДВЗ є асиметричність прикладених сил. Для дослідження впливу зміни геометричної осі колінчастих валів МОД на умови роботи тонкостінних рамових підшипників, необхідно розробити спрощену трьохвимірну модель підшипникового вузла на прикладі головного двигуна 8S80MC-C. Провести тепловий та динамічний розрахунки двигуна з метою визначення сил, що діють на рамову шийку. Провести чисельні розрахунки НДС тонкостінних підшипників, що сприймають статичне навантаження, з урахуванням перекосу шийки вала.

Результати досліджень. В результаті проведення першого етапу дослідження, визначено напруження та деформації що виникають у підшипнику та його опорах під дією сил від тиску газів та дії сил інерції у кривошипно-шатунному механізмі. Виходячи з відомостей наданих фірмою MAN [1], найбільш напруженим, для восьмициліндрового двигуна типу 8S80MC-C є рамовий підшипник розташований між п’ятим та шостим циліндром. Саме для даного підшипника було змодульовано умови роботи. Діючі навантаження було прийнято виходячи з теплового та динамічного розрахунку двигуна.

Розроблена твердотільна модель рамового підшипника двигуна 8S80MC, має наступні геометричні параметри:

- діаметр шийки $D_{ш}$ = 992 мм;
- ширина шийки $B_{ш}$ = 400 мм;
- товщина вкладиша t = 20 мм;

– радіальний зазор Δ = 0,6 мм.

Згідно до теплового та динамічного розрахунків даного двигуна на номінальному режимі експлуатації, шоста рамова шийка сприймає результуючу силу F_5 /2= $5{,}6\cdot10^6$ Н від шатуна 5-го циліндра (робочий хід) та $F_6/2$ = $0{,}24\cdot10^6$ Н від шатуна 6-го циліндра (стискування).

Для проведення чисельних розрахунків впливу центрування колінчастого валу на напружено-деформований стан тонкостінних рамових підшипників нами використовувались дві моделі: одна із відсутністю відхилень, а інша із прекосом, що складає $\alpha=0{,}75\cdot10^{-6}$ рад.

Твердотільну модель досліджуваного вузла представлено на рис. 2. Для проведення розрахунків використовуємо програму нелінійного аналізу, оскільки при прикладенні навантаження прогнозується зміна поверхні контакту досліджуваного вузла.

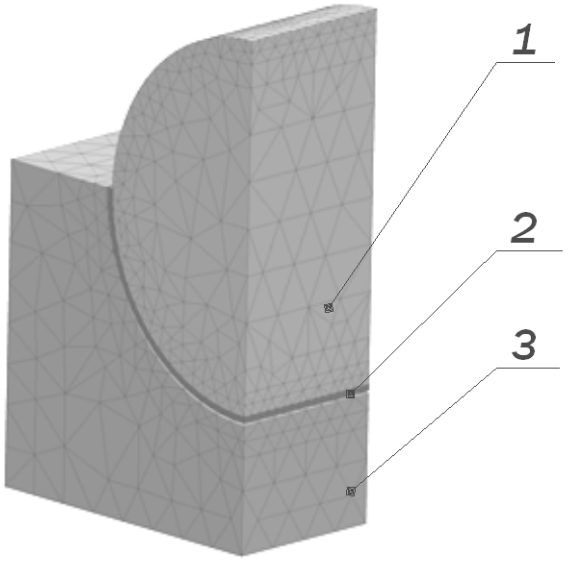


Рисунок 2. Розрахункова твердотільна модель підшипникового вузла із сіткою кінцевих елементів: 1 – вал; 2 – підшипник; 3 – корпус рамового підшипника

Для спрощення розрахунків нами застосовано граничну умову «симетрія», що дозволяє у розрахунку використати половину моделі. Закріплення моделі здійснюється за привалочну поверхню корпуса підшипника. Навантаження шийки здійснюється до бокових поверхонь, із використанням дистанційного навантаження. Відстань від плоскості симетрії шийки до місця прикладення сили складає 0,3 м. Це дозволяє винести діючі сили на 0,1 м від бокової поверхні шийки.

Параметри сітки кінцевих елементів приведено в табл.1.

Таблиця 1. Параметри кінцевих елементів сітки

Назва параметру	Значення
Тип сітки	Сітка на твердому тілі
Розбиття, яке використовується	Сітка на основі кривизни
Точки Якобіана	4 точки
Максимальний розмір елемента, мм	131,277
Якість сітки	Висока
Кількість вузлів	32158
Кількість елементів	18292
Процент елементів із співвідношенням сторін <3	83,80
Процент елементів із співвідношенням сторін >10	0,055
Процент деформованих елементів (Якобіан)	0,0

Результати розрахунків напружено деформованого стану (НДС) досліджуваного вузла представлено на рис. 3 і 4.

Як і очікувалось, найбільш навантаженою частиною підшипника є його сторона, що наближена до 5-ї шатунної шийки.

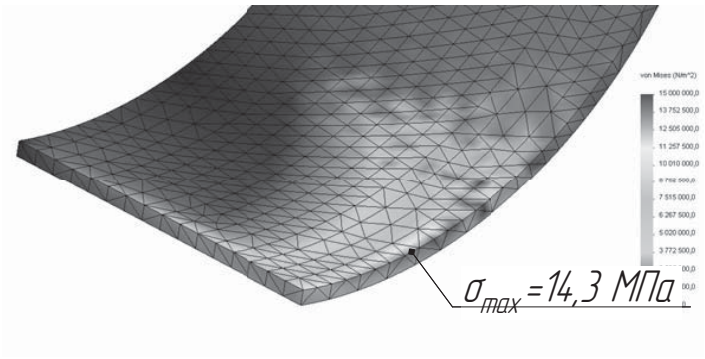


Рисунок 3 – Розподілення напружень у матеріалі підшипника (стальний корпус умовно не показано)

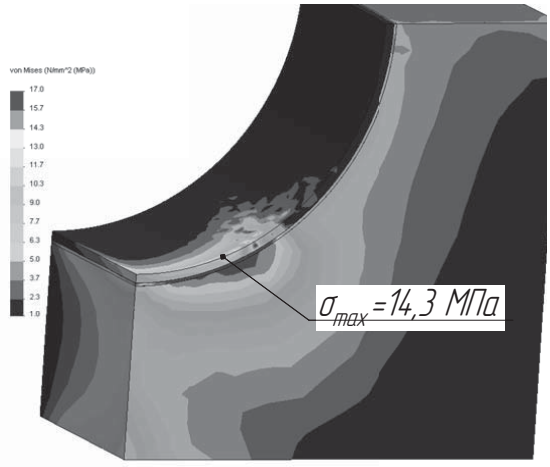


Рисунок 4 – Напружено-деформований стан моделі (шийка вала умовно не показана)

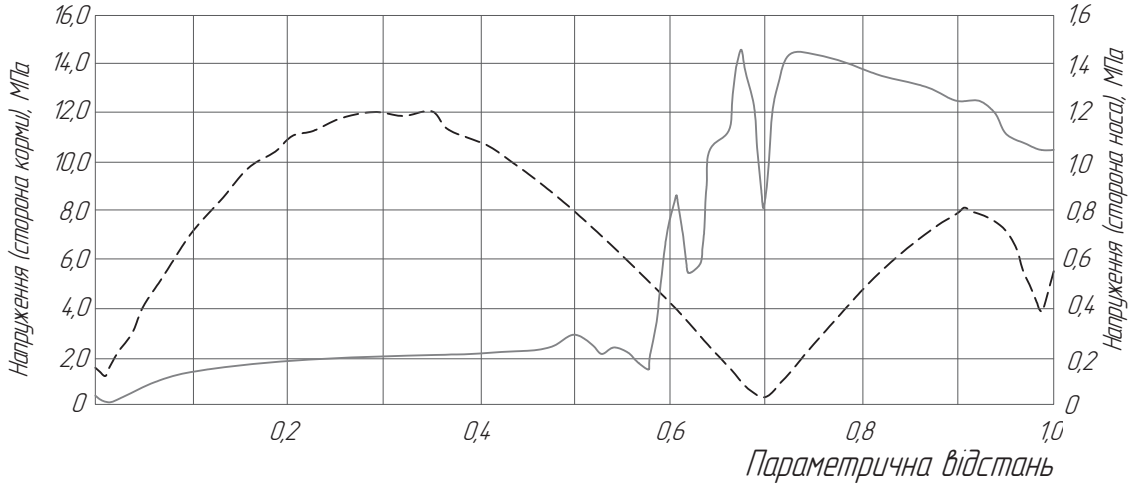


Рисунок 5 – Залежність напруженого стану крайки підшипника за його довжиною:
- - - – сторона носа; —— сторона корми

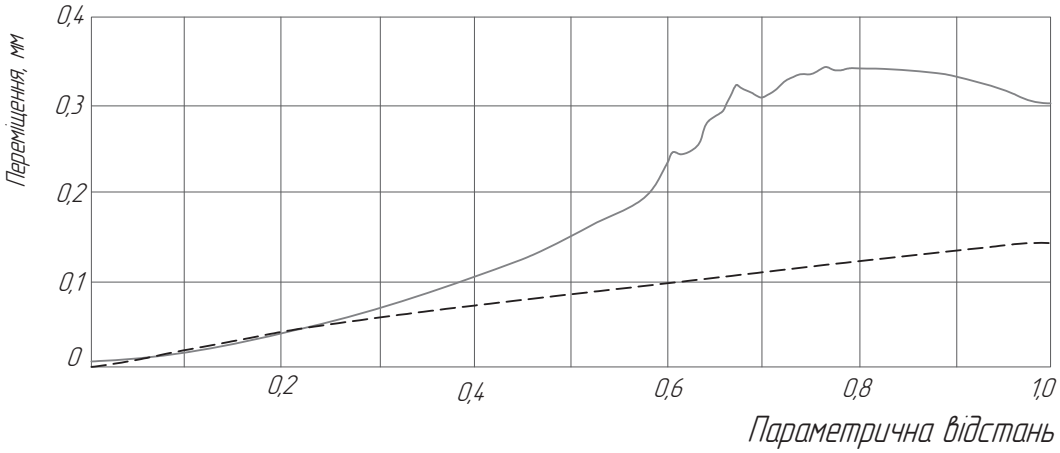


Рисунок 6– Залежність переміщення крайки підшипника за його довжиною:
- - - – сторона носа; —— сторона корми

З метою здійснення порівняльного аналізу впливу параметрів центрування на НДС досліджуваного вузла проведено чисельні дослідження при перекосі шийки вала на кут $\alpha=0{,}75\cdot10^{-6}$ рад. Цьому значенню кута відповідає мінімальний зазор між шийкою вала та вкладишем біля крайки (сторона носа) $\Delta = 0{,}15$ мм. Інші вихідні параметри розрахунку не зазнали змін. Оскільки досліджувалися умови нелінійного контакту, то додатково у розрахункову програму було введено 5 часових інтервалів, яким відповідає поступове пропорційне збільшення навантаження. Результати розрахунку НДС представлено на рис. 7 і 8.

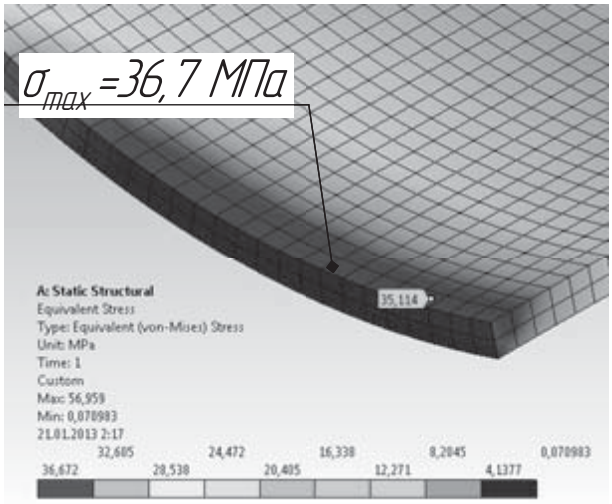


Рисунок 7– Напружений стан крайки підшипника (сторона корми)

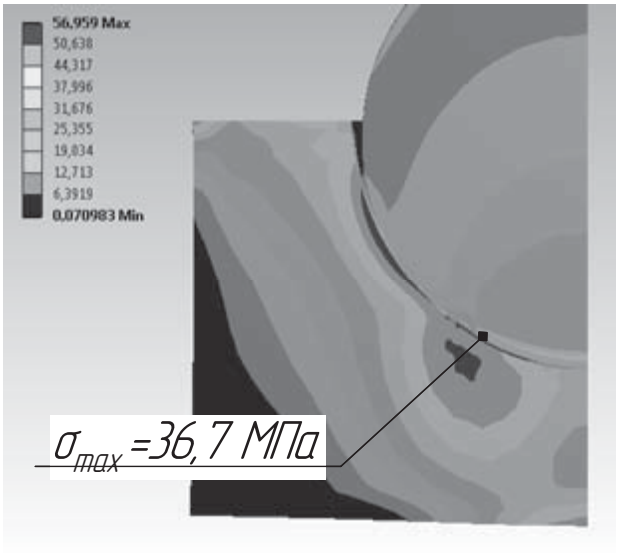


Рисунок 8 – Напружений стан деталей підшипникового вузла (варіант із перекосом осей)

Висновки. У результаті проведених розрахунків можна вказати на збільшення максимальних напружень у матеріалі підшипника з 14,3 МПа до 36,7 МПа (у 2,5 рази). Оскільки існуючий діапазон напружень не виходить за межі текучості матеріалу підшипника ($[\sigma_т] \approx 90$ МПа) і має більш ніж двократний запас міцності, то це додатково підтверджує відсутність значного зносу підшипника (оскільки інтенсивність зношування і товщина масляної плівки залежать від тиску на матеріал підшипника).

Іншим важливим параметром, який має найбільший вплив на показники безвідмовності рамових і мотилевих підшипників є температура. Можна стверджувати, що мінімальне значення товщини змащувальної плівки буде з краю підшипника (сторона корми), а отже і максимальні температури будуть розвиватися теж в цьому місці.

З метою зменшення напружено-деформованого стану крайки рамових підшипників, нами пропонується проводити модернізацію геометричних параметрів антифрикційного слою, а саме необхідно оптимізувати форму робочої поверхні, що буде більш рівномірно розподіляти напруження у випадку винекнення перекосів шийок колінчастого валу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Elasto-Hydro-Dynamic Evaluation of Main Bearing Performance / MAN B&W Diesel A/S.

ЛАБОРАТОРНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГІДРОЦИЛІНДРІВ ОБЕРТОВОГО ТИПУ

Самарін О. Є.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Проведено лабораторне дослідження роботи гідравлічних циліндрів обертового типу Скіф 370.32.002.00 та Скіф 370.50.011.00 з удосконаленим ущільненням торцевого типу. Визначено ресурс циліндрів до появи протікання масла. Встановлена причина порушення герметичності циліндрів. Проаналізовано отримані результати і дано практичні рекомендації щодо удосконалення ущільнення гідроциліндрів..

Ключові слова: гідравлічний циліндр обертового типу, герметичність, круглі, овальні, Х-подібні ущільнення

Вступ. Гідравлічні циліндри обертового типу Скіф 370.32.002.00 та Скіф 370.50.011.00 призначені для зміни діаметрів ведучих шківів варіатора. На рис.1 показано гідравлічний циліндр Скіф 370.50.011.00.

При подачі тиску через штуцер 1 у порожнину циліндра 3 поршень 2 переміщується і штовхає фланець 6, на якому закріплено один з дисків шківа. Герметичність забезпечується відповідними ущільненнями, у тому числі кільцевим 4 і торцевим 5.

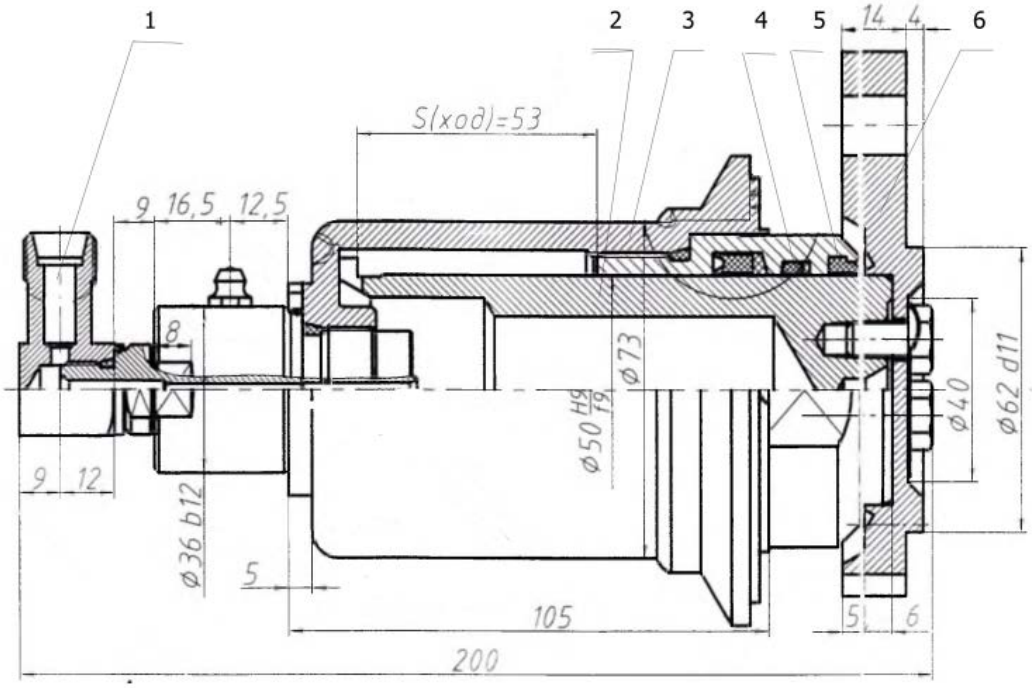


Рисунок 1. Гідравлічний циліндр обертового типу Скиф 370.50.011.00 з удосконаленим ущільненням торцевого типу: 1 – штуцер; 2 – поршень; 3 – циліндр; кільцеве ущільнення; 5 – торцеве ущільнення; 6 - фланець

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для усунення протікання особливий інтерес викликають ущільнювальні елементи з еластомера [2]. Властивість високоеластичних матеріалів дозволяє об'єднати всі основні елементи ущільнень в одну компактну деталь – ущільнювач кільцевого, як показано на рис. 2, або манжетного типу.

Такі ущільнення характеризуються високою герметичністю та роботоспроможністю при швидкості v ˂ 1 м/с, температурі T = -50…100 °С і тиску p˂ 15МПа при наявності захисних елементів. Вони відрізняються простотою та компактністю

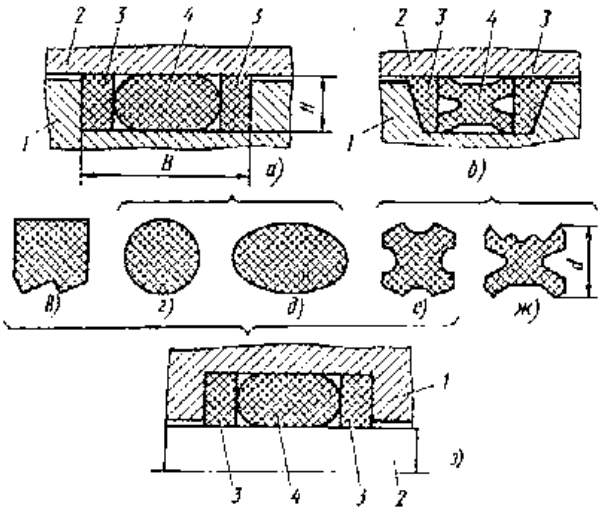


Рисунок 2. Кільцеві ущільнення в ущільнювальних пристроях циліндрів та штоків: а, б – ущільнювальні пристрої циліндрів; в-пилкоподібне, г-кругле, д-овальне, е, ж – Х-подібне – кільцеві ущільнення; з – ущільнення штоків 1 – нерухома деталь; 2 – циліндр або шток; 3 – захисні кільця; ущільнювач

Найбільш широке застосування знайшли резинові кільця круглого, овального, Х-подібного та пилкоподібного січень. Вони відрізняються простотою та компактністю, забезпечують двохсторонню дію, універсальні у застосуванні.

Суттєвим недоліком уільнення круглого січенняє схильність до скручування під дією сил тертя, що веде до втрати герметичності та пошкодження кілець. Такі явища збільшуються при зростанні посадкового діаметра. При доброму змащуванні кілець скручування не спостерігається до D 150…200мм. При поганому скручування спостерігається вже при D = 30мм. Протікання через кільця круглого січення інтенсивно зростають із збільшенням тиску та швидкості. Тому їх доцільно застосовувати при легких режимах роботи.

Кільця Х-подібного січення стійкі до скручування, більш герметичні у динаміці і створюють менші сили тертя у наслідок оптимального розподілення контактного тиску. У наслідок малих габаритних розмірів та властивостей 2-хстороннього ущільнення вони часто застосовуються у приладах автоматики.

На відміну від кілець круглого січення, кільця овального січення не скручуються і тому більш надійні при роботі. Недоліком цих кілець є підвищена сила тертя у з'єднанні.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. Проблема герметизації гідравлічних циліндрів обертового типу полягає в особливостях їх роботи, а саме:

– циклічний характер осьового переміщення, що характеризується відносно тривалим періодом покою, коротким розгоном, стабільним рухом, гальмуванням та зупинкою, швидкість переміщення $V^<$ 0,5 м/с;

– тривалим періодом обертового руху з частотою n = 400…1100 хв$^{-1}$;

– переважно важкі режими роботи пар тертя (високі контактні напруження);

– малі габаритні розміри;

– висока запиленість, можливість попадання бруду;

– великий інтервал зміни навколишньої температури від -30 °С у зимовий період зберігання на відкритому майданчику до +60 °С під облицюванням у літній період збирання врожаю;

– двосторонній напрямок дії тиску.

Ущільнення, що пропонуються призначені для ущільнення осьового переміщення штоків під тиском (гідроциліндри) або валів без тиску масла (редуктори). Необхідно встановити такі ущільнення, що можуть герметизувати обидва вказаних випадки.

Мета дослідження. Перевірити на стенді роботоздатність гідроциліндрів з удосконаленим торцевим ущільненням. Встановити їх ресурс до появи протікання масла.

Дати практичні рекомендації щодо модернізації системи ущільнення з метою усунути протікання масла та збільшити ресурс гідроциліндрів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

1 – провести лабораторні випробування гідроциліндрів максимально наблизивши режим навантаження до реальних умов експлуатації;

2 – встановити причину виходу циліндрів з ладу;

3 – проаналізувати рекомендації щодо покращення ущільнень.

Дослідження проводились на гідравлічному стенді СГ 01.00.00.00 [3].

Стенд дозволяє встановлювати статичний та динамічний тиск, що поступає у порожнину гідроциліндрів. На рис.3 наведено характеристики керуючих потоків

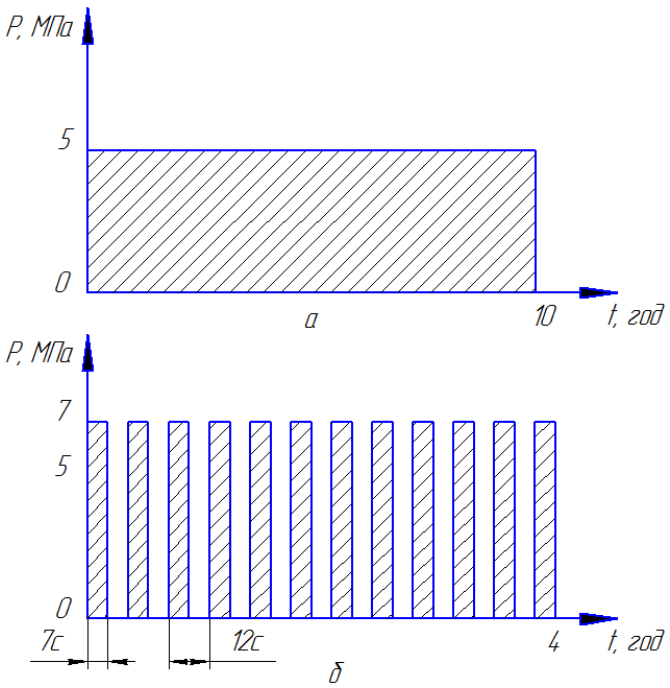


Рисунок 3. Характеристики керуючих потоків:
а – статичний режим, б – динамічний режим.

Показники відмови - течія масла через ущільнення та з'єднання.

Особливості об'єктів, що випробуються:

– гідроциліндри плунжерні, що обертаються з торцевим ущільненням;
– Скіф 370.32.002.00 – діаметр плунжера 32мм;
– Скіф 370.50.011.00 - діаметр плунжера 50мм.

Режим випробувань:

– частота обертання гідроциліндрів максимальна – 1200 хв$^{-1}$;
– максимальний тиск – 7 МПа

Прокручування частин, що обертаються, проводилась у штатному режимі – 4 години в динамічному режимі згідно з графіком 2 та 10 годин в статичному режимі згідно з графіком 1. Ці режими наближають випробування до природних умов експлуатації.

Результати випробувань. При випробуванні гідроциліндра Скіф 370.32.002.00 після його роботи на протязі 7 годин спостерігалось падіння крапель з торцевої поверхні підводу з-під штуцера. При продовженні випробувань інтенсивність падіння крапель збільшилась.

Гідроциліндр Скіф 370.32.002.00 випробовувався на протязі 14 годин.

При випробовуванні гідроциліндра Скіф 370.50.011.00 після роботи на протязі 2 годин спостерігалось падіння крапель з торцевої поверхні підведення з-під штуцера. При продовженні випробувань інтенсивність падіння крапель збільшилась.

Гідроциліндр Скіф 370.50.011.00 випробовувався на протязі 5 годин.

Основні висновки і практичні рекомендації. Конструкція обертових гідроциліндрів Скиф 370.32.002.00 та Скиф 370.50.011.00 не відповідає вимогам щодо герметичності. Номінальні діаметри ущільнювальних елементів регламентовано по ГОСТ 12447-80. Відповідно до нього кільця круглого січення по ГОСТ 9833-73 рекомендовано застосовувати тільки для ущільнення з діаметром штока $D_ш$ < 25 мм та циліндра $D_ц$ < 35 мм [1]. При більших діаметрах $D_ш$ та $D_ц$ кільця скручуються, що приводить до втрати герметичності.

У вказаних циліндрах у якості ущільнень встановлено круглі кільця.

Після розбирання досліджуваних циліндрів встановлено, що кільця дійсно були перекручені. Додатковим фактором, що спричинило перекручування стало те, що поршень не тільки рухається вздовж осі, але й обертається з частотою більше 1000 хв$^{-1}$.

Вказаний недолік усунуто в кільцях Х-подібного та овального січення.

Рекомендовано замінити ущільнюючі кільця круглого січення на кільця Х-подібного або овального січення. При незадовільних результатах переробити конструкцію гідроциліндрів та ввести ущільнюючі манжети.

ЛІТЕРАТУРА

1. Комбайн зерноуборочный самоходный КЗС-9-2 «Скиф-230А». Руководство по эксплуатации КЗС-9-2 РЭ. ООО НПП «Херсонский машиностроительный завод», 2012 – 374с.

2. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник/ Л.А.Кондаков, А.И.Голубев, В.В. Гордеев и др.; Под. общ. ред А.И.Голубева, Л.А.Кондакова.-2-е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1994. – 448 с.

3. Протокол стендових испытаний вращающихся гидроцилиндров Скиф 370.32.002.00 и Скиф 370.50.011.00 с усовершенствованным уплотнением торцового типа. проверки вибрации комбайна «Скиф-250Р» от 31.07.2012г. Лаборатория ГСКБ ООО НПП «Херсонский машиностроительный завод», - 2с.

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГНУЧКОГО КАНАТНОГО ТРАНСПОРТЕРА ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ ПО КРИВОЛІНІЙНІЙ ТРАСІ

Стухляк П.Д., Ляшук О.Л., Золотий Р.З., Ярема І.Т.
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Трубчасті гнучкі канатні транспортери використовуються в промисловості для транспортування сипких матеріалів у великих кількостях по прямолінійних та криволінійних трасах. Такі пристрої є набагато дешевшими в порівнянні з пневматичними транспортерами та більш безпечними. Для забезпечення ефективної реалізації транспортних потоків на підприємствах провідну роль відіграють системи трубчастих транспортно-технологічних механізмів як екологічно чистий вид транспорту.

В таких механізмах основними перевагами є велика герметичність, різноманітність просторових криволінійних трас, можливість використовувати для жолобів стандартні труби, а для скребків – круглі тонкостінні диски. Основним недоліком цих конвеєрів є недостатня експлуатаційна надійність і довговічність, особливо при переміщенні на криволінійних трасах. Тому розробка та дослідження таких транспортерів є актуальною задачею на теперішній час.

Метою роботи було дослідити режими роботи гнучкого канатного секційного транспортера при транспортуванні сипких матеріалів.

Дослідження проводились з допомогою гнучкого скребкового конвеєра, який приводився в рух асинхронним двигуном, потужністю 2,2 кВт. Управління двигуном здійснювалося перетворювачем частоти Altivar 71, що дало змогу в широкому діапазоні регулювати швидкість транспортування вантажу. В якості сипких матеріалів було вибрано найбільш часто використовувані типи вантажів, а саме: горох – 700 кг/м^3; пшениця – 760 кг/м^3; кукурудза – 800 кг/м^3; висівки – 250 кг/м^3 з вологістю, яка становить W=12…15 %. Для транспортування сипучого матеріалу по металевій трубі використано скребки, які виготовлено із поліаміду ПА-6 або ПА-12 з шорсткістю поверхні $R_a \approx 2{,}5$ мкм. Такі скребки безпосередньо контактують із насінням і не травмують його, при цьому коефіцієнт тертя-ковзання по трубі складає $f = 0{,}20$, що створює менший крутний момент, ніж при застосуванні металевих скребків, коефіцієнт тертя-ковзання яких досягає $f = 0{,}60$. Частота обертання електродвигуна регулювалась в автоматизованому режимі від 0 до 1460 хв$^{-1}$. Також при потребі використовувались плавні і різкі пуски та реверсування. Загальний вигляд дослідної установки приведений на рис. 1.

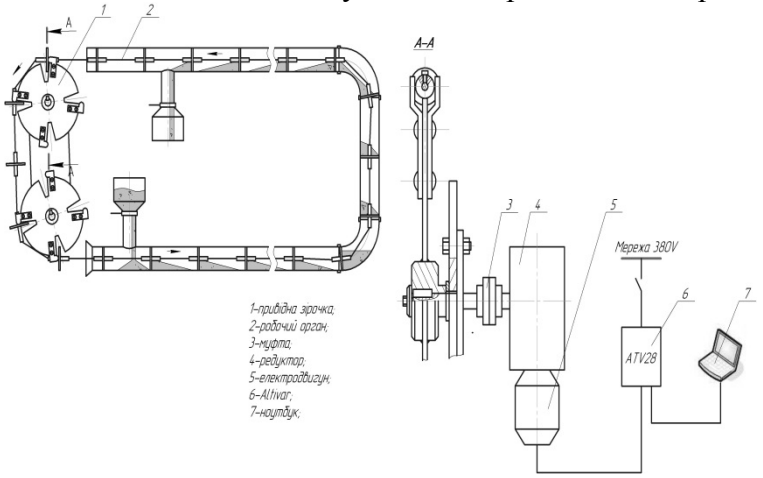


Рисунок 1. Схема дослідної установки:
1 – привідна зірочка; 2 – робочий орган; 3 – муфта; 4 – редуктор; 5 – електродвигун; 6 – перетворювач частоти серії Altivar 7.1; 7 – персональний комп’ютер

В результаті випробувань було досліджено параметри роботи транспортера при переміщенні вказаних вантажів по криволінійній трасі з двома 90 ° згинами. Результати досліджень транспортування пшениці при частоті обертання двигуна 1460 хв$^{-1}$. приведені в табл. 1.

Таблиця 1. Параметри роботи транспортера при транспортуванні пшениці з частотою обертання двигуна 1460 хв$^{-1}$

Ротр, Вт	Частота, хв$^{-1}$	Частота обертання редуктора, хв$^{-1}$	Момент, Н·м	*W*, швидкість м/с	*Q*, продуктивність, кг/год
2200	1462,92	21,9438	14,27488	0,241162362	1395,762862
2178	1454,16	21,8124	14,18854	0,239718276	1387,405001
2178	1454,16	21,8124	14,14537	0,239718276	1387,405001
2156	1454,16	21,8124	14,11659	0,239718276	1387,405001
2156	1462,92	21,9438	14,11659	0,241162362	1395,762862
2156	1460	21,9	14,11659	0,240681	1392,976908
2156	1460	21,9	14,11659	0,240681	1392,976908
2156	1460	21,9	14,11659	0,240681	1392,976908
2156	1460	21,9	14,13098	0,240681	1392,976908
2156	1460	21,9	14,15976	0,240681	1392,976908
2178	1433,72	21,5058	14,2461	0,236348742	1367,903324
2178	1457,08	21,8562	14,08781	0,240199638	1390,190954
2178	1460	21,9	14,08781	0,240681	1392,976908
2178	1460	21,9	14,08781	0,240681	1392,976908
2178	1460	21,9	14,08781	0,240681	1392,976908
2178	1462,92	21,9438	14,05903	0,241162362	1395,762862
2178	1462,92	21,9438	14,05903	0,241162362	1395,762862
2156	1460	21,9	14,05903	0,240681	1392,976908
2156	1462,92	21,9438	14,05903	0,241162362	1395,762862
2156	1460	21,9	14,05903	0,240681	1392,976908
2156	1462,92	21,9438	14,05903	0,241162362	1395,762862

Дослідження було проведено для усіх типів матеріалів та для різних швидкостей роботи приводу. В результаті досліджень було встановлено, що збільшення частоти обертання приводу суттєво покращує роботу та надійність транспортера. Розроблена конструкція скребків забезпечує транспортування матеріалу без його пошкодження. Продуктивність установки при транспортування на максимальних швидкостях (частота обертання зірочки редуктора складала близько 22 хв$^{-1}$., діаметр труби 0,08 м, коефіцієнт заповнення ψ = 50 %) становила: для гороху – 1603 кг/год, пшениці – 1741 кг/год., висівок – 573 кг/год, кукурудзи – 1832 кг/год.

Висновки. На основі проведеного комплексу експериментальних досліджень визначено параметри роботи транспортера при переміщенні сипких вантажів: момент і продуктивність транспортування трубчастим скребковим конвеєром по криволінійних трасах для матеріалів: горох, пшениця, кукурудза, висівки. Встановлено, що суттєво на момент транспортування і продуктивність впливає внутрішній діаметр труби, коефіцієнта заповнення і лінійна швидкість транспортування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры / А.М. Григорьев // – М.: Машиностроение, 1972.–184с.

2. Зенков Р. Л. Машины непрерывного транспорта : Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности Подъемно-транспортные машины и оборудование / Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов // – 2-е изд., перер. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 432 с.

3. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. Винтовые подающие механизмы сельськохозяйственних машин / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинський // – Львов : Из-во при Львовском университете, 1969.–176с.

4. Патент №54102 Україна, МПК (2009) B65G 33/00. Гнучкий канатний транспортер / Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Стефанів В.М., Олексишин О.В., Комар Р.В., Гевко Іг.Б., Дячун А.Є. – u201005330; Заявл. 30.04.2010; Опубл. 25.10.2010. Бюл. № 20. - 4 с.

ПЕРСПЕКТИВЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЫСОКОПРОЧНЫХ AL-ZN-MG-CU-СПЛАВОВ

Троцан Г.Н.
Херсонская Государственная Морская Академия (Украина)

Одним из наиболее важных направлений технической политики является сокращение энергетических затрат на транспорте, производстве и улучшение экологической обстановки в целом. Вследствие этого высокую актуальность приобретает задание создания сплавов, которые позволяют решить эти проблемы. Это во многом может быть обеспечено заменой стальных изделий на изделия из алюминиевых сплавов.

В подавляющем большинстве работ исследования проводили на хорошо и давно освоенных серийных высокопрочных сплавах 7075, 7050, 7150 и более новых, но также серийных сплавах 7055 и 7085, применяемых в современных самолетах компаний Boeing и Airbus для силовых деталей внутреннего набора планера и обшивок крыла. Это и определило основную направленность исследований – поиск и усовершенствование технологий получения полуфабрикатов на всех этапах технологического цикла изготовления – от плавки и литья слитков до окончательной упрочняющей обработки в целях улучшения структуры и комплекса эксплуатационных свойств изделий из высокопрочных сплавов.

В настоящее время алюминиевые сплавы широко используются в различных отраслях промышленности. Применение алюминиевых сплавов связано с их повышенной удельной прочностью по сравнению с традиционными высокопрочными материалами. Алюминиевые сплавы условно делятся на литейные (для производства отливок) и деформируемые (для производства проката и поковок). Деформируемые сплавы разделяют *по способу упрочнения*: упрочняемые давлением (деформацией) и термоупрочняемые. Другая классификация основана на ключевых *свойствах*: сплавы низкой, средней или высокой прочности, повышенной пластичности, жаропрочные, ковочные и т.д. [1].

В таблице систематизированы наиболее распространенные деформируемые сплавы с краткой характеристикой основных свойств, присущих для каждой системы. Маркировка дана по международной классификации ИСО 209-1 (см. табл. 1).

Сплавы, упрочняемые давлением, упрочняются только холодной деформацией (холодная прокатка или волочение). Деформационное упрочнение приводит к увеличению прочности и твердости, но уменьшает пластичность. Восстановление пластичности достигается рекристаллизационным отжигом. [2].

Полуфабрикаты из термоупрочняемых сплавов упрочняются путем специальной термообработки. Она заключается в закалке с определенной температурой и последующей выдержкой в течение некоторого времени при другой температуре (старение). Происходящее при этом изменение структуры сплава увеличивает прочность, твердость без потери пластичности.

Наиболее высокопрочными представителями алюминиевых сплавов являются термоупрочняемые сплавы системы Al-Zn-Mg-Cu. Мировой тенденцией является усовершенствование рассмотренных алюминиевых сплавов в направлении одновременного улучшения комплекса прочных свойств, вязкости разрушения и коррозионной стойкости, особенно за счет существенного снижения содержания примесей *Fe* и *Si*.

К деформируемым коррозионностойким термически упрочняемым сплавам с повышенной прокаливаемостью относятся широко применяемые сплавы системы Al-Mg-Si (АД31, АД33 и т.д.), а также некоторые сплавы системы Al-Zn-Mg-Cu, в частности сплав В91. Алюминиевый сплав В91 системы Al-Zn-Mg-Cu относится к термически упрочняемым сплавам. После термической обработки Т3, вызывающей перестаривание,

сплав превосходит по коррозионной стойкости и пластичности другие сплавы (В96, В95, В93) этой системы. Из него могут изготовляться все виды полуфабрикатов (профили, панели, штамповки, плиты, листы). Обладая пониженной критической скоростью охлаждения и имея хорошую прокаливаемость, сплав позволяет изготавливать из него детали сложной формы [2]. В настоящее время этот сплав применяется сравнительно мало, в литературе отсутствуют сведения об изменении его свойств после термообработки Т3 с различными скоростями охлаждения при закалке.

Таблица 1. Характеристика основных деформируемых сплавов

Характеристика сплавов	Маркировка		Система легирования	Примечания
СПЛАВЫ УПРОЧНЯЕМЫЕ ДАВЛЕНИЕМ (ТЕРМОНЕУПРОЧНЯЕМЫЕ)				
Сплавы низкой прочности и высокой пластичности, свариваемые, коррозионностойкие	АД0	1050А	Технический алюминий без легирования	Также АД, А5, А6, А7
	АД1	1230		
	АМц	3003	Al – Mn	Также ММ (3005)
	Д12	3004		
Сплавы средней прочности и высокой пластичности, свариваемые, коррозионностойкие	АМг2	5251	Al – Mg (Магналии)	Также АМг0.5, АМг1, АМг1.5АМг2.5 АМг4 и т.д.
	АМг3	5754		
	АМг5	5056		
	АМг6	-		
ТЕРМОУПРОЧНЯЕМЫЕ СПЛАВЫ				
Сплавы средней прочности и высокой пластичности свариваемые	АД31	6063	Al-Mg-Si (Авиали)	Также АВ (6151)
	АД33	6061		
	АД35	6082		
Сплавы нормальной прочности	Д1	2017	Al-Cu-Mg (Дюрали)	Также В65, Д19, ВАД1
	Д16	2024		
	Д18	2117		
Свариваемые сплавы нормальной прочности	1915	7005	Al-Zn-Mg	
	1925	-		
Высокопрочные сплавы	В95	-	Al-Zn-Mg-Cu	Также В93
Жаропрочные сплавы	АК4-1	-	Al-Cu-Mg-Ni-Fe	Также АК4
	1201	2219	Al-Cu-Mn	Также Д20
Ковочные сплавы	АК6	-	Al-Cu-Mg-Si	
	АК8	2014		

К деформируемым коррозионностойким термически упрочняемым сплавам с повышенной прокаливаемостью относятся широко применяемые сплавы системы Al-Mg-Si (АД31, АД33 и т.д.), а также некоторые сплавы системы Al-Zn-Mg-Cu, в частности сплав В91. Алюминиевый сплав В91 системы Al-Zn-Mg-Cu относится к термически упрочняемым сплавам. После термической обработки Т3, вызывающей перестаривание, сплав превосходит по коррозионной стойкости и пластичности другие сплавы (В96, В95, В93) этой системы. Из него могут изготовляться все виды полуфабрикатов (профили, панели, штамповки, плиты, листы). Обладая пониженной критической скоростью охлаждения и имея хорошую прокаливаемость, сплав позволяет изготавливать из него детали сложной формы [2]. В настоящее время этот сплав применяется сравнительно мало, в литературе отсутствуют сведения об изменении его свойств после термообработки Т3 с различными скоростями охлаждения при закалке.

Существенным недостатком сплавов системы Al-Zn-Mg-Cu является то, что повышение их прочности за счет увеличения концентраций цинка, магния и меди приводит к снижению пластичности, трещиностойкости и коррозионной стойкости [3]. Между тем, низкая технологическая пластичность высокопрочных алюминиевых сплавов существенно ограничивает их широкое использование в производстве тонкостенных изделий. Этот недостаток в полной мере может быть устранен при использовании эффекта структурной сверхпластичности (ССП) в операциях обработки материалов давлением [4].

Свойства алюминиевых термически упрочняемых сплавов в значительной степени зависят от режимов охлаждения при закалке. Анализ закалочного фактора является эффективным средством к прогнозированию и оптимизации свойств изделий из термоупрочняемых алюминиевых сплавов. Этот метод до настоящего времени не нашел применения в отечественной практике и его внедрение является задачей дальнейшего исследования.

Таким образом, высокопрочные сплавы системы Al-Zn-Mg-Cu остаются одним из основных материалов для силовых конструкций современной авиационной техники. Для раскрытия потенциальных алюминиевых сплавов и их практической реализации необходимы как прямые исследования с применением новейших методик, так и математическое компьютерное моделирование процессов литья, термической обработки и закономерностей формирования тонкой структуры.

ЛИТЕРАТУРА

1. Арзамасов Б.Н. и др. Материаловедение/ М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 646 с.

2. Фридляндер И.Н. и др. Машиностроение: Энциклопедия. Т. II-3: Цветные металлы и сплавы. Композиционные металлические материалы. – М.: Машиностроение, 2001. – 880 с.

3. Белецкий В.М., Кривов Г.А. Алюминиевые сплавы (состав, свойства, технология, применение) справочник / Под общей редакцией академика РАНИ.Н. Фридляндера. – К.: Коминтех, 2005. – 315с.

4. Кайбышев О.А. Сверхпластичность промышленных сплавов. – М.: Металлургия, 1984. – 264с.

ОБ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОЦЕДУРЫ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО КОНТРОЛЯ ПРОЧНОСТНЫХ СВОЙСТВ СТАЛИ

Шарко А.В., Погребняк И.Ф.
Херсонский национальный технический университет (Украина)

Контроль качества стальных изделий, выпускаемых большими партиями, осуществляется, как правило, путем выборочных испытаний на разрыв. Объем выработки в соответствии с техническими условиями чаще всего задается в процентах к общему числу изделий N в контролируемой партии, хотя такой подход недостаточно учитывает основные положения теории выборок и может привести к существенным ошибкам. При выборочном контроле (рис. 1) заключение о годности всей партии делается на основе анализа результатов испытаний некоторой выборки n_p, когда количество d выявленных в ней изделий с пониженными прочностными свойствами сравнивается с его допустимым значением C. Партия принимается, если $d \le C$.

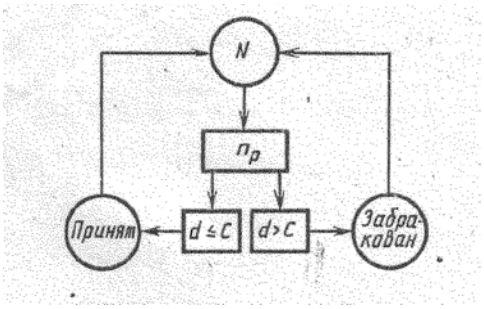


Рисунок 1 Алгоритм выборочного контроля

В последнее время все шире применяются неразрушающие методы контроля прочностных свойств металлов, основанные на существовании для некоторых марок сталей корреляционных зависимостей между измеряемыми физико-механическими характеристиками изделий и их прочностными свойствами. При этом необходимо установить соответствие между результатами измерений этими методами с данными разрушающих испытаний. Поэтому принято партию металла, забракованную по результатам неразрушающего контроля выборки n_1 ($d_1 > C_1$), окончательно аттестовывать после дополнительных испытаний на разрыв выборки n_2. Решающим правилом приемки партии является выполнение условия $d_2 \le C_2$ (рис. 2). Индексы 1 и 2 здесь относятся соответственно к неразрушающему и разрушающему этапам контроля.

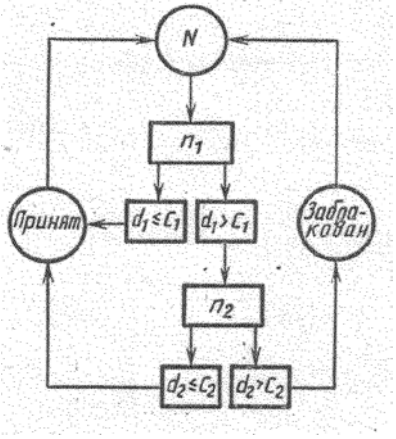


Рисунок 2.

Необходимым требованием при проведении комплексного двухступенчатого контроля качества продукции, обеспечиваемого существующим одноступенчатым

контролем (т.е. выборочными испытаниями на разрыв). В этом случае критерием оптимизации будет являться минимум затрат на контроль при заданном уровне качества. Следовательно, полный риск потребителя $\beta_П$ при двухступенчатом контроле не должен превышать риска потребителя β_P при существующем плане оценки механических свойств, что соответствует выполнению условия:

$$\beta_П \le \beta_P . \tag{1}$$

Полный риск потребителя подсчитывается как сумма рисков на первой и второй ступенях контроля, т.е.

$$\beta_П = \beta_1 + \beta_2 . \tag{2}$$

Однако это выражение не учитывает удельного вклада количества партии M_1 и M_2, принятых соответственно после первой и второй степеней контроля, в общее число принятых партий M. Это можно сделать, используя формулу полной вероятности, в соответствии с которой $\beta_П = \beta_1 p_1 + \beta_2 p_2$, где $p_1 = \frac{M_1}{M}$; $p_2 = \frac{M_2}{M}$ – вероятности принятия партий металла на соответствующей степени контроля.

Одновременно с условием (1) необходимо обеспечить максимальное уменьшение объема выборочных испытаний на разрыв, которое можно подсчитать как

$$K = \frac{(D_0 - D)}{D_0}, \tag{3}$$

где D_0, D – объем механических испытаний при одноступенчатом и двухступенчатом контроле. В свою очередь,

$$D_0 = n_p M_0 ;\ D = n_2 M_2 , \tag{4}$$

где M_0 – число принятых партий при одноступенчатом контроле.

Количество партий, забракованных неразрушающим контролем на первой ступени, определяется как

$$M_2 = M_0 \int_{-\infty}^{x_1} f(x)dx , \tag{5}$$

где x_1 – приемочное число неразрушающего контроля,

$f(x)$ – плотность распределения его результатов.

После подстановки (4) и (5) в (3) получим:

$$K = 1 - \frac{n_2}{n_p} \int_{-\infty}^{x_1} f(x)dx . \tag{6}$$

С учетом (6) риск потребителя при двухступенчатом контроле

$$\beta_П = \beta_1 + \frac{n_p}{n_2}(1 - K)(\beta_2 - \beta_1) . \tag{7}$$

Таким образом, условие (1), обеспечивающее требуемый выходной уровень качества продукции, в развернутой форме можно записать как

$$\beta_1 + \frac{n_p}{n_2}(1-K)(\beta_2 - \beta_1) \le \beta_p . \qquad (8)$$

При совместном решении (6) и (7) величины n_2 и x_1 выбираются таким образом, чтобы обеспечить максимальное значение K.

Определение полного риска потребителя по выражению (7) позволяет существенно уточнить такие параметры контроля, как n_2, x_1 и K.

Вывод. Внедрение комплексного двухступенчатого контроля дает существенную экономию материальных и трудовых ресурсов. Приведенное выше уточнение алгоритма выбора приемочного числа неразрушающего контроля и объема дополнительных испытаний на разрыв позволит повысить эффективность такого двухступенчатого контроля путем его оптимизации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рубин А.Л., Шарко А.В. Комплексный неразрушающий контроль качества термообработки деталей и заготовок. – М., 1990. – С.21-28.

2. Недосека А.Я. Недосека С.А. Об оценке надежности эксплуатирующихся конструкций // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. – 2010. – №2. –С. 7-17.

3. Бабичев С.А., Литвиненко В.И., Шарко А.В. Автоматизированная система технической диагностики прочностных характеристик металлов на основе гибридных нейронных сетей // Техническая диагностика и неразрушающий контроль.- 2004.- №4.- С. 5–10.

Секція 4

ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ ТА ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

ВОЗМОЖНОСТИ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЦЕССА ИЗМЕНЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ФОРМЫ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ЗАГОТОВОК ВОЗДЕЙСТВИЕМ СЕРИЕЙ МОЩНЫХ ИМПУЛЬСОВ МАГНИТНОГО ПОЛЯ

Алексеев А.В. [1], Богданов В.А. [1], Радин В.К. [1], Гнатов А.В. [2]
[1]*Херсонская государственная морская академия (Украина)*
[2]*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет (Украина)*

Введение. В настоящее время магнитно-импульсная обработка металлов нашла широкое применение в промышленности. Использование мощных импульсов магнитного поля для изменения формы металлических заготовок по сравнении с механическими, термическими и другими методами является экологически более чистым и ресурсосберегающим по сравнению с другими методами, а также существенно уменьшает себестоимость производства.

Для практического использование данного метода обработки металлических заготовок актуальным является возможность регулирования величины и формы магнитных импульсов в зависимости от полученных результатов по изменению их геометрической формы, то есть установление обратной связи. Большинство используемых методов позволяет регулировать параметры импульсов магнитного поля без зависимости от полученных результатов по изменению геометрической формы, что является их недостатком.

Актуальность исследования. Использование обратной связи открывает возможность автоматизировать процесс обработки заготовок, улучшить качество обработки, снизить себестоимость и уменьшить время обработки. В этом плане, исследование возможности установления обратной связи между параметрами подаваемых импульсов магнитного поля и результатами их воздействия на заготовку, является актуальным.

Целью настоящей работы является исследование возможности автоматизации процесса изменения геометрической формы металлических изделий под воздействием их магнитно-импульсной обработки.

Постановка задачи. Для выбора оптимальных режимов обработки изделий необходимо учитывать взаимозависимость между параметров подаваемых импульсов магнитного поля (количеством и полярностью импульсов, амплитуды индукции магнитного поля, круговой частотой и так далее) с физическими параметры материала обрабатываемого заготовки (толщиной, удельной электропроводностью, магнитной проницаемостью и так далее) и характеристиками индуктор-инструмента (расположение индуктора, количество витков, их разделение и подключение и так далее).

Данные зависимости часто теоретически сложно рассчитать, а поэтому подбираются экспериментально. В наших исследованиях будем считать, что указанные параметры установки являются оптимальными.

Результаты исследований. Экспериментальная установка по внешней бесконтактной магнитно-импульсной рихтовке кузовов автомобилей была изготовлена в Харьковском национальном автомобильно-дорожном университете под руководством Батыгина Ю.В. и Гнатова А.В. Исследования установки магнитно-импульсной обработки металлических заготовок проводятся в настоящее время в Лаборатории электромагнитных технологий данного университета.

Электрическая схема для анализа возможностей автоматизации процесса изменения геометрической формы металлической заготовки по воздействием импульсов магнитного поля представлена на рис.1.

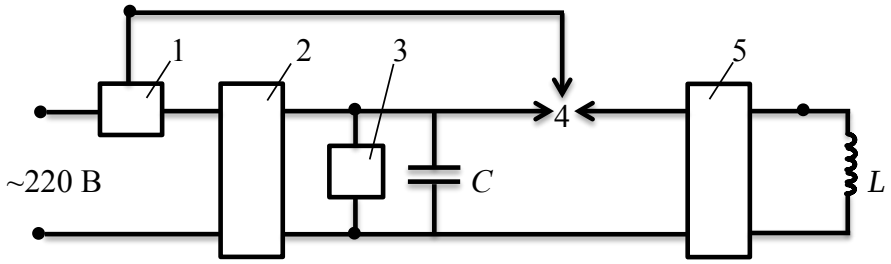


Рисунок 1. Электрическая схема установки для изменения геометрической формы металлических заготовок под воздействием магнитных импульсов: 1 – счётчик числа импульсов, 2 – зарядное устройство, 3 – защитное устройство, 4 – управляемый коммутатор, 5 – трансформатор, C – ёмкостной накопитель энергии, L – индуктор-инструмент

Работа установки заключается в следующем. Ёмкостной накопитель энергии C заряжается от сети переменного тока через зарядное устройство 2 до заданного счётчиком 1 значения энергии. После подачи управляющего импульса с устройства 1 на коммутатор 4, происходит разряд ёмкостного накопителя энергии на индуктор-инструмент L. Трансформатор 5 служит для увеличения энергетических характеристик индуктор-инструмента и обеспечивает дополнительное управление величиной силы магнитного давления на заготовку. Счётчик 1 служит не только для управления величиной энергии в ёмкостном накопителе, подачи управляющего импульса на коммутатор 4, но и для задания количества импульсов в серии за время обработки заготовки, а также для управления амплитудой индукции магнитного поля. Защитное устройство 3 служит для защиты обслуживающего персонала и ёмкостного накопителя энергии в нештатных ситуациях при работе установки.

Как видно с описания работы установки, последняя не содержит обратной связи между параметрами подаваемых импульсов магнитного поля и результатами их воздействия на заготовку, что существенно уменьшает возможности автоматизировать процесс рихтовки металлических заготовок.

Выводы. Автоматизация процесса изменения геометрической формы металлических заготовок воздействием импульсов магнитного поля возможна только при создании обратной связи между параметрами подаваемых импульсов магнитного поля и результатами их воздействия на заготовку.

ЛИТЕРАТУРА

1. Батыгин Ю.В., Лавинский В.И., Магнитно-импульсная обработка тонкостенных металлов. - Харьков: МОСТ Торнадо, 2002. - 288с.
2. Патент США №3218484 от 16.11.1965 г.
3. Патент США №3251974 от 17.05.1966 г.
4. Патент США №3258573 от 28.06.1966 г.

ПРЕИМУЩЕСТВА СПОСОБОВ БЕСКОНТАКТНОГО ИЗМЕРЕНИЯ УДЕЛЬНОЙ ЭЛЕКТРОПРОВОДНОСТИ

Барбашова М.В.
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет (ХНАДУ) (Украина)

Актуальность исследований. Практическое использование энергии импульсных электромагнитных полей открывает исключительные перспективы для создания прогрессивных технологий по обработке материалов любой физической природы. С обострением основных проблем современности в области экология, энерго- и ресурсосбережения, возрастает необходимость в развитии новейших технологий, например, основанных на магнитно-импульсной обработке металлов (МИОМ). Мировое промышленное производство требует дальнейшего расширения технологических процессов, где магнитно-импульсные методы обладают весомыми преимуществами в сравнении с известными механическими или химическими аналогами. Особое место здесь занимают производственные операции по магнитно-импульсному притяжению заданных участков плоских металлических поверхностей [1].

В практике МИОМ используются образцы различных металлов и их сплавов, что обусловлено их экономическими и техническими показателями, такими как прочность, доступность в обработке и обслуживании, массогабаритные показатели и другими. В связи с этим, остро встает вопрос о точных измерениях электрофизических параметров (например, удельной электропроводности) обрабатываемого металлического элемента. От этого зависит выбор, как способа, так и метода самой обработки и, соответственно, качество и эффективность обработки (ремонта, рихтовки, восстановления).

В настоящее время известен ряд методов измерения удельного сопротивления и электропроводности. Выбор того или иного метода и измерительной техники при решении каждой конкретной задачи зависит от многих условий: вида измеряемого параметра, интервала его значения, требуемой точности измерения, особенностей объекта измерения и т. п.[2].

В связи с этим, **целью работы** является предложение возможных методов измерения удельной электропроводности, которые бы полностью удовлетворяли требованиям, необходимым для определения данного параметра в магнитно-импульсной обработки металлов (МИОМ).

Результаты исследования. Рассмотрим основные **традиционные методы** измерения электрофизических параметров:

– метод амперметра и вольтметра;

– логометрический;

– мостовой.

Метод амперметра и вольтметра (косвенный метод). Этот метод основан на раздельном измерении тока в цепи измеряемого сопротивления и напряжения на его зажимах и последующим вычислении значения сопротивления (закон Ома) по показаниям измерительных приборов. Достоинство метода заключается в простоте его реализации, недостаток – в сравнительно невысокой точности результата измерения, которая ограничена классом точности применяемых измерительных приборов и методической погрешностью. Последняя обусловлена влиянием мощности, потребляемой измерительными приборами в процессе измерения, другими словами – конечным значением собственных сопротивлений амперметра и вольтметра [2].

Логометрический метод. Этот метод основан на измерении отношения двух токов, один из которых протекает по цепи с измеряемым сопротивлением, а другой – по цепи, сопротивление которой известно. Оба тока создаются одним источником напряжения,

поэтому нестабильность последнего в известных пределах практически не влияет на точность результата измерения. Принципиальная схема содержит измерительный механизм на основе логометра магнитоэлектрической системы с двумя рамками. Измеряемое сопротивление может быть включено последовательно или параллельно относительно рамки измерительного механизма.

Напряжения питания логометра влияет на чувствительность его измерительного механизма к изменению измеряемого сопротивления и не должно быть ниже определенного уровня. Обычно напряжение питания логометров устанавливают с некоторым запасом по отношению к минимальному допустимому уровню для того, чтобы его возможные колебания не влияли на точность результата измерения [2].

Мостовой метод. Мосты постоянного тока предназначены для измерения малых и средних сопротивлений. Они являются приборами сравнения, в которых в процессе каждого измерения происходит сравнение измеряемого сопротивления с мерой. В качестве меры используются эталонные резисторы, образующие плечи моста.

В мостах постоянного тока используется нулевой метод сравнения с мерой. Одна диагональ моста подключается к источнику питания, а другая диагональ – к индикатору равновесия моста (нуль-индикатору), который обнаруживает равенство потенциалов в этой диагонали.

Главное достоинство мостов постоянного тока для измерения сопротивлений – высокая точность (в ряде приборов погрешность достигает не более 0,001 %). Это объясняется применением метода сравнения в процессе измерения, точностью мер эталонных резисторов и высокой чувствительностью гальванометра. К недостаткам мостов постоянного тока следует отнести: сложность конструкции, высокую стоимость, большое время измерения [3].

Современные методы измерения. В настоящее время все чаще возникает необходимость отходить от традиционных методов измерения электрофизических параметров, потому что в ряде случаев, невозможно изготовить хорошие контакты, т.к. в процессе их изготовления возможно образование дефектов, загрязнение металла в месте контакта. Кроме этого, существуют случаи, когда нужно производить неразрушающий контроль изделия больших размеров, и чувствительности приборов измеряющих напряжение не хватает, либо просто нет возможности сделать контакты (непрерывный прокат). В этих и многих других случаях бесконтактные методы измерения сопротивления (удельной электропроводности) становятся незаменимыми.

Бесконтактное измерение удельной проводимости очень часто встречается в структуроскопии. Теоретической основой вихретоковой структуроскопии [4, 5] является наличие корреляционных связей между электрическими характеристиками металлов и сплавов и их химическим составом или структурным состоянием. Поэтому, на основании измерений удельной электрической проводимости возможно контролировать структуру однородность химического состава, механические свойства материала и т. п. [6].

Для измерения удельной электрической проводимости обычно применяется метод вихревых токов. Достоинством метода является нечувствительность к загрязнению поверхности объекта контроля непроводящими веществами, давлению, влажности и загрязненности газовой среды. Простота конструкции преобразователя и возможность проведения бесконтактного контроля – еще одно преимущество вихретокового метода [7].

Среди существующих приборов для измерения удельной электрической проводимости наибольшее распространение получили ВЭ-17, предназначенные для контроля алюминиевых сплавов, и ВЭ-26Н – для контроля алюминиевых и медных сплавов [8]. Оба прибора малогабаритные, имеют автономное питание, снабжены миниатюрным накладным измерительным преобразователем. Наличие встроенного калибратора у прибора ВЭ-26Н не требует стандартных образцов удельной электрической проводимости для подготовки его к работе.

Более современная версия представленных выше вихретоковых структороскопов – это прибор SIGMASCOPE® SMP10 компании ХЕЛЬМУТ ФИШЕР (рис.1). Прибор SIGMASCOPE® SMP10 измеряет электропроводность по методу вихревых токов в соответствии со стандартами DIN EN 2004-1 и ASTM E 1004. Высокая фазовая чувствительность прибора по отношению к измеряемому сигналу позволяют определять электропроводность металла без непосредственного контакта с ним, например, под слоем краски или синтетического покрытия толщиной до 500 мкм. При этом методе минимизировано влияние шероховатости поверхности на результаты измерений [9].

Рисунок 1. Вихретоковый структуросткоп SIGMASCOPE® SMP10 компании ХЕЛЬМУТ ФИШЕР

Резюмируя проведенное рассмотрение методов бесконтактного измерения удельной электропроводности, можно придти к заключению о существенной ограниченности их возможностей.

Так, во-первых, исключаются измерения для металлов с толщиной, меньшей величины эффективной глубины проникновения поля, во-вторых, предложения не работают для металлов, обладающих магнитными свойствами и т.д.

Указанные недостатки становятся особо значимыми и неприемлемыми при магнитно-импульсном деформировании тонкостенных металлов, поскольку не позволяют идентифицировать важнейшую характеристику обрабатываемого объекта – удельную электропроводность, определяющую не просто эффективность, а практические возможности технологий с использованием энергии электромагнитных полей.

В связи с этим в лаборатории электромагнитных технологий Харьковского национального автомобильно-дорожного университета были предложены и теоретически обоснованы бесконтактные системы измерения удельной электропроводности проводников, такие как:

– система с индукторами с «идеально» проводящими обмотками [10];

– система с индукторами с «абсолютно прозрачными» обмотками [11];

– системы с обмотками индукторов в виде тонкостенных экранов [12].

В указанных работах предложена и теоретически обоснована дееспособность метода измерения удельной электропроводности тонкостенных листовых металлов. В основу его положена идея взаимодействия «встречных» магнитных полей двух соленоидов, успешно применявшаяся в магнитно-импульсной обработке металлов для устранения негативных последствий диффузионных эффектов при силовом воздействии на обрабатываемые объекты.

Сущность предлагаемого метода заключается в создании условий, при выполнении которых суммарный магнитный поток от двух источников «встречных» полей в пространстве между листовыми проводниками обращается в нуль. Математическая формулировка этих условий, связывающая амплитудно-временные параметры полей в системе с электрофизическими характеристиками листовых металлов, представляет собой

базовое соотношение, с помощью которого возможно определение неизвестной удельной электропроводности исследуемого металлического образца [13].

Отличительные особенности предлагаемого метода от известных аналогов:

– отсутствие непосредственных электрических контактов с металлом исследуемого образца;

– возможность измерения удельной электропроводности листовых металлов с толщиной, существенно меньшей эффективной глубины проникновения поля в соответствующую проводящую среду;

– возможность измерения удельной электропроводности как немагнитных, так и магнитных металлов (неферро- и ферромагнетики!).

Работа систем с использованием метода «встречных» полей возможна исключительно в низкочастотном режиме возбуждаемых полей, когда имеет место их интенсивное проникновение сквозь листовые металлы, один из которых является «контрольным образцом» с известными параметрами, а второй – образцом, электропроводность которого определяется.

В случае идеально проводящих обмоток индукторов удельная электропроводность немагнитных листовых металлов определяется отношением напряжённостей магнитного поля, возбуждаемого в рабочих зонах индукторов равными и одинаково направленными токами.

Метод «встречных» магнитных полей позволяет измерять удельную электропроводность не только немагнитных металлов, но и тонкостенных листовых ферромагнитных образцов, причём в случае «абсолютно прозрачных» обмоток индукторов рабочее соотношение для определения удельной электропроводности включает не напряжённости магнитных полей на внешних границах листовых металлов, а токи, возбуждающие систему.

Выводы.

1. Проведен анализ существующих традиционных и современных методов измерения удельной электропроводности, определены их недостатки и пределы возможностей применения.
2. Выявлены преимущества способов бесконтактного измерения данного электрофизического параметра.
3. Раскрыты особенности и преимущества бесконтактного способа определения удельной электропроводности, основанного на взаимодействии «встречных» магнитных полей от двух источников поля – индукторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Туренко А. Н. Импульсные магнитные поля для прогрессивных технологий / А. Н. Туренко, Ю. В. Батыгин, А. В. Гнатов // Том 3 Теория и эксперимент притяжения тонкостенных металлов импульсными магнитными полями: Монография – Харьков: ХНАДУ, 2009.

2 . Малиновский В.Н. Электрические измерения / Под ред. Малиновского В.Н. – М.: Энергоатомиздат, 1987.

3 . http://www.electrotechnika.info.

4 . Дорофеев А. Л. Индукционная структуроскопия. – М.: Энергия, 1973. – 176 с.,

5 . Наумов Н. М. Резистометрический неразрушающий контроль деформируемых алюминиевых сплавов / Н. М. Наумов, П. Г. Микляев– М.: Металлургия, 1974. – 199 с.

6 . Бакунов А. С. Контроль механических свойств алюминиевых сплавов электромагнитным методом / А. С. Бакунов, В. Ф. Мужицкий, Б. Е. Попов – Дефектоскопия, 1995, №2, с. 61-67.

7 . Неразрушающий контроль и диагностика: Справочник. Под ред. В.В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1995. – 488 с.

8 . Бакунов А.С. Измеритель удельной электрической проводимости ВЭ-26Н / А. С. Бакунов, В. А. Смолягин– Дефектоскопия, 1991, №3, с. 81.

9 . http://www.helmut-fischer.com/globalfiles/RU_SMP10_RU_0901.PDF

10 . Батыгин Ю. В., Бесконтактный способ измерения удельной электропроводности листовых металлов / Ю. В. Батыгин, А. В. Гнатов, М. В. Барбашова, Т. В. Гаврилова, А. А. Степанов, Електротехніка і Електромеханіка. 2012. № 1 – с.69-72.

11 . Барбашова М. В., Способ определения электрофизических параметров металлов, применяемых в автомобилестроении, Автомобильный транспорт, ХНАДУ, 2012., № 31 – с. 153-158.

12 . Ю. В. Батыгин, Анализ электромагнитных процессов в системе для измерения удельной электропроводности листовых металлов с «тонкостенными» обмотками / Батыгин Ю. В., Чаплыгин Е. А., Барбашова М. В., Вісник НТУ «ХПІ», 2013 № 1 – с. 110-121.

13 . Пат. 96335 України, B21 Д 26/14. Спосіб вимірювання питомої електропровідності листових металів / Батигін Ю. В., Гнатов А. В., Смірнов Д. О.; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. ун-т. – № а 200913091 заявл. 16.12.2009; опубл. 25.11.2011, Бюл. № 20.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДАТЧИКОВ ВЕЛИЧИНЫ ДЕФОРМАЦИИ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ЗАГОТОВОК ПОД ВОЗДЕЙСТВИЕМ МОЩНЫХ ИМПУЛЬСОВ МАГНИТНОГО ПОЛЯ

Богданов В.А.[1], Алексеев А.В.[1], Радин В.К.[1], Гнатов А.В.[2]
[1]*Херсонская государственная морская академия (Украина)*
[2]*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет (Украина)*

Введение. Метод изменения формы тонких металлических заготовок под воздействием мощных импульсов магнитного поля с целью придания им нужной геометрической формы является новым и перспективным направлением технологии обработки металлов [1-4]. Особенно широкое применение данный метод находит при внешней бесконтактной рихтовке кузовов автомобилей после попадания их в дорожно-транспортные происшествия.

Данный метод позволяет изменять геометрическую форму металла без внешнего непосредственного контакта, является экологически более чистым и ресурсосберегающим по сравнению с традиционными механическими, термическими, химическими и другими методами, а также существенно уменьшает себестоимость производства. Данный метод используется за рубежом, а также в Украине.

Недостатками известных методов изменения геометрической формы металлических заготовок под воздействием мощных импульсов является отсутствие возможности корректировки и управления индуктивностью индуктора и амплитудой возбуждённых токов в зависимости от величины деформации заготовки.

Актуальностью проводимых исследований является поиск возможностей корректировки и управления указанными величинами.

Целью исследований является исследование возможности управления подаваемым сигналом в зависимости от геометрической формы заготовки при одновременном сохранении величины мощности сигнала.

Постановка задачи. Для достижения поставленной цели нами использовались два метода:

- изменение формы индуктора с круглой на прямоугольную и разделение его на две симметричные части, представляющие собой раздельные проводники тока, последовательное или параллельное соединение которых позволяет регулировать индуктивность индуктора и амплитуду возбуждённых токов;
- использование эластических материалов для передачи величины деформации металлических заготовок на датчики давления, передающие соответствующий сигнал на источник подаваемых импульсов магнитного поля.

Результаты исследований. Испытания проводились следующим образом. Предварительно заряженный ёмкостной накопитель энергии разряжался на индуктор. При протекании разрядного тока через индуктор в металлическом экране и металлической заготовке наводились индукционные токи, направление которых было противоположным полю возбуждающего тока. Согласно закону Ампера, между токами протекающими в одном направлении действует сила притяжения, а при противоположных направлениях тока – на проводники действует сила отталкивания.

Разделённые на две симметричные части прямоугольный индуктор размещается между металлической заготовкой и металлическим экраном. Проводники тока в каждой из частей индуктора разделены. Последовательное и параллельное соединение проводников между собой позволяет регулировать индуктивность индуктора и амплитуду возбуждённых токов (рис.1).

Схема последовательного и параллельного подключения витков индуктора к ёмкостному накопителю представлена на рис.2

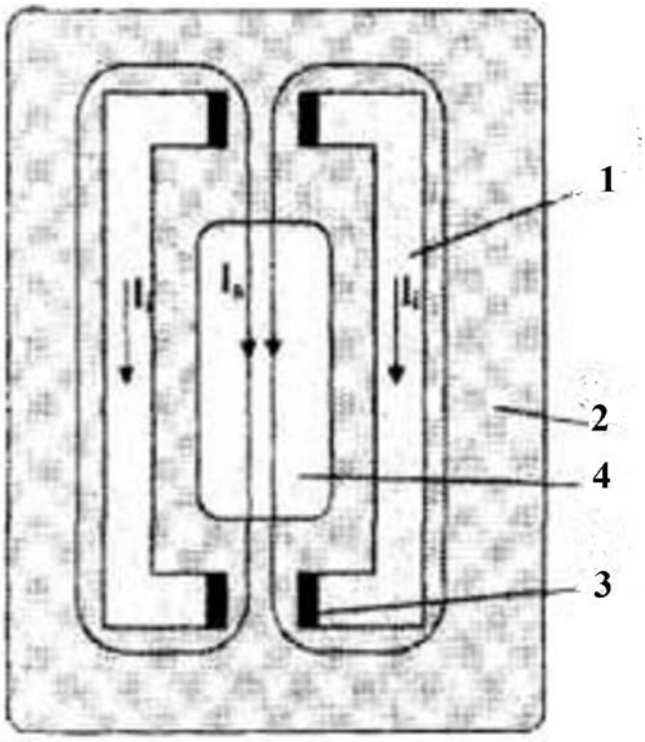
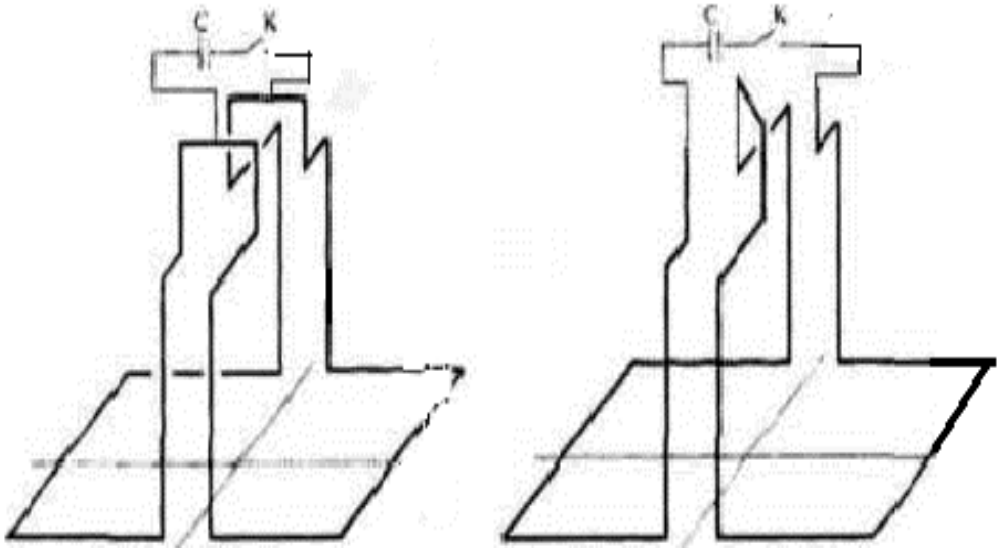


Рисунок 1. Схема генератора для магнитно-импульсной обработки металлических заготовок: 1 – индуктор; 2 – экран; 3 - выводы подключения индуктора; 4 - обрабатываемая заготовка; I_i - ток индуктора, $I_в$ - ток, который наведён в заготовке



а) *б*)

Рисунок 2. Способа подключения витков индуктора к емкостному накопителю *С* и коммутатору *К*: а) параллельное, б) последовательное.

Указанный метод работает по принципу взаимодействия индукционных токов в металлическом экране и металлической заготовке, которые имеют одинаковое направление, а поэтому притягиваются. Индукционный ток в металлическом экране и металлической заготовке наводятся током индуктора, который находится между ними, но электрически изолирован от них.

Для повышения мощности магнитных импульсов в работе использовался импульсный трансформатор, индуктивное электрическое сопротивление обмоток которого достаточно низкое для работы при соответствующем индуктивном сопротивлении индуктора, что обуславливает низкую эффективность процесса преобразования энергии источника питания в энергию магнитных импульсов в индукторе.

Сравнительные испытания индукторов прямоугольной и цилиндрической формы, при одинаковых прочих условиях, показало, что в последнем случае распределение величины магнитного поля по площади обработки заготовки более неравномерное, с уменьшением силы воздействия до нуля в геометрическом центре круглой площади.

Большая неравномерность воздействия магнитного поля по рабочей площади в случае цилиндрической формы индуктора, естественно, уменьшает эффективность работы всей установки.

Исследование возможности управления подаваемым сигналом в зависимости от геометрической формы заготовки при одновременном сохранении величины мощности сигнала согласно второму методу осуществлялась следующим образом. Эластический материал и датчик давления помещались между металлическими экраном и заготовкой. Изменение формы эластического материала под воздействием изменения геометрической формы металлической заготовки соответственно изменяло величину давления на датчик, который мог воздействовать на величину подаваемых импульсов магнитного поля.

Выводы. В результате проведённых экспериментальных исследований удалось выяснить следующее:

– наиболее эффективное воздействие магнитного поля на металлическую заготовку происходит при прямоугольной форме индуктора;

– разделение на две симметричные части прямоугольного индуктора и соответствующее разделение проводников с током позволяет при их параллельном и последовательном соединении регулировать величину подаваемых импульсов магнитного поля;

– существенно более гибкое управление величиной подаваемого импульса магнитного поля осуществляется использовании эластического материала и датчика давления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Батыгин Ю.В., Лавинский В.И., Магнитно-импульсная обработка тонкостенных металлов. - Харьков: МОСТ Торнадо, 2002. - 288с.

2. Белогий И.В., Фертик С.М., Хименко Л.Т. "Справочник по магнитно-импульсной обработке металлов", Харьков: Высшая школа, 1977 г., с.3-16.

ПРЕДСТАВЛЕНИЕ ЭЛЕКТРОПРИВОДА НАСОСА ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ КАК ДВУХ МАССОВОЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Исаев Е.А., Завальнюк О.П., Шумиский И.И.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Как пример рассмотрения представим систему, изображенную на рис. 1. Характерной особенностью машин и механизмов, подобных приведенной на рис. 1, является наличие упругих механических звеньев в кинематических линиях. Упругие механические звенья в переходных режимах способствуют возникновению колебаний, в результате чего возникают дополнительные динамические нагрузки привода, и процессы в действительности не соответствуют оптимальным значениям.

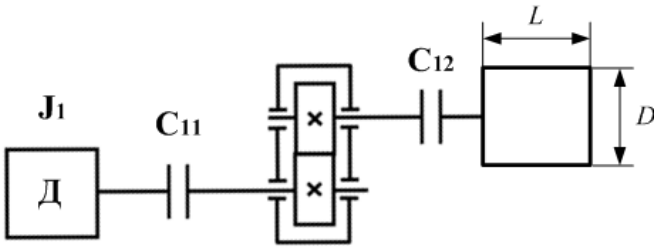


Рисунок 1. Схема электромеханической системы для подачи насосом вязкой среды к потребителю

Представим выше обозначенную электромеханическую систему в виде [Л]:

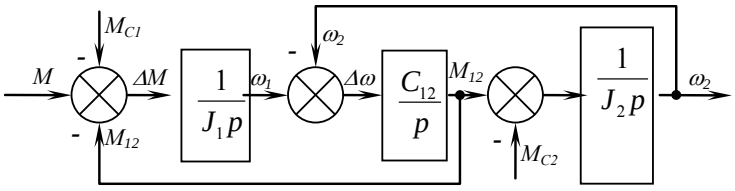


Рисунок 2. Структурная схема электромеханической системы

Для этой системы справедливы уравнения:

$$\begin{cases} M - M_{c1} - M_{12} = J_1 p\omega_1 \\ M_{12} - M_{C2} = J_2 p\omega_2 \\ pM_{12} = C_{12}(\omega_1 - \omega_2) \end{cases} \qquad (1)$$

Здесь ρ − символ дифференцирования $\rho \equiv \frac{d}{dt}$;

M, M_{c1}, M_{12}, M_{c2} − моменты: вращения, механических потерь двигателя, упругих связей и нагрузки (насос) соответственно;

C_{12} − жесткость упругих связей;

ω_1 и ω_2 – частоты вращения вала двигателя и вала насоса соответственно;

J_2, J_1 – моменты инерции насоса с транспортируемым вязким материалом и двигателя соответственно.

Отметим, что в нашем случае M_{c2} − момент, создаваемый объемом вязкого материала, транспортируемого к потребителю.

Преобразование системы дифференциальных уравнений (1) путем исключения M_{12} и ω_1 относительно ω_2 дает:

$$\omega_2 = \frac{C_{12}(M - M_{C2})p - M_{C2}J_1p^3}{\left[J_2J_1p^4 + (J_2 + J_1)C_{12}p^2\right]} = \frac{1}{J_2J_1} \cdot \frac{C_{12}(M - M_{C2}) - M_{C2}J_1p^2}{\left[p^2 + \frac{(J_2 + J_1)}{J_2J_1}C_{12}\right]p} \qquad (2)$$

Разложив (2) на рациональные дроби методом неопределенных коэффициентов и, перейдя к оригиналам, мы получили выражение:

$$\omega_2 = \frac{1}{J_1J_2}\left[\frac{J_2J_1(M - M_{C2})}{(J_2 + J_1)} - \frac{M_{C2}J_1^2 + J_2J_1M}{J_2 + J_1}Cos\left(\sqrt{\frac{(J_2 + J_1)}{J_2J_1}C_{12}}\,t\right)\right] \qquad (3)$$

Представим в развернутом виде составляющие выражения (3).

Момент инерции насоса без нагрузки, согласно рис. 1

$$J_б = \int_0^{\delta} \rho L\pi\left(\frac{D}{2} - \delta + r\right)^3 dr = \frac{\pi\rho L}{4}\left(\frac{D}{2} - \delta + r\right)^4\Bigg|_0^{\delta} = \frac{\pi\rho L}{4}\left[\left(\frac{D}{2}\right)^4 - \left(\frac{D}{2} - \delta\right)^4\right], \qquad (4)$$

где D, L, δ − диаметр, длина и вязкий «гарнисаж» рабочего пространства насоса.

Расчет момента инерции содержимого определим по выражению:

$$J_{сод} = \gamma \int_1^{L+1} dl \int_{\pi\frac{l^2+l+1}{2l^2+l}}^{\pi\frac{l-1}{2l+1}} d\varphi \int_{\left(\frac{D}{2}-\delta\right)\left[1-\frac{\varphi l - \frac{\pi(l-1)}{2+\frac{1}{l}}}{\varphi + \frac{l^2}{4}}\right]}^{\frac{D}{2}-\delta} \rho^3 \cdot d\rho, \qquad (5)$$

где γ — удельный вес вязкой жидкости;

$d\phi, dl, d\rho$ — приращения угла поворота, длины рабочей части насоса и степени заполнения материалом, соответственно. Естественно, $J_2 = J_б + J_{сод}$.

Момент сопротивления вращению вала насоса определяется:

$$M_{c2} = g\gamma \int_1^{L+1} dl \int_{\pi\frac{l^2+l+1}{2l^2+l}}^{\pi\frac{l-1}{2l+1}} Sin\left(\varphi - \pi/3\right) d\varphi \int_{\left(\frac{D}{2}-\delta\right)\left[1-\frac{\varphi l - \frac{\pi(l-1)}{2+\frac{1}{l}}}{\varphi + \frac{l^2}{4}}\right]}^{\frac{D}{2}-\delta} \rho^2 \cdot d\rho \qquad (6)$$

С учетом жесткости муфт, момента инерции двигателя и соответствующих параметров рабочей части насоса, а также выражений (3,4,5) расчет по (6) не представляет затруднений. При этом отметим, что значение M_{c2} отражает производительность насоса по исходному транспортируемому материалу.

Расчеты показывают, что инерционность второй массы (насоса с материалом) значительна, и мало отличается от инерционности массы первой, и соответствующие частоты резонанса системы и резонансной частоты второй массы несколько отличаются друг от друга [Л]. Анализ (6) также показывает, что при постоянной нагрузке колебания в системе незначительны, но при изменении производительности насоса влияние этих изменений на работу электромеханической системы существенно, поэтому для качественного управления работой с вязким материалом пренебрегать влиянием степени заполнения рабочего пространства насоса нецелесообразно.

ЛИТЕРАТУРА

Л. Ключев В.И. Теория электропривода, М., Энергоатомиздат, 1998, − 704 с.

ВАЛОГЕНЕРАТОРНАЯ УСТАНОВКА КОМБИНИРОВАННОГО ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСА С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ АСИНХРОННО-СИНХРОННЫМ АГРЕГАТОМ

Ищенко И.М., Черненко В.В.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Введение. Целесообразность применения валогенераторных установок (ВГУ) в составе СЭЭС в настоящее время является очевидным. При этом, особый интерес представляет реализация двигательного режима работы валогенератора (ВГ) на гребной винт. В таких системах ВГ обеспечивает аварийный ход судна при отказе главного двигателя (ГД), что повышает надёжность судовых энергетических установок (СЭУ) и безопасность плавания в целом.

Актуальность исследований. Известно, что применение комбинированных электромеханических пропульсивных комплексов обеспечивает улучшение технико-экономических и эксплуатационных показателей СЭУ, а также расширяет возможность судна в соответствии с его назначением. При реализации всех режимов работы комбинированного пропульсивного комплекса с ВГУ актуальным является решение таких вопросов, как стабилизация частоты переменного тока ВГ при различных частотах вращения ГД, пуск электрической машины ВГУ в режиме двигателя, а также регулирование его мощности и частоты вращения.

Результаты исследований. В настоящее время с освоением производства силовых полупроводниковых преобразователей на основе биполярных транзисторов и транзисторных модулей решение отмеченных вопросов значительно упрощается. Однако, при применении ВГУ с полупроводниковыми преобразователями (ПП) требуются решения ряда достаточно сложных вопросов, связанных с обеспечением необходимого качества электроэнергии в судовой сети, снижением массы и габаритов фильтров высших гармоник, повышением надёжности работы ПП, обеспечением их эффективного охлаждения и др. В связи с этим определённый интерес представляет внедрение на судах комбинированных пропульсивных комплексов с дифференциальными асинхронно-синхронными агрегатами (ДАСА). Принципиальная схема такого агрегата представлена на рис. 1.

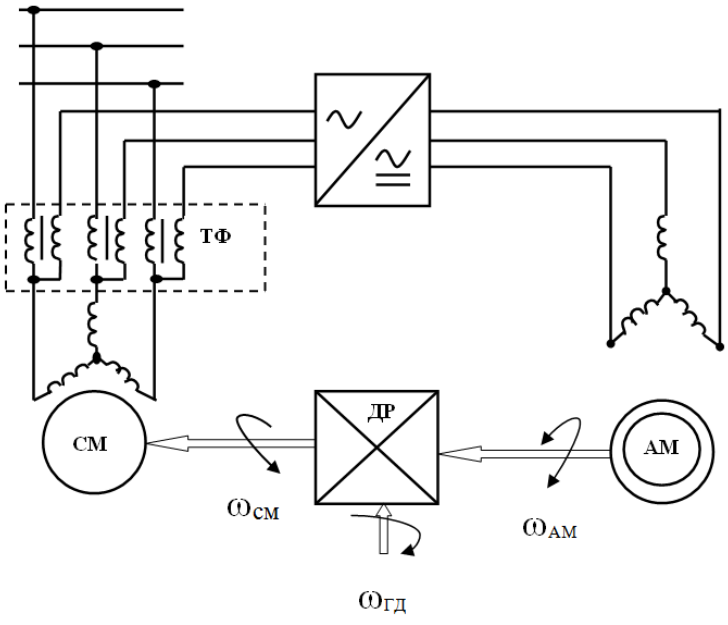


Рисунок 1. Принципиальная схема ДАСА.

Агрегат состоит из бесщёточной синхронной машины (СМ), дифференциального редуктора (ДР), асинхронной машины (АМ), полупроводникового преобразователя (ПП) и трансформаторного фильтра (ТФ).

При работе агрегата в генераторном режиме обе электрические машины работают генераторами. При этом СМ работает при постоянной частоте вращения независимо от частоты вращения ГД. Асинхронная машина также работает в генераторном режиме, а её мощность и частота вращения изменяются в зависимости от частоты вращения ГД. Мощность АМ преобразуется преобразователем и передаётся в сеть через ТФ, который улучшает форму кривой напряжения на выходе агрегата.

При работе агрегата в двигательном режиме СМ работает двигателем при постоянной частоте вращения и получает питание от дизель-генераторов судна. Асинхронная машина обеспечивает пуск СМ и доводит её частоту вращения до синхронной. После этого СМ возбуждается, синхронизируется сетью и включается на работу в режиме двигателя. АМ при этом переводится в режим генератора с переменной частотой вращения и переменной мощностью, обеспечивая соответствующее изменение момента и частоты вращения выходного вала редуктора и гребного винта.

В качестве ПП в агрегате используется преобразователь с управляемым выпрямителем и инвертором, ведомым сетью. Принципиальная схема такого ПП представлена на рис. 2.

В И

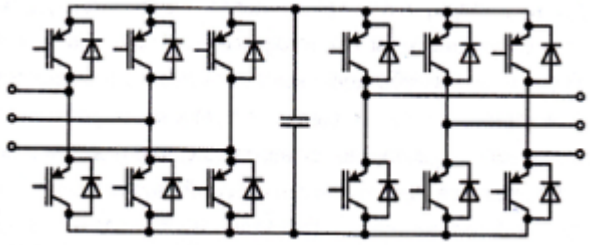


Рисунок 2. ПП с управляемым выпрямителем и инвертором

Основные электроэнергетические соотношения агрегата определяются следующими выражениями:

$$i_2 \cdot \mathrm{M_{CM}} = \mathrm{M_{AM}};$$

$$\mathrm{M_{CM}} = \frac{\mathrm{P_{CM}}}{\omega_{\mathrm{CM}}};\ \mathrm{M_{AM}} = \frac{\mathrm{P_{AM}}}{\omega_{\mathrm{AM}}};$$

$$\mathrm{P_{CM}} = \mathrm{P_A}\frac{1}{1+i_2\frac{\omega_{\mathrm{AM}}}{\omega_{\mathrm{CM}}}};$$

$$\mathrm{P_{AM}} = \mathrm{P_A}\frac{1}{1+\frac{\omega_{\mathrm{CM}}}{i_2\cdot\omega_{\mathrm{AM}}}};$$

$$i_1 \cdot \omega_{\mathrm{ГД}} = \omega_{\mathrm{CM}} + i_2 \cdot \omega_{\mathrm{AM}},$$

где i_1 – передаточное отношение редуктора от входного вала до вала СМ при заторможенном вале АМ;

i_2 – передаточное отношение редуктора от АМ до СМ при заторможенном входном вале;

$\mathrm{M_{CM}}$ и $\mathrm{M_{AM}}$ – моменты на валу СМ и АМ;

P_A, $P_{СМ}$ и $P_{АМ}$ – активные мощности агрегата синхронной и асинхронной машин соответственно.

Выражения, для мощностей синхронной и асинхронной машин, получены при условии, что их к.п.д. равны между собой.

Предварительный анализ ВГУ с ДАСА мощностью 1000кВт в комбинированном пропульсивном комплексе с частотой вращения ГД, равной (50…100) мин$^{-1}$. при синхронной частоте вращения СМ 1500 мин$^{-1}$. частота вращения АМ должна изменяться в пределах от 600 до 3000 мин$^{-1}$. Мощность СМ при этом будет изменяться от 850 до 500 кВт, а мощность АМ – от 150 до 500 кВт.

В дальнейшем, при исследовании комбинированных пропульсивных комплексов, необходимо провести выбор оптимальных передаточных чисел редуктора, определить режимы работы АМ и её системы управления и регулирования, а также исследовать режимы работы агрегата при различных переходных режимах ГД и условий плавания судна.

Выводы:

1. Применение в комбинированных электромеханических пропульсивных комплексах наряду с ВГУ и преобразователями частоты целесообразно использовать системы с ДАСА. При этом по ряду своих показателей такие системы могут превосходить системы с преобразователями.

2. В процессе исследований комплексов с ДАСА особое внимание необходимо обратить на выбор режимов работы АМ, определить оптимальные режимы работы преобразователя, а также исследовать работу комплекса при различных переходных режимах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Григорьев А.В., Петухов В.А. Современные и перспективные судовые валогенераторные установки. – СПб.: ГМА им. адм. С.О. Макарова, 2009. – 176 с.

2. Радин В.И. и др. Электромеханические устройства стабилизации частоты. – М.: Энергоиздат, 1981. – 168 с.

3. Красношапка М.М. Генераторы переменного тока стабильной и регулируемой частоты. - К.: «Техніка», 1974. – 164 с.

ИНФОРМАЦИОННАЯ ОЦЕНКА НЕОБХОДИМОГО ЧИСЛА ИЗМЕРЕНИЙ НА ОСНОВЕ ЭНТРОПИИ

Копп В.Я. [1], Балакин А.И. [1], Чуйко Е.А. [1], Заморенов М.В. [2]
[1]*Севастопольский национальный технический университет (Украина)*
[2]*Севастопольский институт банковского дела Университета банковского дела Национального банка Украины (Украина)*

Введение. Повышение точности измерительных приборных систем является необходимым компонентом улучшения качества продукции. Одним из методов повышения точности измерений является использование многократных измерений. Указанный метод известен в теории измерений [1] и применяется на практике.

Данный метод позволяет повысить точность измерений следующим образом. Вследствие того, что все измерительные системы имеют погрешность, то при показаниях, соответствующих предельным или близким к ним значениям измеряемой величины, ограниченной допуском, нельзя достоверно утверждать, что воспроизводимая величина находится в пределах этого допуска. Поэтому, чтобы получить достоверную информацию о том, что измеряемая величина находится в допустимых пределах, необходимо уменьшить поле допуска этой величины на значение удвоенной предельной погрешности прибора. Однако это значительно сужает область допустимых значений, что усложняет в целом технологический процесс. Увеличение числа многократных измерений устраняет указанный недостаток, тем самым повышая точность результата измерения. Однако использование данного метода приводит к увеличению времени измерения, что оказывает влияние на производительность производственных систем в целом. Поэтому необходимо определять минимально необходимое число измерений обеспечивающих заданную точность.

В работе [2] предлагается определять необходимое число многократных измерений на основе анализа дифференциальной энтропии. В данной работе приведена и доказана теорема согласно которой максимальную дифференциальную энтропию случайной величины сосредоточенной на конечном интервале обеспечивает композиционный закон, который для случая когда ее дисперсия удовлетворяет соотношению $\sigma^2 < \frac{(b-a)^2}{12}$, где a и b предельные значения случайной величины является усеченным нормальным законом. Однако использование данного закона может давать несколько завышенную оценку числа измерений. Это вызвано тем, что сумма двух усеченных законов дает вид плотности, которая имеет нулевые значения на границах интервала внутри которого сосредоточена случайная величина, что не соответствует усеченному нормальному закону.

Постановка и решение задачи. Целью работы является анализ применимости усеченного нормального закона при проведении многократных измерений.

Попытки решить напрямую вариационную задачу, в которой функционалом является интеграл дифференциальной энтропии с учетом указанных ограничений, а также нормировочного условия и ограничения на дисперсию ввиду высокой сложности задачи к успеху не привели. Поэтому было предложено определять вид плотности близкий к оптимальному. Сначала определяется необходимое число измерений $- \; n+1$. Это число уменьшается на единицу и для полученного числа n определяются параметры усеченного нормального закона, а далее суммируется исходный закон с полученным. Последним этапом является определение вида плотности соответствующей частному от деления полученной случайной величины на $n+1$.

Вид полученного закона определяется следующим образом. В соответствии с алгоритмом приведенным в [2] усеченный нормальный закон для центрированной

случайной величины представляется в виде

$$p_n(x) = e^{\lambda_1 - 1} \cdot e^{\lambda_2 \cdot x^2} \tag{1}$$

где λ_1, λ_2 – множители Лагранжа определяемые из системы интегральных ограничений при подстановки в них выражения (1) полученного при решении уравнения Эйлера.

Для одного измерения плотность распределения $p_1(x)$ определяется выражением:

$$p_1(x) = e^{\mu_1 - 1} \cdot e^{\mu_2 \cdot x^2} \tag{2}$$

где μ_1, μ_2 – множители Лагранжа, определяемые аналогично λ_1, λ_2.

Тогда свертка функций $p_n(x)$ и $p_1(x)$ после преобразований будет иметь вид

$$p^*(x) = \begin{cases} A \cdot \left[\Phi_1(x) + \Phi_2(x)\right] / \sqrt{-\lambda_2 - \mu_2};\ x \in \left(-(n+1) \cdot a;\ b - n \cdot a\right) \\ A \cdot \left[\Phi_1(x) - \Phi_3(x)\right] / \sqrt{-\lambda_2 - \mu_2};\ x \in \left(b - n \cdot a;\ n \cdot b - a\right) \\ A \cdot \left[\Phi_4(x) - \Phi_5(x)\right] / \sqrt{-\lambda_2 - \mu_2};\ x \in \left(n \cdot b - a;(n+1) \cdot b\right) \end{cases} \tag{3}$$

где

$$A = -\frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot e^{\lambda_1 - 1} \cdot e^{\lambda_1' - 1} \cdot e^{\frac{4 \cdot \lambda_2 \cdot \mu_2 \cdot x^2 + 4 \cdot \lambda_3 \cdot \lambda_2 \cdot x + 4 \cdot \mu_2 \cdot \lambda_3 \cdot x - (\mu_3)^2 + 4 \cdot \lambda_2 \cdot \mu_3 - \lambda_3^2}{4 \cdot (\lambda_2 + \mu_2)}}$$

$$\Phi_1(x) = erf\left(\frac{2 \cdot a \cdot \lambda_2 + 2 \cdot a \cdot \mu_2 + 2 \cdot \lambda_2 \cdot x - \mu_3}{2\sqrt{-\lambda_2 - \mu_2}}\right);$$

$$\Phi_2(x) = erf\left(\frac{2 \cdot \mu_2 \cdot x + 2 \cdot a \cdot \lambda_2 \cdot n + 2 \cdot a \cdot \mu_2 \cdot n + \mu_3}{2\sqrt{-\lambda_2 - \lambda_2'}}\right);$$

$$\Phi_3(x) = erf\left(\frac{2 \cdot \lambda_2 \cdot x - 2 \cdot b \cdot \lambda_2 - 2 \cdot b \cdot \mu_2 - \mu_3}{2\sqrt{-\lambda_2 - \lambda_2'}}\right);$$

$$\Phi_4(x) = erf\left(\frac{2 \cdot n \cdot b \cdot \lambda_2 + 2 \cdot n \cdot b \cdot \mu_2 - 2 \cdot \mu_2 \cdot x - \mu_3}{2\sqrt{-\lambda_2 - \mu_2}}\right);$$

$$\Phi_5(x) = erf\left(\frac{2 \cdot \lambda_2 \cdot x - 2 \cdot b \cdot \lambda_2 - 2 \cdot b \cdot \mu_2 - \mu_3}{2\sqrt{-\lambda_2 - \lambda_2'}}\right)$$

$erf(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \int_0^x e^{-t^2} dt$ – интеграл вероятности.

Выражение (3) представляет собой плотность распределения суммы двух усеченных нормальных законов, из которых один сосредоточен на интервале $(-a;b)$ а второй на интервале $(-(n+1) \cdot a;(n+1) \cdot b)$

Для того чтобы получить вид плотности распределения случайной величины имеющей математическое ожидание и дисперсию равные средним значениям случайной величины полученной после $(n+1)$ измерений необходимо случайную величину с

плотностью распределения (3) разделить на число измерений $(n+1)$:

$$p(x_{cp}) = \begin{cases} (n+1)\int\limits_{-a}^{(n+1)x+n\cdot a} p_n((n+1)x-y)\cdot p_1(y)dy; \\ \qquad x \in \left(-a;\ \dfrac{b-(n+1)\cdot a}{n+1}\right) \\ (n+1)\int\limits_{-a}^{b} p_n((n+1)x-y)\cdot p_1(y)dy; \\ \qquad x \in \left(\dfrac{b-(n+1)\cdot a}{n+1};\ \dfrac{n\cdot b-a}{n+1}\right) \\ (n+1)\int\limits_{(n+1)x-n\cdot b}^{b} p_{n-1}((n+1)x-y)\cdot p_1(y)dy; \\ \qquad x \in \left(\dfrac{n\cdot b-a}{n+1};b\right) \end{cases}$$

Следует отметить один важный факт. Основываясь на выражении для плотности распределения суммы двух независимых СВ можно утверждать, что при заданных дисперсии и математическом ожидании максимальной энтропией обладает закон полученный при суммировании двух одинаковых независимых СВ. Пример иллюстрируется рисунком 1 (1–вид плотности распределения суммы одинаковых законов с параметрами $a=-1;\ b=1{,}5;\ D=0{,}4;\ m=0{,}1;$ энтропия равна $1{,}294$; 2–вид плотности распределения закона полученного как сумма законов с параметрами $a=-1;\ b=1{,}5;$ $D_1=0{,}5;\ m_1=0{,}17;$ и $a=-1;\ b=1{,}5;\ D_1=0{,}3;\ m_1=0{,}03;$ энтропия равна $1{,}292$).

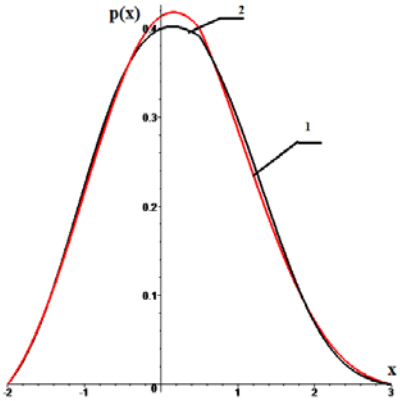


Рисунок 1. Вид плотности распределения

Выводы. Анализ результатов показывает, что при проведении трех и более измерений вероятность ошибочной разбраковки изделий при контроле с использованием усеченного нормального закона и закона (3) отличается не более чем на 2,4 %. Поэтому тот факт, что плотность распределения усеченного нормального закона на границах интервала не равна нулю сказывается незначительно, таким образом, использование усеченного нормального закона в производственных условиях правомерно.

ЛИТЕРАТУРА

1. Новицкий П.В. Оценка погрешностей результатов измерений /П.В. Новицкий, И.А. Зограф. Изд.2-е перераб. и доп. – Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, – 1991. – 304 с.

2. Копп В.Я. Анализ дифференциальной энтропии при многократных технических измерениях в машино-приборостроении / В.Я. Копп, А.А. Скидан, А.И. Балакин, О.В. Филипович// Весн. СевГТУ: Сб. науч. тр. – Севастополь. – 2008 Вып. 93. – С. 164 – 171.

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ НЕЙРОННИХ МЕРЕЖ В АВТОМАТИЗАЦІЇ ОБЛАДНАННЯ НАСОСНИХ КОМПЛЕКСІВ

Малигін Б.В.[1], Котило О.В.[1], Погорлецький Д.С. [1], Тицьков О.І.[2]
[1]*Херсонська державна морська академія (Україна)*
[2]*ДП Херсонстандартметрологія (Україна)*

Вступ. Розвиток техніки рухається в сторону збільшення потужності та ефективності насосного обладнання, на ряду з цим постає проблема безвідмовної роботи цього обладнання. Як відомо будь яка поломка обладнання викликає простої та втрати прибутку у зв'язку з простоями. Будь-якому підприємству більш вигідно попередити поломку та провести технічне обслуговування на яке йде менше затрат часу та ресурсів. Розглянемо таку ситуацію під час роботи насосу вийшов з ладу підшипник оператор не замітив цього в результаті чого був серйозно пошкоджений вал насосу, що в свою чергу потребує затрат на ремонт валу та заміну підшипника, хоча при правильній діагностиці цього можна було уникнути.[6] На даний момент не існує системи котра могла би повністю контролювати всі параметри роботи насосного обладнання. Кожна з розроблених систем лише частково контролює роботу обладнання та практично не враховують можливість роботи насосів в аварійних режимах (аварійна зупинка, раптове знеструмлення, кавітація та інші). Саме тому постає необхідність у розробці нових комплексних методів діагностики.

Актуальність дослідження. Насоси та інше гідравлічне обладнання широко поширене в багатьох сферах промисловості (гірнича промисловість, суднобудівна промисловість, паливо-енергетичний комплекс та інші). Однією з основних вимог, які пред'являються до гідравлічного обладнання, є їх надійність. На надійність гідравлічного обладнання при експлуатації впливають різні фактори: особливості конструктивного виконання гідрообладнання (можливість регулювання, ступінь резервування, зручність обслуговування та заміни елементів та ін.); режими роботи; параметри навколишнього середовища; організаційно-експлуатаційні умови, в тому числі прийнята стратегія технічного обслуговування і ремонту, кваліфікація обслуговуючого персоналу, наявність ефективних засобів діагностики та ін. Саме тому необхідно об'єднати системи котрі повністю можуть врахувати всі параметри роботи обладнання та зменшити вплив людського фактору.

Постановка задачі. Провести аналіз існуючих систем діагностики насосних комплексів та їх недоліків, виявити можливості введення нових систем діагностики насосів та обладнання для повного аналізу їх роботи в умовах динамічних навантажень. Визначити шляхи та напрямок подальших досліджень.

Результати досліджень. Насосна станція – це єдиний комплекс, що включає насосне і допоміжне обладнання. До складу насосної станції входять основні та допоміжні (підпірні, резервні) насоси, мережа технологічних трубопроводів, запірна арматура і вузли перемикання. Потужні насосні станції, в яких насосна система виділяється в самостійний цех, додатково включають об'єкти водоспоживання, каналізації, пожежного захисту, електропідстанцію та ін.[4]

Система діагностування насосних комплексів розподіляється на два типи діагностування: тестове і функціональне.

Методи тестового діагностування використовуються для оцінки технічного стану окремих гідроагрегатів при встановленні їх на спеціальні дослідні стенди. Методи тестового діагностування викликають простої в роботі обладнання а отже і додаткові затрати при роботі, тому їх використовують в останню чергу.

Функціональне діагностування визначає впливи, які поступають на основні входи об'єкта, задані його робочим алгоритмом функціонування, тому вони не можуть

вибиратись, виходячи з умов ефективності організації процесу діагностування. Ці впливи називаються робочими [2].

На принципах функціонального діагностування заснована робота систем вбудованого контролю, якими оснащена більшість систем гідравлічних приводів машин. Тому методи функціонального діагностування в більшості не потребують зупинки обладнання на ремонт та виконуються в процесі роботи обладнання.[5]

Найбільш поширеними методами функціонального діагностування є:

– термодинамічний метод дослідження насосів;

– вібродинамічний метод дослідження насосів;

– акустичні методи дослідження насосних агрегатів;

– діагностика насосного обладнання по параметрам електромагнітного ланцюга електропривода;

– дослідження та аналіз параметрів функціонування насосної установки в нестаціонарних режимах роботи;

– дослідження насосного обладнання під навантаженням, що імітує робочий режим.

Але дані методи використовуються розрізнено та інформація котра отримується в результаті діагностування аналізується та систематизується оператором що спричиняє високий вплив людського фактору. Для зниження впливу людського фактору ми рекомендуємо впровадження нейронних мереж, які і будуть сприймати інформації з усіх частин системи та проводити аналіз та систематизацію отриманих даних. Розглянемо що ж собою представляє нейронна мережа.

Нейронна мережа представляє собою систему з'єднаних і взаємодіючих між собою простих процесорів та датчиків. Такі процесори зазвичай достатньо прості, особливо в порівнянні з процесорами, що використовуються в персональних комп'ютерах. Кожен процесор схожої мережі має справу тільки з сигналами, які він періодично отримує, і сигналами, які він періодично посилає іншим процесорам. І тим не менш, будучи з'єднаними в досить велику мережу з керованою взаємодією, такі локально прості процесори разом здатні виконувати достатньо складні завдання. Такі процесори прийнято називати штучними нейронами[1]. Розглянемо принцип дії штучного нейрону.

На вхід штучного нейрона поступає деяка множина сигналів, кожний з яких є виходом іншого нейрона або сигналом від досліджуваного елемента. На рис.1. представлена модель, що реалізує цю ідею. Хоча мережеві парадигми досить різноманітні, в основі майже всіх їх лежить ця конфігурація. Тут множина вхідних сигналів, позначених x_1, x_2,..., x_n, надходить на штучний нейрон. Кожний сигнал перемножується з відповідною вагою w_1, w_2,..., w_n, і надходить на підсумовуючий блок, позначений S. Кожна вага відповідає "силі" одного біологічного синоптичного зв'язку. Множина ваг в сукупності позначається вектором *W*. Підсумовуючий блок, що відповідає тілу біологічного елемента, складає зважені входи алгебраїчно, створюючи вихід, який ми будемо називати *NET*. У векторних позначеннях це може бути компактно записане таким чином: *NET* = *XW*.[7]

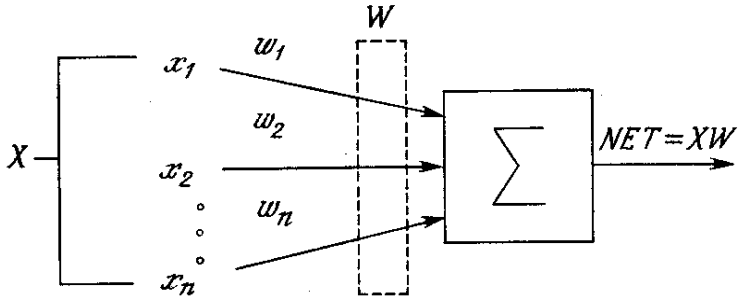


Рисунок. 1. Штучний нейрон

В якості вхідних сигналів x_1, x_2,..., x_n, що надходять на нейрон підключаються датчики (вібродинамічні, електричні, гідроелектричні та інші), на кожен нейрон група датчиків певного типу та елементу насосного комплексу. Наприклад: до одного нейрону підключенні датчики електромагнітного кола, до іншого вібродинамічні датчики насосу, до третього датчики тиску в різних частинах насосного комплексу. Всі нейрони передають отриману інформації на комп'ютер де спеціальна програма її аналізує систематизує та порівнює з еталонними значеннями. Така система дозволяє отримати один зрозумілий для сприйняття результат. Який з високою точністю вкаже в якій частині насосного комплексу можлива поломка. Важливою властивістю нейронних мереж, що свідчить про їх великий потенціал і широкі прикладні можливості - паралельна обробка інформації одночасно великою кількістю нейронів. Завдяки цьому досягається значне пришвидшення обробки інформації. Іншою не менш важливою особливістю нейронних мереж є здатність до навчання та узагальнення інформації. Таким чином досягається деяка схожість з роботою головного мозку людини.[3]

Висновки. Система діагностування, що використовується, повинна закладатися при проектуванні гідравлічного обладнання, так як лишень при цьому може бути забезпечений необхідний рівень контролепридатності і технологічності. Таким чином, є взаємозв'язок між методами проектування гідравлічного обладнання і створенням системи їх діагностування. Доцільне поєднання різних методів діагностування в одну взаємопов'язану систему для отримання повної картини роботи насосного комплексу. І саме такою системою може бути нейронна мережа, котра здатна поєднати в собі аналіз електричної, механічної та гідравлічної складової процесу роботи гідрообладнання, з виводом простого та зрозумілого результату оператору. При цьому швидкість роботи автоматизованої системи зросте.

ЛІТЕРАТУРА

1. Rosenblatt F. 1962. Principles of neurodynamics. New York: Spartan Books. (Російський переклад: Розенблатт Ф. Принципы нейродинамики. М.: Мир., 1965.)

2. Груба В.И. Технические средства автоматизации в горной промышленности/ В.И. Груба, Э.К. Никулин, А.С. Оголобченко.-К.: ИСМО, 1998.-373.

Круглов В.В. Искусственные нейронные сети. Теория и практика. – 2-е изд., стереотип./ Круглов В.В., Борисов В.В – М.: Горячая линия-Телеком, 2002. – 382 с.

3. Мала гірнича енциклопедія. т. І. (за редакцією В. С. Білецького). — Донецьк: Донбас, 2004. — 640 с

4. Маренич К. Н. Автоматизированный электропривод машин и установок шахт и рудников: учебное пособие для студентов вузов / К. Н. Маренич, Ю. В. Товстик, В. В. Турупалов и др. – Донецк: ДВПЗ «ДонНТУ», 2012. –254с.

5. Попкович Г.С., Автоматизация систем водоснабжения и водоотведения: Учеб.для вузов/ Попкович Г.С., Гордеев М.А.. – М.: Высш. шк., 1986. – 392 с.

6. Уоссермен Ф. Нейрокомпьютерная техника: Теория и практика / Ф. Уоссермен. – М.: Мир,1992. – 184 с.

ПЕРЕДАЧА СИГНАЛУ ПО КВАНТОВОМУ КАНАЛУ ЗВ'ЯЗКУ

Пастух О.А.
Тернопільський національний технічний університет імені І.Пулюя,(Україна)

Сучасний розвиток інформаційної інфраструктури потребує швидких і захищених каналів зв'язку до яких відносяться квантові канали зв'язку.
Швидкість квантових каналів зв'язку досягається завдяки квантовому паралелізму, а їх захищеність – використанням технології квантової телепортації.
Специфіка квантових каналів зв'язку полягає у тому, що по них можна передавати квантову інформацію. Тому для того, щоб можна було передавати класичну інформацію її потрібно спочатку кодувати у квантову інформацію, а після передачі квантової інформації її слід декодувати у класичну інформацію (рис.1).

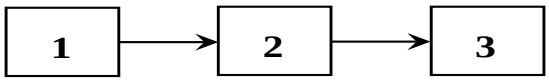


Рисунок 1. Загальна схема передачі класичної інформації по квантовому каналу зв'язку: 1 – кодер для кодування класичної інформації в квантову інформацію, 2 – квантовий канал зв'язку, 3 – декодер для декодування квантової інформації в класичну інформацію

Таким чином, швидка і захищена передача сигналу по квантовому каналу зв'язку здійснюється за допомогою технології квантової телепортації:

1) сигнал $s(t)$ кодується у квантовий сигнал $|\psi_{s(t)}\rangle$, що досягається шляхом динамічного приготування станів квантових бітів;

2) виконується телепортування квантового сигналу $|\psi_{s(t)}\rangle$ за допомогою використання заплутаних квантових бітів, зокрема, квантових бітів, що знаходяться у стані Белла. Процес телепортацію детально описаний в [1, 2];

3) виконується зворотне декодування квантового сигналу $|\psi_{s(t)}\rangle$ у сигнал $s(t)$. Це досягається завдяки дії ермітових операторів на стани квантових бітів.

Якщо у квантовому каналі зв'язку наявні квантові шуми, то процес передачі квантової інформації по ньому описується за допомогою квантово-логічної схеми, що наведена на рис.2.

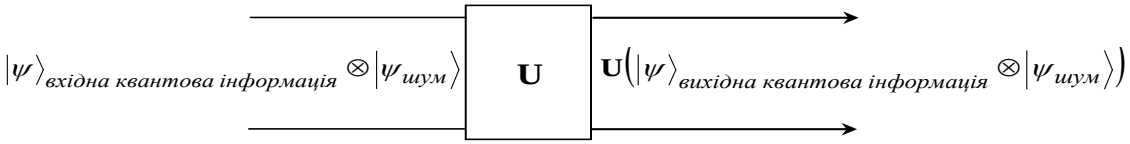


Рисунок 2. Квантово-логічна схема, яка зображає квантовий канал зв'язку із шумом: $\otimes$ – тензорний добуток, **U** – унітарний оператор.

Конкретний вигляд унітарного оператора **U** залежить від типу взаємодії між квантовими бітами та зовнішнім середовищем.

Таким чином, передача сигналу по квантовому каналу зв'язку можлива за наявності та відсутності квантових шумів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Нильсен М. Квантовые вычисления и квантовая информация / М.Нильсен, И.Чанг; под ред. М.Н.Вялого, П.М.Островского.– М.: Мир, 2006.– 822с.

2. Холево А.С. Введение в квантовую теорию информации / Холево А.С.– М.: МЦНМО, 2002.– 128с.

ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ СКРЕБКОВОГО ГРУНТОПРИБИРАЧА ТРАНШЕЙНИХ БЕЗКІВШОВИХ ЕКСКАВАТОРІВ

Пелевін Л.Є., Горбатюк Є.В.
Київський національний університет будівництва і архітектури (Україна)

Вступ. В Україні в останній час спостерігається зростання об'ємів будівництва, освоєння природних ресурсів, облаштування нафтових і газових родовищ, газу і інших корисних копалини, що вимагають досягнення якісно нового рівня в капітальному будівництві, корінного поліпшення якості робіт на споруджуваних об'єктах, що реконструюються, розробки грунту з підвищеною ефективністю.

Капітальне будівництво вимагає прокладення різних комунікацій, проведення робіт по нульовому циклу, пов'язаних з розробкою грунту, розкриттям асфальтових покриттів. У сучасній будівельній промисловості разом із зведенням нових споруд необхідно здійснювати значну реконструкцію промислових і цивільних об'єктів в найрізноманітніших умовах: в зонах скельних і важких грунтів, в обмежених міських умовах, проводити розбирання міцних покриттів, у тому числі і в аварійних ситуаціях і таке інше.

Іноді терміни введення об'єктів будівництва в експлуатацію змушують йти на дорожчання робіт, проводити їх в зимовий період.

Для ведення вище перелічених робіт створені і використовуються різні технічні засоби, у тому числі машини з ланцюговими різальними органами. Так, наприклад, при здобичі блоків каменю використовуються переважно вузькощілинорізальні машини на рейковому ходу [1], а для розробки мерзлого грунту – машини з широкими ланцюговими різальними органами [2]. Швидкість екскавації матеріалу з траншеї за допомогою траншеєкопача може бути в 6 разів вище за швидкість, яку забезпечує одноківшевий екскаватор.

Застосування безківшових ланцюгових траншеєкопачів дозволяє знизити енергозатрати на розробку твердого та мерзлого ґрунтів, отримати технологічно підготовану траншею для укладання інженерних комунікацій у проектне положення як у літній, так і в зимовий періоди.

Актуальність досліджень. Робота присвячена актуальній проблемі в галузі комунального господарства – створенню нової конкурентоспроможної вітчизняної техніки для земляних робіт. Особливо доцільним є використання такої техніки в умовах виконання траншей для інженерних комунікацій, що між іншим розуміє під собою високу технологічність та швидкість виконання поставлених задач.

Розглянута та вирішена в роботі задача створення низькоенергоємної техніки є актуальною не тільки для галузі будівельного господарства, а й має вагомі передумови для розробки нової ефективної вітчизняної техніки з енергозберігаючими властивостями взагалі.

Постановка задачі. Відмінністю безківшового ланцюгового траншеєкопача є те, що виконавчий орган разом з руйнуванням мерзлого чи твердого грунтів виконує функцію органа, який транспортує грунт з траншеї. Піднятий з траншеї грунт накопичується перед виконавчим органом на поверхні незруйнованого масиву.

Вилучений на поверхню ґрунт осипається у зазори між виконавчим органом і боковими стінками траншеї, затягується до неї холостою гілкою ріжучого ланцюга і накопичується у нижній частині виконавчого органа між ріжуче-транспортуючими елементами. Ущільнюючись, він ускладнює доступ різців до вибою, при цьому збільшується як зусилля подачі, так і зусилля протягування ріжучого ланцюга.

Тому необхідно мінімізувати енергетичні витрати роботи ланцюгового траншеєкопача та знайти залежність роботи по транспортуванню і підйому грунту

скребками грунтоприбирача, потужності, що витрачається, і енергоємності процесу транспортування грунту від об'єму і форми тіла волочіння розпушеного грунту.

Результати досліджень. Метод дослідження – експериментально-аналітичний. Ці закономірності первісно визначаються дослідним шляхом. Після цього, з метою обґрунтування отриманих закономірностей, аналітичними засобами з'ясовується фізична суттєвість процесу руйнування ґрунту. Після цього проводиться опис отриманих закономірностей, що дозволить застосувати результати досліджень при рішенні практичних задач.

Виходячи з поставлених задач, програма експериментальних досліджень включає наступні основні етапи:

– розробку методики досліджень;

– розробку, виготовлення та апробування лабораторної установки та натурної моделі робочого органу;

– підготовку вимірювальної та реєструючої апаратури та її тарирування;

– створення моделі суглинистого ґрунту з заданими фізико-механічними характеристиками;

– проведення дослідів;

– обробку результатів дослідів та оцінка їх точності;

– визначення області раціональних значень конструктивно-технологічних параметрів робочого органу.

Для проведення експериментальних досліджень можна застосовувати різні види стендів для дослідження процесу різання ґрунту при роботі скребкового грунтоприбирача.

Відомий стенд (рис. 1), що складається з опор 1, на яких встановлені в підшипниках вісі 2 стояк 3, жорстко зв'язаних з напрямними 4, з якими жорстко з'єднано контейнер 5 для середи, що руйнується. В напрямних 4 встановлено тензометричний візок 6 з ріжучим елементом 7, який має привід 8. До правого стояка 3 приєднано гідроциліндр 9, а до лівого – привід повороту 10 [3].

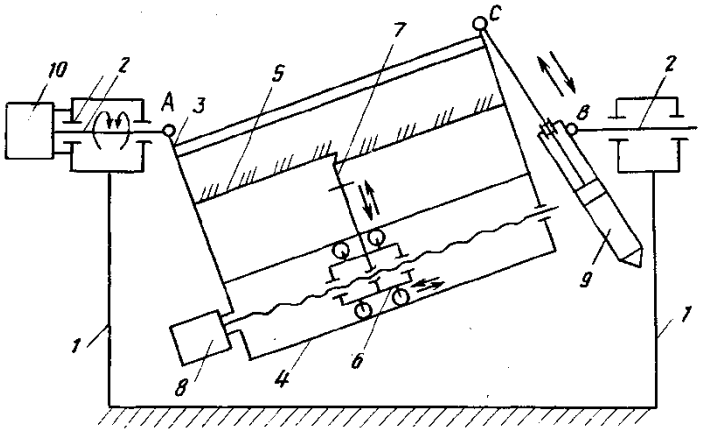


Рисунок 1. Стенд для дослідження процесу різання

При роботі стенда ріжучий елемент 7 виставляють на потрібну глибину різання. За допомогою приводу 10 відбувається поворот осей 2 стояків 3, а разом з ними системи, яка складається з системи жорстко з'єднаних напрямних 4, контейнерів 5, тензометричного візка 6 з приводом 8 і гідроциліндра 9, у вертикальній площині на потрібний кут. Потім за допомогою руху штока гідроциліндра 9 відбувається обертання тієї ж системи у взаємно перпендикулярній площині. Шляхом повороту системи приводом 10, що дозволяє здійснити повні оберти на 3600, можна отримати положення, при яких ріжучий елемент 7 зрізує грунт, що знаходиться над ним, під ним та збоку від нього. Шляхом руху штока гідроциліндра можна отримати різні положення контейнера 5.

Для проведення експериментальних досліджень роботи скребкових грунтоприбирачів пропонується дослідний пристрій, який складається з трьох основних частин: модель грунтоприбирача, пульт керування, реєструючи апаратура.

Модель скребкового грунтоприбирача складається з рами, на яку жорстко кріпиться основа грунтоприбирача (рис. 2). На основу кріпиться кронштейн з електродвигуном постійного струму 2П-90, якій за допомогою муфти з'єднується з валом веденої зірочки скребкового ланцюга. Електродвигун оснащено регулятором СД-75. Скребковий ланцюг підтримується за допомогою зірочок, одна з яких є ведучою, інші направляють та ще слугують для натягу ланцюга.

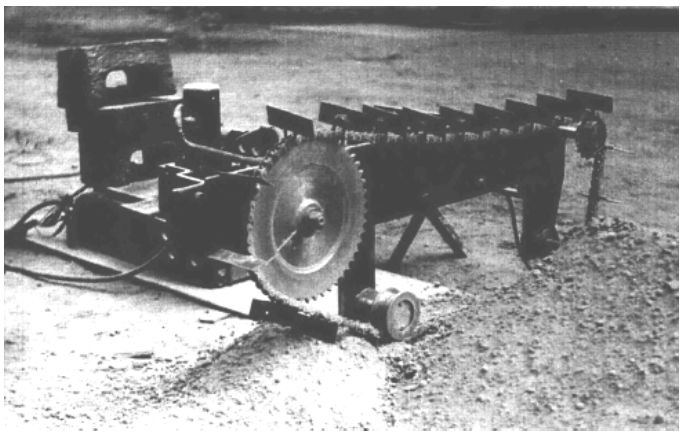


Рисунок 2. Загальний вигляд скребкового грунтоприбирача

Робочим органом моделі є ланцюг ПР-38, 1-12700 ГОСТ 13568-97, на якому закріплені скребки (табл. 1) з кроком $t_{с,м}$ =90 мм.

Таблиця 1. Характеристика скребків, які повинні досліджуватися

Параметри скребка	Форма скребка							
	прямі				сегментні			
	2	1	3	4	8	5	7	6
Висота H, мм	120	100	84	84	120	100	100	84
Ширина B, мм	240	300	354	354	240	300	300	354
$K = H / B$	0,5	0,33	0,25	0,25	0,5	0,33	0,33	0,25

Реєструюча апаратура повинна відповідати наступним вимогам:

1. безінерційність для можливості точної фіксації різких змін;
2. висока чутливість, для можливої роботи в широкому діапазоні існуючих навантажень не великих за значенням;
3. постійність масштабу величин, які вимірюються, для полегшення обробки зафіксованих даних.

Вузол призначений для визначення опору робочому пересуванню робочих елементів являє собою тензометричну балку з датчиками, що з'єднані за перехресною схемою. Відмінністю з'єднання датчиків за цією схемою є те, що різнойменні датчики, розташовані з двох боків балки, з'єднані перехресно та підключені у плечі тензометричного напівмосту (рис. 3). Це дозволяє вимірювати різницю моментів сил в перерізах *I* та *II*, яка залежить від величини сили та не залежить від точки її прикладання.

Дослідження проводилися на природних та штучних ґрунтах. Останні характеризуються достатньо постійними властивостями, бо вивчення окремих закономірностей і, особливо, фізичних явищ, що супроводжують процес, вимагало багатократного повторення дослідів за умови сталості властивостей взірців. Ґрунтовий

матеріал готували по методиці професора В.І. Баловнєва змішуванням помолотої спондилової глини (30 %) та піску (58 %) з наступним добавленням води (12 %). Отримана грунтова суміш достатньо коректно моделювала найбільш представницький грунт – "середній суглинок".

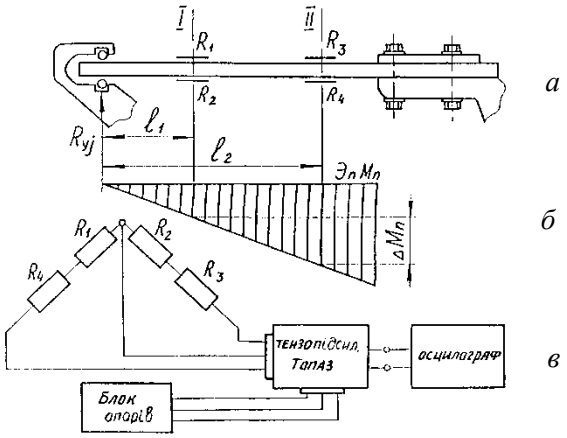


Рисунок 3. Вузол вимірювання зусилля подачі робочого органу:
а – розміщення датчиків на тензобалочці; б – епюра моментів; в – схема підключення датчиків у напівміст

Щільність отриманої моделі грунту визначали за ГОСТ 22733-77 з застосуванням прибору ДОРНІІ для стандартного ущільнення грунту, а волога – за ГОСТ 5180-75. Зчеплення та кут внутрішнього тертя грунту встановлювали по результатам лабораторного визначення опору зрізу, виконаного за ГОСТ 12248-78. Контроль фізико-механічних властивостей натурної моделі грунту проводився систематично в ході постановки дослідів. Випробування грунту на зріз та визначення вологості виконували перед кожною серією дослідів.

Для визначення точності результатів експерименту або визначення числа повторювань дослідів застосовувалися залежності з класичної теорії математичної статистики [4, 5, 6]:

$$\varepsilon = \frac{z_{\text{Ст}} \cdot \delta_x}{\sqrt{n_{\text{досл}}}}$$
$$N_{\text{досл}} = \frac{z_{\text{Ст}}^2 \cdot \delta_x^2}{\varepsilon^2}, \quad (1)$$

де ε – ексцес або максимальне розходження між виборчою та генеральною середньою;
$z_{\text{Ст}}$ – число таблиці Стьюдента, що залежить від достовірної ймовірності Φ(z)=0,95;
δ_x – середньоквадратичне відхилення величини $X_д$ при $n_{\text{досл}}$ повторювань дослідів;
$n_{\text{досл}}$ – фактичне число повторювань дослідів;
$N_{\text{досл}}$ – мінімальне число повторювань дослідів.

Згідно таблиць Стьюдента ймовірності Φ(z)=0,95 відповідає значення $z_{\text{Ст}}$, що дорівнює 1,96.

В ході проведення експерименту було проведено n дослідів та одержані такі данні дальності викидання грунту:

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$X_Д$	3,73	3,6	4,05	3,81	3,87	3,76	3,75	3,88	3,96	3,59

Виборча середня результатів вимірювань:

$$\overline{X} = \frac{1}{10}(3{,}73 + 3{,}6 + 4{,}05 + 3{,}81 + 3{,}87 + 3{,}76 + 3{,}75 + 3{,}88 + 3{,}96 + 3{,}59) = 3{,}8\text{м}.$$

Середньоквадратичне відхилення:

$$\delta_x = \sqrt{\frac{1}{10}(3{,}73^2 + 3{,}6^2 + 4{,}05^2 + 3{,}81^2 + 3{,}87^2 + 3{,}76^2 + 3{,}75^2 + 3{,}88^2 + 3{,}96^2 + 3{,}59^2) - 3{,}8^2} = 0{,}13878.$$

Максимальне розходження між виборчою та генеральною середньою:

$$\varepsilon = \frac{1{,}96 \cdot 0{,}13878}{\sqrt{10}} = 0{,}086 .$$

Мінімально необхідне число повторювань дослідів $N_{\text{досл}}$:

$$N_{\text{досл}} = \frac{1{,}96^2 \cdot 0{,}13878^2}{0{,}086^2} \approx 10 .$$

Проведені експериментальні дослідження при різних геометричних розмірах скребків дозволять визначити взаємозв'язок режимів роботи скребкового грунтоприбирача з геометричними розмірами його робочого органу – скребка.

Висновки. Таким чином, при відомих параметрах траншеї, фізико-механічних властивостей ґрунту, який розроблюється, швидкості переміщення безківшового ланцюгового траншеєкопача можна задаючись розмірами скребків та кроком їх розташування на ланцюзі визначити необхідну швидкість руху скребкового ланцюга. Або при тих же самих умовах, задаючись швидкістю руху ланцюга та кроком розташування скребків, можна визначити розмірі скребків.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гарифов В.С. Новое оборудование экспериментального завода/ В.С. Гарифов, А.Я. Гармс// Строительные и дорожные машины, 2004. - №6.-С. 43-46.

2. Юдин В.Г. Повышение качества модульных землерезных машин/ Юдин В.Г. // Строительные и дорожные машины, 2004. - № 6. - С. 2-4.

3. Стенд для исследования процесса резания: А.с. 1352004 СССР, МКИ4 Е 02 F 1/00. /Баладинский В.Л., Костенюк А.А., Пелевин Л.Е. /СССР/. – №4071675/29-03; Заявлено 28.05.86; Опубл. 15.11.87, Бюл. №42.

4. Гласко М.С. Исследование рабочего процесса роторного безлопастного метателя грунту землеройно-транспортной машины. Дис… канд.техн.наук, - М., 1978. – 178с.

5. Румшиский Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. – М.: Изд-во Наука, 1971. – 192 с.

6. Баловнев В.И. Методы физического моделирования рабочих процессов дорожно-строительных машин/ В.И. Баловнев. - М.: Машиностроение, 1974.-232с.

7. Горбатюк Є.В. Силові та енергетичні показники процесу транспортування грунту скребковим грунтоприбирачем // Гірн., буд., дор. та меліорат. машини: Всеукр. збірник наукових праць, - К.: КНУБА, 2009. - Вип. 74 - С. 78-82.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ИНФОРМАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ПРОГРАММНО-УПРАВЛЯЕМЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Скатков А.В., Воронин Д.Ю.
Севастопольский национальный технический университет (Украина)

Введение. В настоящее время сфера деятельности транспортных систем существенным образом расширяется – в ряде случаев при решении задач управления возникает необходимость перехода на инфраструктурный уровень абстракции при решении задач обеспечения безопасности [1]. Несмотря на интенсивное развитие компьютерных систем и информационных технологий защиты, программно-управляемые транспортные средства (ПУТС) продолжают оставаться уязвимыми для информационных атак. Основной угрозой безопасности ПУТС являются акты несанкционированного перехвата каналов обмена информацией и управления, которые далее будем называть А-событиями [2]. В настоящее время разработаны и эффективно применяются различные методы и технологии обнаружения информационных атак. К этим методам следует отнести широкий спектр антивирусных программных средств, аппаратных решений защиты каналов связи, средств мониторинга действия субъектов компьютерных систем и многие другие, к числу которых относятся, в частности классические критериальные методы обнаружения событий и ситуаций. Однако остается комплексно нерешенной проблема минимизации времени обнаружения А-событий, что позволило бы также минимизировать затраты на восстановление ПУТС и своевременно устранять их последствия.

Известно, что при наличии информационных атак в ПУТС возникает существенное изменение системных показателей, одним из которых является относительное функциональное быстродействие процессорных каналов. Процесс изменения системных показателей ПУТС характеризуется наличием четырех непересекающихся зон (*N, A, B, C*) и фазами $(\tau_i;\tau_j)$ (рисунок 1). Причем, в соответствии с [2, 3] выделяют следующие фазы: $(\tau_1;\tau_2)$ – фаза действия А-события развития его последствий в ПУТС до момента его обнаружения, при этом функциональное быстродействие понижается с v_1 до v_2; τ_2 – момент обнаружения А-события; $(\tau_2;\tau_3)$ – фаза принятия контрмер к А-событию (прекращение развития последствий его действия), величина (v_2–v_3) – системные ресурсы, привлекаемые для осуществления контрмер; $(\tau_3;\tau_4)$ – фаза восстановления системы, то есть устранение последствий А-событий [2, 3].

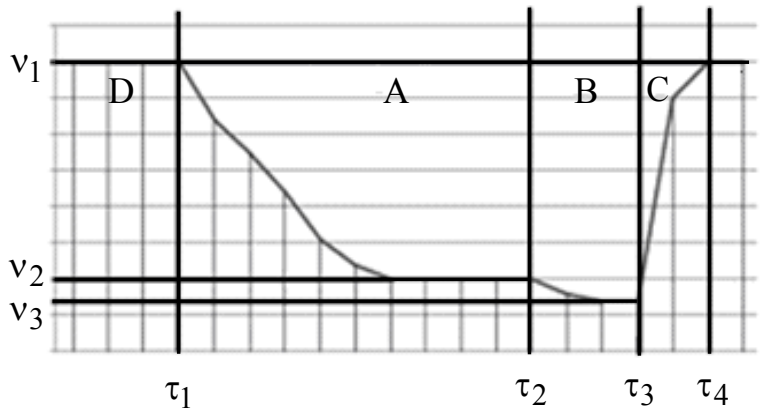


Рисунок 1. Изменение относительного быстродействия ПУТС в условиях наличия атаки, противодействия ей и восстановления

Размер площадей зон *A* и *B* пропорционален объему потерь до и после обнаружения А-события соответственно. Размер площади *C* определяет эффективность восстановления, связанного с восстановлением работоспособности ПУТС. Зона *D* – функционирование ПУТС в штатном режиме. Установлено, что качественный вид изменения функциональных характеристик сохраняется при различных типах А-событий, но отличается параметрами.

Присутствует конфликтная ситуация, невозможность повышения быстродействия процессов обнаружения А-событий, наряду с повышением достоверности. Задача требует решений векторной оптимизации в рамках компромиссов, Парето–решений. необходимости минимизации реактивности обнаружения А-события и обеспечения максимизации достоверности их обнаружения. С учетом этого сформулирована основная системная задача – разработка методов и информационных технологий минимизации этапов ($\tau_1;\tau_2$) за счет своевременного обнаружения А-событий и ($\tau_3;\tau_4$) за счет информационного обеспечения системы поддержки принятия решений для динамического распределения ресурсов при использовании ИПИД-регулятора [4].

Постановка задачи. Пусть в соответствии с системой предпочтений $E=(e_1, e_2\ldots, e_I)$ получено множество оценок $Q_j(t_i)=(q_{1j}(t_i), q_{2j}(t_i),\ldots, q_{Ij}(t_i))$, характеризующих $vr_j(t_i)$ – решение по управлению j-м ПУТС, принятое в момент времени $t_i \in [\tau_2;\tau_3]$. Необходимо сконструировать систему правил формирования вектора $vr(t_i)=(vr_1(t_i), vr_2(t_i),\ldots, vr_{\overline{|VS|}}(t_i))$, $vr \in VR$ таким образом, чтобы вариант, выбранный из множества доступных альтернатив обеспечивал $\sum_j \Phi(Q_j, t_i, vr) \to \underset{vr\in VR}{extr}$, где VR – область допустимых управлений ПУТС, $j = \left\{1, 2, \ldots, \overline{|VS|}\right\}$, VS – множество параметров ПУТС, Φ – оператор свертки критериев, I – число элементов системы предпочтений. Далее для упрощения будем рассматривать частный случай поставленной задачи – имеется одно транспортное средство, $Q(t_i) = \left(K_{t_{ДИР}}(t_i, vr(t_i)), R_П(t_i, vr(t_i))\right)$, то есть $vr(t_i)$ – уже скаляр, а не вектор. Системная характеристика $K_{t_{ДИР}}(t_i, vr(t_i))$, рассчитанная в момент времени $t_i \in [\tau_2;\tau_3]$, может быть использована качестве прогнозной количественной оценки степени нарушения штатного режима функционирования ПУТС. $K_{t_{ДИР}}(t_i, vr(t_i)) = t_i + \max_{j\in J}\left(ov_j(t_i, vr(t_i))\right) - t_{ДИР}$, где $ov(t_i, vr(t_i))$ – вектор прогнозных значений остаточных длительностей выполнения информационно-вычислительных работ при выбранном $vr(t_i) \in VR$; $\mathbf{VR}$ – множество допустимых вариантов управления ПУТС. Ресурсные ограничения в момент времени $t_i \in [\tau_2;\tau_3]$ задаются кортежем $R = \left\langle R_Д, R_П(t_i, vr(t_i))\right\rangle$, где $R_Д$ – матрица, задающая максимальный объем доступных ресурсов в момент $t_i \in [\tau_2;\tau_3]$. Ее столбцы соответствуют типам ресурсов, а строки – ресурсным ограничениям для соответствующего ПУТС. $R_П(t_i, vr(t_i))$ – функционал, характеризующий условия привлечения дополнительных ресурсов в момент времени $t_i \in [\tau_2;\tau_3]$ для реализации $vr(t_i)$. Необходимо $\forall t_i \in [\tau_2;\tau_3]$ при соблюдении ресурсных ограничений R найти такое $vr(t_i)$, что

$$\begin{cases} K_{t_{ДИР}}(t_i, vr(t_i)) \to \min\limits_{vr(t_i)\in VR}, \\ R_П(t_i, vr(t_i)) \to \min\limits_{vr(t_i)\in VR}. \end{cases}$$

Результаты исследований. В рамках дальнейшего изложения материала будем считать, что $vr(t_i)$ – параметр, характеризующий приращение $\Delta\mu(t_{k+1})=v_2-v_3$. Тогда цель функционирования ИПИД-регулятора (структурная схема представлена на рисунке 2) можно сформулировать следующим образом: $\forall k$ найти такое приращение мощности вычислительного сервиса ПУТС $\Delta\mu(t_{k+1})$, чтобы при сложившейся информационной ситуации $w(t_k)$ и текущей длине очереди не обслуженных информационно-вычислительных работ $l(t_k)$ обеспечить выполнение (1).

$$\begin{cases} K_{t_{ДИР}}(t_{k+1}, \Delta\mu(t_{k+1})) \to \min\limits_{vr \in VR}, \\ R_{П}(t_{k+1}, \Delta\mu(t_{k+1})) \to \min\limits_{vr \in VR}. \end{cases} \quad (1)$$

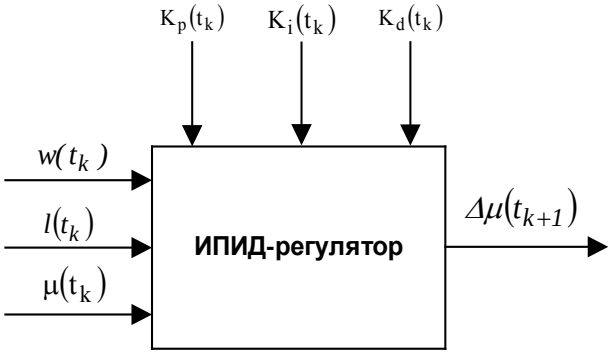


Рисунок 2. Структурная схема ИПИД-регулятора

Функциональная схема реализованной информационной технологии представлена на рисунке 3.

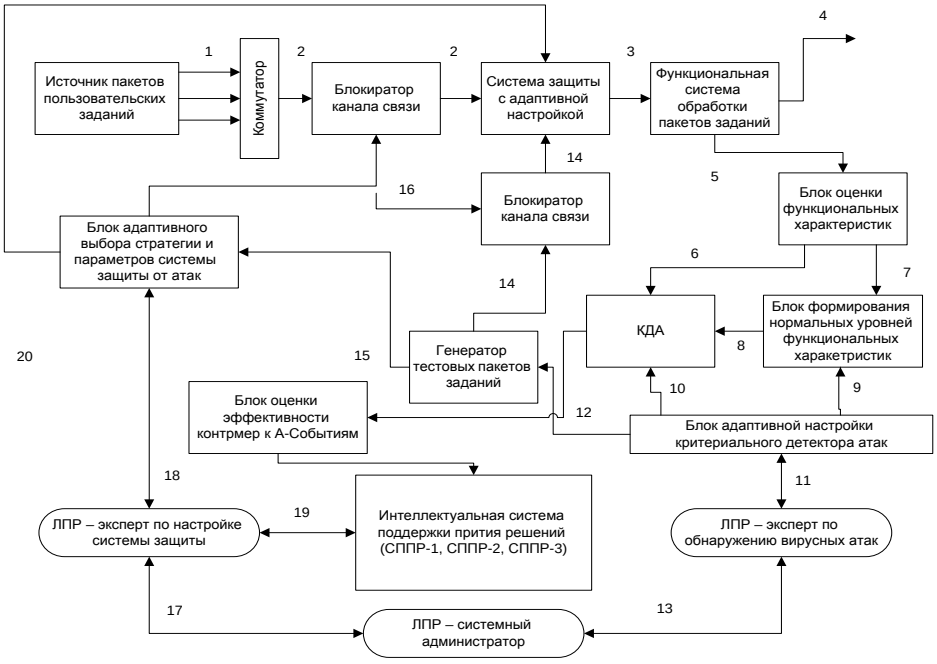


Рисунок 3. Функциональная схема информационной технологии обеспечения информационной безопасности ПУТС

На рис. 3 использованы следующие обозначения: 1 – поток пакетов пользовательских заданий; 2 – пакеты пользовательских заданий для обслуживания конкретного объекта ПУТС; 3 – пакеты пользовательских заданий, проверенные на принадлежность к А-событиям; 4 – результаты обработки пакетов пользовательских заданий; 5 – функциональные характеристики системы обработки пакетов заданий; 6 – выборки функциональных характеристик; 7 – выборки функциональных характеристик; 8 – нормативные значения функциональных характеристик; 9 – команда сбора нормативных уровней функциональных характеристик; 10 – параметрическая и структурная настройка процедур идентификации А-событий; 11 – рекомендации по настройке системы; 12 – команда начала/окончания генерации пакетов тестовых заданий; 13 – рекомендации по стратегии настройки ПУТС; 14 – пакеты тестовых заданий; 15 – индикатор работы генератора пакета тестовых заявок; 16 – команды блокировки канала связи; 17 – рекомендации по настройке системы защиты ПУТС; 18 – настройка системы защиты (изменение интенсивности проверок, типа проверок пакетов и т.д.); 19 – рекомендуемая стратегия защиты для конкретных условий; 20 – команды выбора стратегии защиты.

Выводы. Сравнение предложенного подхода с альтернативными производилось на компьютере следующей конфигурации: процессор Intel Core 2 Duo E8400 3 ГГц, материнская плата Gygabyte GA-G31MF-S2, видеокарта NVIDIA GeForce 9600 GT, 2 гигабайта оперативной памяти, жесткий диск WDC WD2500JS-22NCB1 (2 шт.). Имитационная модель состоит из следующих блоков: блок генерации пакетов пользовательских заданий, блок обработки пакетов пользовательских заданий, блок обнаружения А-событий, блок оказания противодействия А-событиям, блок восстановления функциональных характеристик КТКС после А-события. Проведенные исследования продемонстрировали эффективность предложенного подхода обеспечения информационной безопасности ПУТС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Информационные технологии для критических инфраструктур: монография / А.В. Скатков [и др.] — Севастополь: Изд-во «СевНТУ», 2012. — 306 с.

2. Skatkov A.V. Development of methods for adaptive protection and computer security based on the theory of artificial immune systems / A.V. Skatkov, A.A. Bruhoveckiy, V.S. Loviahin // Научно технический журнал «Радиоэлектронные и компьютерные системы», Выпуск 5 (57), Харьков: изд-во НАУ «ХАИ», 2012г – С. 62 – 66

3. Скатков О.В. Прийняття рішень з управління ризиками при оцінці стану об'єктів критичного застосування на основі нечітких суджень / О.В. Скатков, К.М. Маловік, В.С. Ловягін // Вісник Тернопільского національного технічного університету Випуск 3 (67), Тернопіль: ізд-во ТНТУ, 2012 г. – С.261 – 271

4. Скатков А.В. Информационный пропорционально-интегрально-дифференциальный регулятор как средство компенсации последствий атак / А.В. Скатков, Д.Ю. Воронин, С.А. Черномыз // Научно технический журнал «Радиоэлектронные и компьютерные системы», Выпуск 5 (64), Харьков: изд-во НАУ «ХАИ», 2013 г. – С. 168 – 171

Секція 5

ПРОБЛЕМИ ТА ОСОБЛИВОСТІ ВИРОБНИЦТВА ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СТУПЕНЯ СТИСКУ ТА ФАЗ ГАЗОРОЗПОДІЛУ НА ПАЛИВНУ ЕКОНОМІЧНІСТЬ ГАЗОВОГО ДВИГУНА

Литвин С.М., Швець І.А., Манзюк В.М., Данильченко А.В.
Первомайський політехнічний інститут Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова (Україна)

На сучасному етапі розвитку систем подачі палива газових двигунів обладнаних електронним керуванням та газовими форсунками досягнуто високий рівень паливної економічності і хороші експлуатаційні якості газових двигунів різного призначення. Дані двигуни працюють на природньому та попутному чи зрідженому газах при достатньо високому тиску паливного газу, який подається з трубопроводу чи зберігається в балонах високого тиску. В той же час існує проблема використання паливних газів низького тиску таких як біогаз, звалищний та генераторний гази, шахтний метан та ряд інших компримування яких, в силу різних причин, економічно невигідно. Для використання даних газів низького тиску і, як правило, низької калорійності використовуються газові двигуни з зовнішнім сумішоутворенням за допомогою газоповітряного змішувача. Регулювання потужності на них забезпечується зміною положення дросельної заслінки. Дані двигуни маючі достатньо сприйнятливу паливну економічність на номінальному режимі мають високу витрату палива на часткових режимах. Так витрата палива на холостому ходу двигуна 6ГЧ15/18 становить 30…40 % від витрати на номінальному режимі, що робить його роботу на часткових режимах економічно не вигідною. Подібні проблеми мають і двигуни 12ГЧ15/18, 6ГЧН21/21, 6ГЧН25/34 та ряд інших.

Аналіз причин такої характеристики двигунів з зовнішнім сумішоутворенням показує, що на двигунах даного типу значний вплив на паливну економічність при роботі на часткових режимах мають:

- високі насосні втрати на часткових режимах із-за дроселювання газоповітряної суміші на вході циліндри;
- неоптимальний ступінь стиску двигуна на часткових режимах;
- вузький робочий діапазон по коефіцієнту надлишку повітря та його залежність від параметрів в циліндрі в кінці такту стискання;
- обмеження ряду параметрів двигуна з метою уникнення виникнення в циліндрі двигуна детонаційного згоряння (детонації);
- висока гомогенність газо-повітряної суміші та складність організації пошарового сумішоутворення при застосуванні газоповітряних змішувачів.

В зв’язку з цим є необхідність оцінити вплив ряду параметрів робочого процесу на паливну економічність газового двигуна та здійснити пошук шляхів її підвищення. В першу чергу це стосується ступеня стиску та фази закриття впускного клапана, яка має вплив на фактичний ступінь стиску,

Викладення основного матеріалу. Для аналізу шляхів підвищення паливної економічності двигуна та їх кількісної оцінки здійснено математичне моделювання процесів в циліндрі двигуна та його системах. Виходячи з переліку піднятих питань для математичного моделювання пропонується система диференційних рівнянь для визначення параметрів робочого тіла в циліндрі ДВЗ під процесів газообміну, стиснення, згоряння, розширення та теплообміну з урахуванням особливостей протікання дійсного робочого циклу газового двигуна:

Параметри робочого тіла в циліндрі ДВЗ під час процесів газообміну:

$$\begin{cases} p(\varphi+\Delta) = p(\varphi)\cdot\left(\dfrac{V(\varphi)}{V(\varphi+\Delta)}\right)^{k}\cdot e^{k\cdot\frac{\sqrt{2}\cdot R}{6\cdot n}\cdot\int_{\varphi_2}^{\varphi_1}\left(A\sqrt{T_s}-B\sqrt{T}-C\sqrt{T}+D\sqrt{T_T}\right)\cdot d\varphi} \\ V(\varphi) = V_h\cdot\left[\dfrac{1}{\varepsilon-1}+\dfrac{\sigma(\varphi)}{2}\right] \\ M(\varphi+\Delta) = M(\varphi)\cdot e^{k\cdot\frac{\sqrt{2}\cdot R}{6\cdot n}\cdot\int_{\varphi_2}^{\varphi_1}\left(A\frac{T}{\sqrt{T_s}}-B\sqrt{T}-C\sqrt{T}+D\frac{T}{\sqrt{T_T}}\right)\cdot d\varphi} \\ T(\varphi) = \dfrac{p(\varphi)\cdot V(\varphi)}{8{,}314\cdot M(\varphi)} \end{cases}$$

Параметри робочого тіла в циліндрі двигуна під час процесу згоряння:

$$\begin{cases} \dfrac{dp}{d\varphi} = \dfrac{k-1}{V}(\chi B_0 Q_н - Q_{то})\dfrac{dx}{d\varphi} - k\dfrac{p}{V}\dfrac{dV}{d\varphi} \\ p(\varphi+\Delta) = p(\varphi)+\dfrac{\Delta p}{\Delta\varphi}\Delta\varphi \\ \dfrac{dx}{d\varphi} = -C(m+1)\left(\dfrac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m}\cdot e^{C\left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}} \\ M(\varphi) = \mu_д(\varphi)\cdot M_c \\ T(\varphi+\Delta) = T(\varphi)+\Delta T(\varphi) \end{cases}$$

Теплообмін між робочим тілом та стінками циліндру ДВЗ:

$$\begin{cases} dQ = \alpha_т\cdot f_{ст}(\varphi)\cdot(T-T_{ст})\cdot dt \\ \alpha_т = 0.26\cdot\lambda_{см}\cdot\dfrac{\rho_{см}^{0.7}\cdot C_п^{0.7}}{\mu_{дин.см}^{0.7}\cdot D^{0.3}}+c \\ T_{ст} = T_{охл}+\left(\dfrac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}+\dfrac{1}{\alpha_{охл}}\right)\cdot q_{то} \end{cases}$$

Основні допущення на яких базується представлена математична модель:

1) протікання фізичних процесів в циліндрі під час газообміну, стиснення та розширення робочого тіла має квазістаціонарний характер;

2) витікання робочого тіла з циліндру, та в циліндр вважається одномірним, та має усталений характер;

3) газоповітряна суміш в циліндрі двигуна гомогенна та рівномірно розподілена по об’єму камери згоряння;

4) процес вигоряння палива можна вважати квазістаціонарним;

5) фізичні процеси у впускному та випускному колекторі мають стаціонарний характер;

6) процеси теплообміну мають зрівноважений характер.

При розробці математичної моделі використовувались математичні залежності отримані Глаголєвим Н.М., Дяченко В.Г., Вібе І.І., Вошні Г., та іншими авторами. Найбільш складним питання є розрахунок процесу згоряння – допущення, що всі коефіцієнти даного процесу не залежать від ступеня стискання та параметрів в кінці процесу згоряння некоректні. На даному етапі коригування коефіцієнтів при розрахунку процесу згоряння здійснювалося в ручному режимі на підставі наявного експериментального матеріалу по випробуванням газових двигунів. Представлена вище математична модель була реалізована в програмному середовищі MathCAD. Для перевірки роботоспроможності моделі було розраховано параметри робочого циклу двигуна 2Ч7,2/6,0 конвертованого для роботи на пропан-бутані.

Висновки:

1. Апробація результатів здійснена під час розрахунку параметрів робочого тіла в циліндрі двигуна 2Ч 7,2/6,0.

2. Розроблена математична модель розрахунку робочого циклу газового двигуна адаптована для розрахунків швидкохідних газових двигунів з робочим об'ємом циліндру $0,2 \ldots 0,5 \cdot 10^{-3}$ м^3.

3. Виконані розрахунки показали що паливна економічність двигуна суттєво залежить від співвідношення ступенів стискання та розширення.

4. Розрахунки показали що зі зменшенням навантаження двигуна необхідно зменшувати і ступінь стиску, залишаючи незмінним ступінь розширення.

5. Зменшення ступеня стискання на часткових режимах забезпечує зменшення кількості газоповітряної суміші і за рахунок підвищення тиску у впускному колекторі зменшує втрати на насосні ходи.

6. Зміну фактичного ступеня стиску найбільш оптимально здійснити за рахунок регулювання фази закриття впускного клапана шляхом електро-гідравлічного управління останнім.

ЛІТЕРАТУРА

1. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко; За ред. А.П. Марченка. – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. – 488 с.

2. Глаголев Н.М., Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания / Новый метод расчета. Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы. Киев – Москва, 1950г. – 480 с.

3. М.Г. Сензомирський, В.Г. Дяченко, Г.П. Мироненко. Метод определения конца сгорания в дизелях// Сб. наун.трудов «Двигатели внутреннего сгорания». - Харьков, ХПИ, 1968, вип.7 - с.13-21.

4. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для втузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983.– 372 с., ил.

5. Разлейцев Н.Ф., Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях./ Монография. Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980 г. – 162 с.

6. И.И. Вибе. Новое о рабочем цикле двигателя. – М.: Машгиз, 1962. – 170 с.

7. А.Н. Кабанов, Выбор методики расчета процесса теплоотдачи в газовом двигателе с искровым зажиганием. / Автомобильный транспорт, вып. 30, 2012

ПРОБЛЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ ГРАНУЛООБРАЗОВАНИЯ ПРИ ГРАНУЛИРОВАНИИ РЫБНОЙ МУКИ НА РЫБОЛОВНОМ СУДНЕ

Наговский Д.А.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Введение. В настоящее время на траулерах рыбной промышленности устанавливаются не только холодильные агрегаты, но и средства по переработке рыбы и морепродуктов, в том числе получение рыбной муки. Эта переработка занимает определенное время, на протяжении которого принимать новые порции рыбы проблематично.

Актуальность исследований. В последствии переработки рыбы в муку, последнюю гранулируют. Скорость получения гранул (выход) и их качество напрямую зависят от управления гранулятором. Поскольку время получения муки напрямую влияет на общее время переработки выловленного сырья, то исследования системы гранулирования с целью повышения качества гранул и их выхода являются актуальными.

Постановка задачи. Задачей публикации является разработать математическое описание оптимального процесса управления гранулообразованием при получении рыбной муки с целью повышения выхода гранул без потери их качества.

Как известно, на процесс гранулообразования оказывают влияние: время гранулообразования, скорость вращения чаши, производительность по исходной шихте и угол наклона к горизонту. В задачу исследования входило определение переходных характеристик объекта по каналам регулирующих воздействий, определение степени влияния каждого фактора на выход окатышей и выбор наиболее приемлемых регулирующих воздействий с целью автоматизации процесса гранулообразования.

Таким образом, для решения поставленной задачи, необходимо определить реакцию гранулятора на скачкообразные возмущения по углу наклона (α), скорости вращения чаши (V) и производительности по исходной шихте (P).

1. Определение переходной характеристики по каналу угол наклона чаши – выход окатышей. На рис.1 представлены переходные характеристики при $\Delta\alpha = \pm 2$. Объект по каналу угол наклона – выход окатышей можно отнести к колебательному звену с разной степенью затухания. Коэффициент усиления звена, определенный как отношение приращения выходной величины к приращению входной составляет:

$$K_{+\Delta\alpha} = 11 \qquad K_{-\Delta\alpha} = 8{,}8$$

Изменение угла наклона гранулятора приводит к изменению объема комкуемого материала, что сопровождается значительным выносом мелочи и приводит к расстройке процесса. Следует добавить то что, как показали исследования на физической модели гранулятора, влияние угла наклона отрицательно на принятые критерии оптимизации Y_1 и Y_2, максимальный выход и прочность на сбрасывание, соответственно. В связи с вышеизложенным, угол наклона гранулятора, как параметр, был исключен из физического эксперимента, т.к. использование его как регулирующего воздействия, нецелесообразно.

2. Определение переходной характеристики по каналу: производительность гранулятора по шихте – выход окатышей. Переходный процесс происходит с значительным запаздыванием, определяемым временем транспортного перемещения шихты к гранулятору. Переходная характеристика по каналу: производительность гранулятора – выход окатышей при Δp = +4 т/час (кривая 1) и Δp = -4 т/час (кривая 2) представлена на рис 2. При этом коэффициенты передачи соответственно равны:

$K_{+\Delta p} = 1.56; K_{-\Delta p} = 2.50$. Постоянные времени соответственно: $T_{+\Delta p} = 3{,}6$ мин; $T_{-\Delta p} = 1{,}8$ мин. Таким образом, по каналу: производительность по исходной шихте – выход окатышей гранулятор представляет устойчивое апериодическое звено второго порядка.

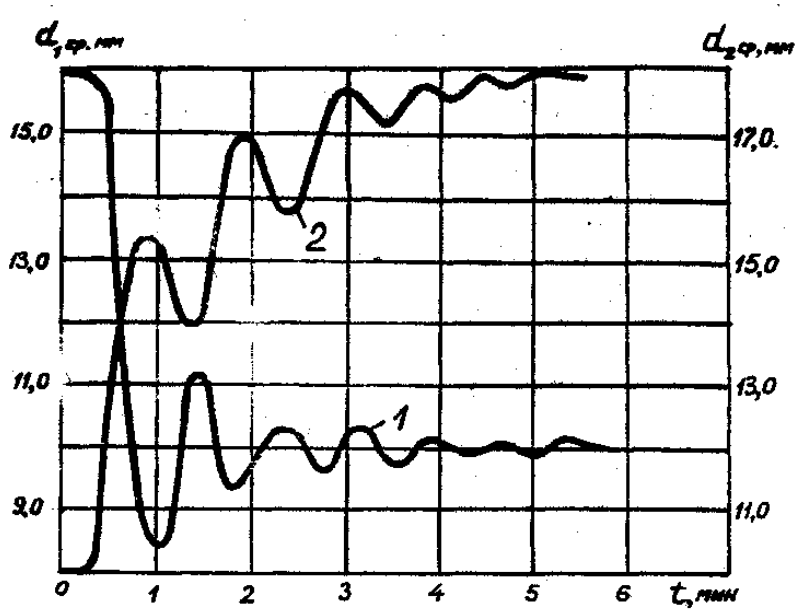


Рисунок 1. Переходные характеристики при $\Delta\alpha = \pm 2$.

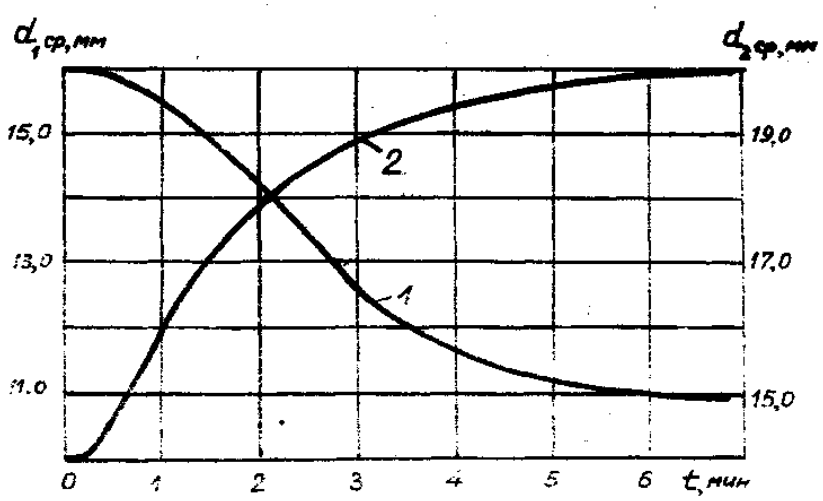


Рисунок 2. Переходная характеристика по каналу производительность гранулятора – выход окатышей при $\Delta p = \pm 4$ т/час.

Постоянные времени соответственно равны: $T_{+\Delta v} = 1{,}2$ мин.; $T_{-\Delta v} = 1{,}2$ мин. Коэффициенты усиления:

$$K_{+\Delta v} = 1{,}84\,;\ K_{-\Delta v} = 1{,}75\,.$$

При изменении производительности и скорости вращения чаши процесс гранулирования не нарушается и средний диаметр окатышей (т.е. выход кондиционного класса) изменяется достаточно плавно. Однако, изменение производительности гранулятора приводит к дестабилизаии нагрузки на обжиговую машину, в результате чего процесс обжига нарушается.

Согласно вышеизложенному, в качестве наиболее приемлемого регулирующего воздействия принято скорость вращения чаши.

Из рассмотрения уравнений регрессии процесса гранулообразования, полученных на физической модели гранулятора, так и на промышленном объекте, пришли к заключению, что показатель качества Y_1, геометрически представляет собой гиперповерхность (холм), обладающий свойством унимодельности.

Математическое описание процесса получения окатышей на промышленном грануляторе подтверждает этот вывод. Для нахождения оптимальных значений параметров, при которых $Y_1 = Y_{1max}$ (где Y_1 – показатель качества), использовался метод статистического градиента.

По указанной методике в приложении Mathcad произведены вычисления максимального выхода $Y_1=Y_{1max}$ Результаты вычислений получены следующие:

$$Y_1 = 97{,}9736\ \%;\ X_1 = 24{,}9781\ \text{т/час};\ X_2 = 11{,}4897\ \text{мин}^{-1};$$

$$X_3 = 8{,}67649\ \%;\ X_4 = 59{,}8509\ \%;\quad Y_2 = 12{,}9374.,$$

где X_3 – влажность поступающей на гранулообразование шихты;

X_1 – производительность гранулятора;

X_2 – скорость вращения чаши;

X_4 – содержание мелких фракций в шихте.

Таким образом, наибольшую разность выходов годных окатышей и крупных кусков можно получить до 98,0 %; при этом влажность шихты должна быть около 8,7 % и содержание мелких фракций 59,8 %. Производительность чашевого гранулятора оказалась несколько ниже установленной нормы (p=30 т/час), что свидетельствует о том, что этот аппарат не представляет собой совершенной конструкции для производства окатышей. Полученные результаты подтверждают данные о процессе гранулообразования на чашевых грануляторах в лабораторных условиях. Поэтому эти результаты были использованы при построении алгоритма с целью автоматизации управления грануляторами.

Для построения алгоритма оптимальности гранулообразования использовалась следующая методика:

1. Для равномерного просмотра интервалов задания величин, X_1, X_3 и X_4 генерировалось случайное число из интервала $I_i \in (0,1)$, затем пересчитывались в заданные интервалы (a, b) по выражению:

$$X_i = (b - a)I_i + a. \qquad (1)$$

где i = 1,2,3 …

2. Высчитывались значения Y_1 и Y_2 для исходных точек X_{1i}, X_{3i} и X_{4i}.

3. Если значения (X_{1i}, X_{3i} и X_{4i}) не удовлетворяли условию $Y_2(X_{1i}, X_{3i}, X_{4i})$ $\in (10{,}22)$ генерировалась новая тройка чисел X_{1j}, X_{3j} и X_{4j}.

4. Если условие удовлетворялось, то высчитывалось такое значение, $X_2 \in (7{,}5...12{,}0)$, для которого выполняется

$$Y_1 = Y_{1max}(X_3, X_4, X_1, X_2) \qquad (2)$$

5. В результате проведенных операций получим таблицу вида:

X_{2i}	X_{3i}	X_{4i}	X_{1i}
X_{2j}	X_{3j}	X_{4j}	X_{1j}
.	.	.	.
X_{2n}	X_{3n}	X_{4n}	X_{1n}

6. Обработав эту таблицу, получили полином вида:

$$X_2 = a_0 + a_1 X_3 + a_2 X_4 + a_3 X_1 + a_4 X_3 X_4 + a_5 X_3^2 + a_6 X_4^2.$$

В результате расчетов получено адекватное уравнение регрессии, которое отвечает условиям оптимальности процесса гранулообразования:

$$X_2 = -14{,}2738 - 2{,}4965 X_3 + 0{,}1011 X_1 + 1{,}093 X_4 - 0{,}010 X_3 X_4 + \\ + 0{,}023 X_3^2 - 0{,}008 X_4^2, \qquad (3)$$

где Y1 = Y1max

Y2 (10,22)

$20 \le X_1 \le 60$, т/час;

$8{,}3 \le X_3 \le 9{,}6$, %;

$56 \le X_4 \le 62$, %.

Анализируя (3) можно сделать ряд **выводов**:

1. Для оптимизации получения гранул при увеличении влажности поступающей на гранулообразование шихты (фактор X_3) необходимо снижать скорость вращения чаши, или увеличивать производительность гранулятора (фактор X_1).

2. С ростом содержания добавок условия гранулообразования улучшаются и, для получения гранул заданного размера, при прочих оптимальных условиях необходимо снижать скорость вращения чаши. Из (3) ясно, что производительность по исходному питанию (фактор X_1) оказывает значительное влияние на положение статической характеристики гранулятора, поэтому при разработке системы автоматического регулирования работой гранулятора необходима стабилизация этого параметра на оптимальном уровне. То есть, выражение (3) является алгоритмом оптимального ведения процесса гранулообразования, так как оно позволяет подобрать такое значение скорости вращения чаши (X_2), которое дает максимально возможный выход гранул при данной входной ситуации, определяемой факторами X_1, X_3, X_4.

ЛИТЕРАТУРА

1. Акимов Л.В., Колотило В.И., Марков В.С. Динамика двухмасовых систем с нетрадиционными регуляторами скорости и наблюдателями состояния. Харьков: ХГПУ. 2000, - 93с.

2. Аркадьев В.Ю., Бражник А.М. Основы оптимизации систем управления и их моделирования. Учебное пособие – К.: Национальная Академия Наук Украины, международная Академия информатизации. – ХГТУ, 248с.

3. Залялеев С.Р. О применении метода полиномиальных уравнений для синтеза непрерывных систем электропривода // Электротехника. 1988. №2. – С. 48-53.

4. Ключев В.И. Теория электропривода. Учебник для ВУЗов 2 изд. перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1998, - 704с.: ил.

РАЗРАБОТКА ПРИСПОСОБЛЕНИЙ ДЛЯ УПРОЩЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ГИПЕРБОЛОИДНЫХ ЧЕРВЯКОВ И ЧЕРВЯЧНЫХ ФРЕЗ

Настасенко В.А. [1], Подзолков А.И. [1], Лещенко А.И. [2]
[1]*Херсонская государственная морская академия,*
[2]*Приазовский государственный технический университет (Украина)*

Введение. Гиперболоидные червячные передачи и инструменты, по сравнению с аналогичными цилиндрическими передачами и инструментами, обладают повышенной точностью, прочностью, нагрузочной способностью, износостойкостью и повышают производительность зубообработки, за счет увеличения количества витков червяков или зубьев фрез, входящих в зацепление с зубчатым колесом [1-4]. Однако их производство усложняется за счет необходимости формирования витков на гиперболоидной винтовой поверхности, что является сдерживающим фактором их широкого применения. Учитывая указанные преимущества гиперболоидных червячных передач и червячных инструментов, устранение недостатков технологии их изготовления является актуальным и важным для всех отраслей машиностроения, где они применяются.

Анализ состояния проблемы, цели и задачи работы. В настоящее время изготовление гиперболоидных червяков и червячных инструментов осуществляется на станках со сложными кинематическими схемами, или на станках с ЧПУ, реализующими 8 движений, показанных на рис.1.

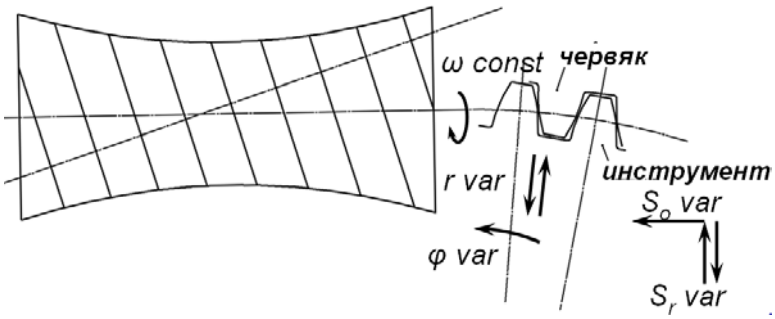


Рисунок 1. Схема формирования гиперболоидного червяка при осевой обработке

Обработка по данному варианту требует:

а) точной настройки резца на размер начального диаметра червяка с разворотом резца в направлении нормали к крайней точке гиперболы и установки его на исходный угол разворота по нормали к этой точке с исходной величиной вылета, равной радиусу кривизны гиперболы в этой точке и по 2-м координатам текущего центра ее кривизны;

б) сложных видов движений для обработки – равномерного вращения червяка и согласованных с ним и шагом его витков в осевом сечении (из расчета смещения на 1 шаг витка за 1 оборот червяка), неравномерных изменений угла поворота и величины текущего вылета резца, зависящих от параметров кривизны гиперболы;

в) выполнения 2-х неравномерных подач суппорта – продольной и радиальной, формирующих траекторию движения точки текущего центра кривизны гиперболы.

Другим недостатком обработки гиперболоидных червяков в осевой плоскости, является несовпадение профиля их витков и профиля инструмента, как между собой, так и с профилем исходной зубчатой рейки, что усложняет контроль профиля червяка, а также изготовление и контроль профиля нарезающего витки инструмента. В работе [5] был принят формообразующий инструмент, полученный заточной задней поверхности на сопрягаемых с червяком зубчатых колесах, с конкретным и единственным для данной

червячной пары количеством зубьев, что исключает универсальность, как применяемого инструмента, так и технологического процесса обработки.

Поэтому главной целью данной работы является снижения сложности производства гиперболоидных червяков, включая разработку необходимого для этого оборудования.

Научную новизну данной работы составляет анализ возможностей известных в настоящее время технологических процессов формирования гиперболоидных червяков и имеющегося оборудования для их производства, а также выбор наиболее простых технических решений, перспективных для реализации в ближайшем будущем.

Главной задачей выполняемой работы является создание таких технологий и оборудования, которые бы имели минимальные отличия по сравнению с имеющимися.

Решение поставленной задачи. Анализ современных высокоточных червячных передач и инструментов показал, что фактическое количество заходов не превышает 4-х, а это ограничивает угол наклона витков к оси червяка, величиной $\omega_\omega \le 12°$. В таком случае возможна обработка гиперболоидных червяков по существующим технологиям обработки цилиндрических червяков, при равномерном вращении ω червяка и прямолинейной осевой подаче s_z режущего инструмента, выполненным по нормали к его витку, с двумя существенными отличиями: – смещением заднего центра станка на высоту $\pm h_ц$ (1), а установленного на суппорте станка перед червяком инструмента – на высоту $\pm h_и$ (2), вниз – при обработке правозаходных червяков, вверх – при обработке левозаходных червяков (рис. 2.а,б):

$$\pm h_ц = l_ц \sin(\pm\omega_\omega) \ \text{(мм)}, \qquad (1)$$

$$\pm h_и = l_и \sin(\pm\omega_\omega) \ \text{(мм)}. \qquad (2)$$

где $l_ц$ – расстояние между центрами шариковых вершин переднего и заднего центров станка, мм,

$l_и$ – расстояние между центром шариковой вершины заднего центра станка и поперечной осью симметрии гиперболы, мм,

ω_ω – угол наклона витков основного червяка к его продольной оси, град.

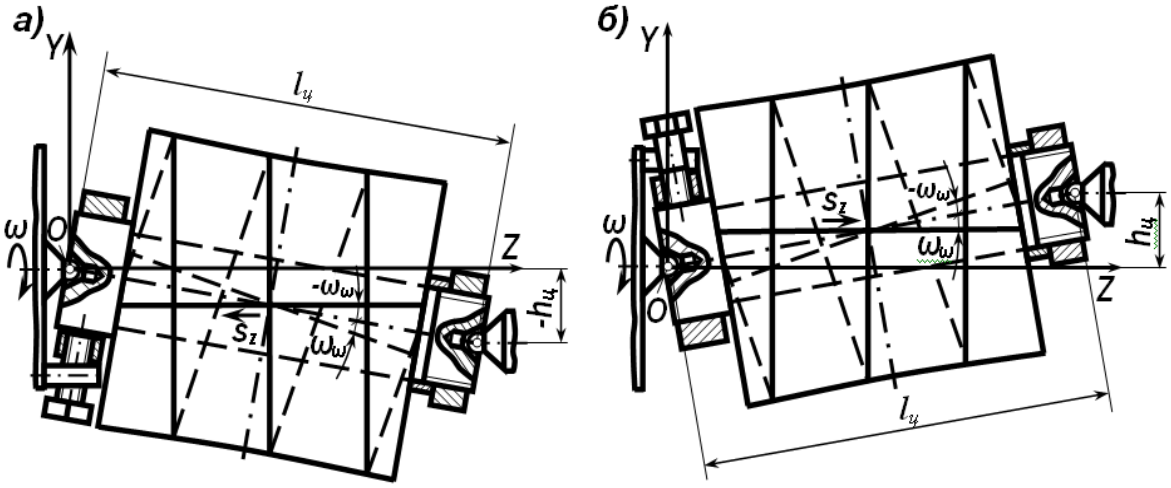


Рисунок 2. Схемы чистовой обработки гиперболоидных червяков при переднем расположении суппорта с режущим инструментом и смешении заднего центра станка: а) правозаходных, б) левозаходных.

Для данных схем обработки проблематичным является смещение заднего центра станка. Если при переднем расположении суппорта с режущим инструментом, для левозаходных червяков оно возможно более простым путем – смещением заднего центра вверх (например, за счет подкладок под заднюю бабку), то для обработки правозаходных червяков необходимо или заднее положение суппорта, что усложняет станок и управление им, или применение специальных приспособлений для сдвига заднего центра.

Разработка таких приспособлений предлагается в данной работе, ряд конструкций которых предложен в заявке на патент [6] и показан на рис. 3 и 4.

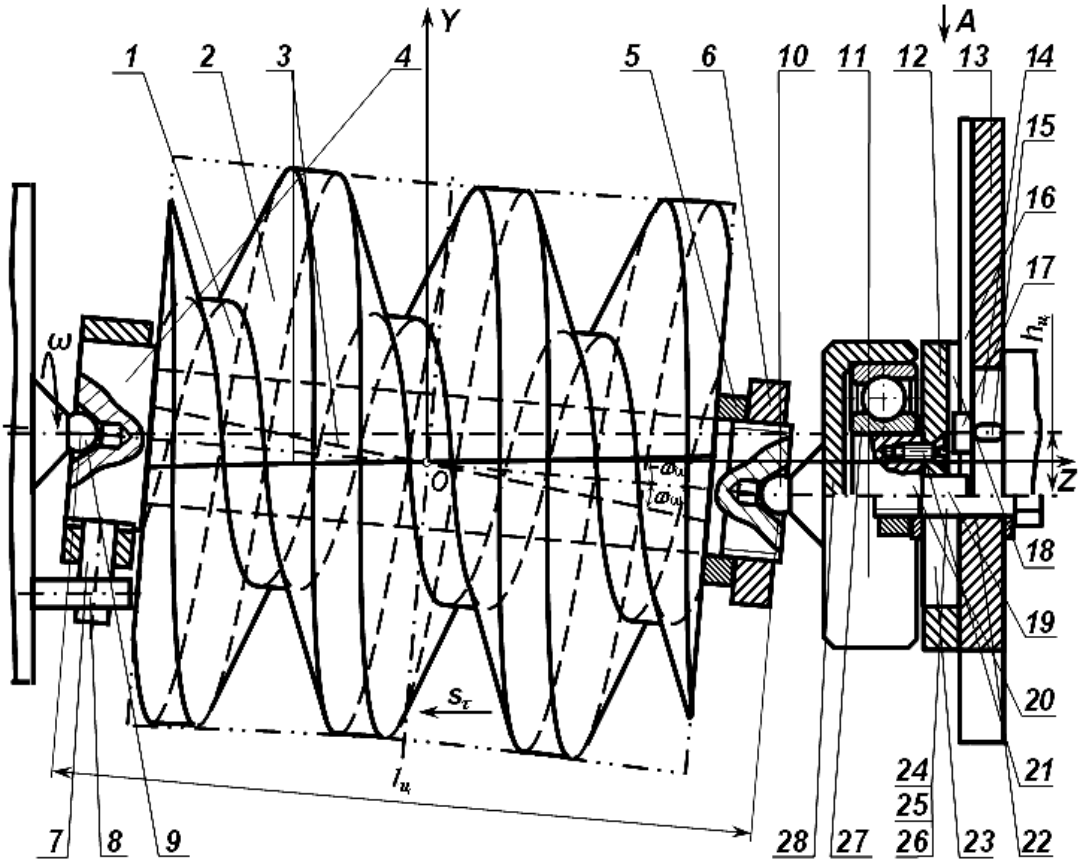


Рисунок 3. Схема установки гиперболоидного червяка на оправку со смещением заднего центра бабки станка и устройство для его осуществления.

На рис. 3 показан гиперболоидный червяк 1, связанный с системой координат *OYZ*, центр которой размещен на продольной оси червяка в среднем сечении впадины его витков 2, которые формируют винтовым движением начальной зубчатой рейки, содержащей ряд зубьев, входящих с ним в станочное зацепление, и развернутой к оси *OZ* червяка по винтовой линии 3 под углом ее наклона $\pm\omega_\omega$, равным углу $\pm\gamma_\omega$ подъема витков червяка на его начальном цилиндре.

Червяк может быть цельным или установлен на оправке 4, с упором в ее буртик и с зажимом втулкой 5 и гайкой 6, с возможностью вращения ω червяка или оправки зажимным поводковым устройством 7 и поводком 8.

Установку червяка на станке под углом наклона $\pm\omega_\omega$ выполняют вводом в центровые отверстия оправки переднего 9 и заднего 10 центров станка с шариковыми вершинами диаметра $d_ц$, которые адекватны диаметру этих центровых отверстий, путем сдвига заднего центра относительно переднего на величину $h_ц$ (1) де $l_ц$ – расстояние между центрами станка, полученное измерением (перед установкой червяка в станке) расстояния $l_ш$ между выступающими поверхностями введенных в центровые отверстия оправки шариков, диаметр $d_ш$ которых равен диаметру шаровых конечностей переднего и заднего центров станка, с вычетом из этого расстояния величины одного диаметра $d_ц$:

$$l_ц = l_ш - d_ш, \text{ (мм)} \qquad (3)$$

Устройство для сдвига заднего центра бабки станка имеет: укороченный центр 10, который закреплен на корпусе 28 с возможностью его вращения на полуоси 11,

закрепленной на вертикальной подвижной каретке 12, установленной на направляющей 13, закрепленной на пиноли 14 задней бабки станка, например, шпонками 15, или на втулке, которая введена в пиноль, а эта направляющая имеет продольную канавку 16, ось которой по нормали пересекает ось пиноли, с возможностью поворота и установки в вертикальной или горизонтальной плоскостях. На торце по краям подвижной каретки на оси, которая пересекает ось заднего центра, закреплены пальцы 17, диаметр которых равен ширине канавки (рис.4. исполнение 1), выполненной на направляющей, в которую они введены с возможностью продольного движения, а для закрепления подвижной каретки на направляющей, на ней выполнены продольные боковые пазы 18 и адекватные им отверстия 20 выполнены по бокам на основании каретки, в которые введены крепежные болты 21 с гайками 22 и опорными шайбами 23. При этом, для улучшения условий вращения заднего центра, между его корпусом 11 и полуосью 12 может быть установлен упорный шариковый подшипник 27. Для фиксации величины смещения $\pm h_ц$, с кареткой может быть введен в контакт винт 25, а на направляющей закреплена связанная с ним гайка 26, при этом винт может быть микрометрическим со шкалой для фиксации перемещений, и вместо гайки он закреплен в адекватной ему опоре, установленной на направляющей.

На рис. 5 показан вид сверху для исполнения 1 и новые исполнения устройства для сдвига заднего центра. В исполнении 2 оно отличается от предыдущего тем, что канавки на направляющей выполнена угловой 29 или трапециидальной формы, а вместо пальцев, на торце по краям каретке выполнены адекватные канавке выступы 30.

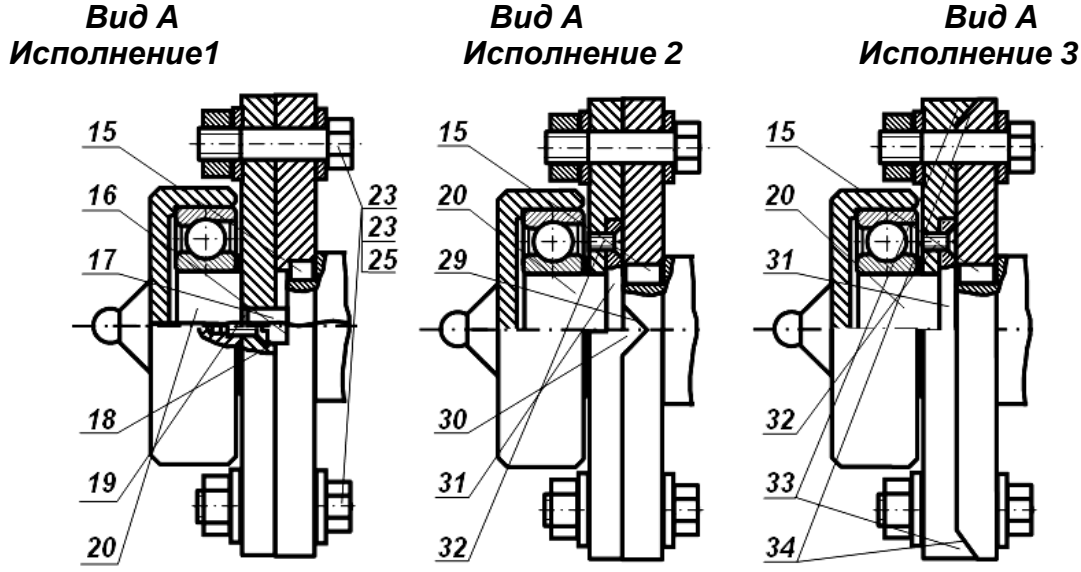


Рисунок 4. Вид сверху различных исполнений устройств для сдвига заднего центра станка.

Исполнение 3 устройства отличается от предыдущего тем, что вместо канавки, на боковых сторонах направляющей выполнены фаски 34, а на торце по бокам подвижной каретки выполнены адекватные этим фаскам выступы 33, которые введены между собой в контакт.

Аналогичные исполнения устройств и изменения в технологиях необходимы для операций формирования передней поверхности, чернового и чистового затылования и заточки зубьев фрез.

Следует также учесть, что предлагаемые технологии обработки гиперболоидных основных червяков лезвийными инструментами (резцами, или дисковыми фрезами, или торцовыми резцовыми головками) обеспечивают формирование основных червяков лишь конволютного типа ZH, в 3-х вариантах: ZH_1 – с прямолинейным профилем витка, ZH_2 – с прямолинейным профилем впадины, ZH_3 – с прямолинейным нормальным профилем витка – наиболее близкий к профилю рейки. Они являются аналогами ZN_1, ZN_3, ZN_3

цилиндрических червяков. При этом исключаются 2 разновидности цилиндрических основных червяков: архимедовы ZA – с прямолинейным профилем в осевом сечении и эвольвентные ZI – с прямолинейным профилем витка касательным к винтовой линии, лежащей на соосной цилиндрической поверхности. Остальные варианты формирования основных гиперболоидных червяков приведены в работе [2].

Отклонения профилей ZH_1, ZH_3, ZH_3 гиперболоидных червяков в 5 – 10 раз меньше аналогичных отклонений профилей ZN_1, ZN_3, ZN_3 цилиндрических червяков, но они могут быть полностью исключены при винтовой форме передней поверхности лезвийных канавочных или затыловочных инструментов 2-го порядка. Однако при затылковании и заточке зубьев гиперболоидных червячных фрез коническими кругами, отклонения все равно появятся, хотя их величина также будет в 5 – 10 раз меньше аналогичных погрешностей цилиндрических червячных фрез [3]. Поэтому выполнение винтовых поверхностей у черновых лезвийных инструментов для нарезания витков и затылования зубьев фрез, нецелесообразно.

Выводы.

1. Учитывая, что реальные возможности повышения показателей стандартных червячных передач и фрез в основном исчерпаны, переход к гиперболоидным червячным передачам и фрезам обеспечивает резерв от 5 до 40 мкм на боковую сторону зуба.
2. У гиперболоидных червячных передач и фрез точность профиля при наиболее распространенных 1-4 заходах одинакова.
3. Предложенный в заявке на патент Российской Федерации способ обработки гиперболоидных червяков и фрез со смещением заднего центра и инструментов 2-го порядка [5], несущественно усложняет технологию их изготовления, поэтому может быть рекомендован производителям и пользователям 1 – 4-х заходных цилиндрических червячных передач и фрез, для замены их гиперболоидными, уже в ближайшем будущем.
4. После широкого испытания цельных гиперболоидных червячных передач и фрез 2-х, 3-х заходов, может быть рекомендован переход на червяки и фрезы с большим количеством заходов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Настасенко В.А. Гиперболоидные червячные передачи, оборудование и инструмент для их изготовления // Машиностроение и техносфера XXI века. Сб. трудов XIV Междунар. науч.-техн. конф. в г. Севастополе. – Донецк, ДонГТУ, 2007, Т3. –с 91-96.
2. Настасенко В.О. Удосконалення виробництва гіперболоїдних зубчастих передач та черв’ячних зуборізних інструментів // Надежность инструмента и оптимизация технических систем. Сборник научных работ – Краматорськ: ДДМА, Випуск 30, 2012. - с.226-232.
3. Махоркін Є.М, Настасенко В.О. Нові черв'ячні інструменти для обробки особливоточних зубчатих коліс та їх САПР // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні – Львів, Національний університет «Львівська політехніка», 2013, - с.55- 60.
4. Настасенко В.А. Разработка нового вида червячных зуборезных инструментов и оценка его возможностей для обработки высокоточных зубчатых колес // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. -Международный сб. научных трудов.– Донецк: ДонНТУ, 2005. Вып. 30. –с.164-170.
5. Витренко А.Н., Витренко В.А., Зуй Б.С., Кириченко И.А. Повышение качества изготовления зубьев при обработке многозаходным инструментом. / Современные проблемы машиностроения и технический прогресс. Тез. докл. междунар. научно-техн. конф. –Донецк: ДонГТУ, 1996. -с. 41-42.
6. Заявка на патент на изобретение Российской Федерации № 2012138947 от 11.09.2012. Способы обработки гиперболоидных червяков и червячных зуборезных инструментов и устройства для их реализации. Авт. Настасенко В.А.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАНИЦ ОБЛАСТИ ОПТИМАЛЬНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Поляков М.А., Василевский В.В.
Запорожский национальный технический институт (Украина)

Для производства практически любого изделия существуют несколько вариантов технологического процесса (ТП). Затраты на реализацию каждого варианта ТП зависят от многих показателей, часть из которых изменяется во времени. Поэтому ТП, оптимальный в текущий момент времени по критерию минимума средних приведенных затрат [1], может перестать быть оптимальным в некоторый момент времени в будущем. И решение о выборе ТП должно учитывать эту динамику.

В известных работах [2,3] по оптимизации ТП не рассматриваются вопросы определения границ оптимальности ТП, что не позволяет спрогнозировать период оптимальности ТП и оценить затраты его реализацию в этот период времени или на некоторую перспективу. Таким образом, отсутствие методики определения границ оптимальности ТП представляет нерешенную научную проблему.

Целью работы является снижение затрат на реализацию ТП путем выбора ТП, который останется оптимальным на период прогноза.

Предположим, что существует μ вариантов ТП и средние приведенные затраты на $З_\mu$ по каждому варианту зависят от N факторов. Каждый фактор оценивается одним показателем $x_i, i=\overline{1,N}$. Будем различать текущее x_{iT}, максимальное $x_{i\max}$, минимальное $x_{i\min}$, среднее x_{iav} за некоторый интервал времени $[t_1 t_2]$ значение показателя. Предположим, что в интервале $[t_1 t_2]$ значение x_i увеличивается $x_i|_{t_2} > x_i|_{t_1}$, а значения остальных факторов не изменяются. Будем называть $i-й$ фактор увеличивающим $x_i^{>}$ затраты, если $З_i|_{t_2} > З_i|_{t_1}$, уменьшающим $x_i^{<}$ затраты, если $З_i|_{t_2} < З_i|_{t_1}$ и не влияющим $x_i^{=}$ на затрати, если $З_i|_{t_2} = З_i|_{t_1}$. Характер влияния фактора на затраты $З_i$ назовем знаком фактора x_i. Если знак фактора не зависит от значения других факторов x_j, $j \neq i$, $j=\overline{1,N}$ то такие факторы назовем знакопостоянными, в обратном случае – знакопеременными.

Знак фактора будем использовать для определения максимальных $З_{i\max}$ (минимальных $З_{i\min}$) затрат по варианту μ. Так, если фактор x_i знакопостоянный, увеличивающий, то при прочих равных условиях $З_{i\max}$ следует определять при $x_i = x_{i\max}$.

ТП, для которого $З_{\mu^*} = \min\limits_{\forall\mu} З_\mu(x_1, x_2, ...x_N)$ назовем оптимальным при данных значениях $x_1, x_2, ...x_N$. Выделим ТП μ^{**} наиболее близкий к оптимальному $З_{\mu^{**}} = \min\limits_{\forall\mu, \mu\neq\mu^{**}} З_\mu(x_1, x_2, ...x_N)$. Определим абсолютное и относительное изменение затрат при переходе от ТП μ^{**} к ТП μ^*

$$\Delta З_{\mu^*} = З_{\mu^{**}} - З_{\mu^*} \tag{1}$$

$$\sigma_{\mu^*} = \frac{\Delta З_{\mu^*}}{З_{\mu^{**}}} \tag{2}$$

При данном определении вариантов μ^* и μ^{**} выполняются неравенства, $З_{\mu^*} \geq 0$, $0 \leq \sigma_{\mu^*} < 1$. Если сравнивать любые два варианта ТП, то могут иметь место отрицательные значения затрат $З_\mu < 0$ и $-1 < \sigma_\mu < 1$.

Пусть $N = 1$, известно $x_i(t)$ - изменение показателя x_i во времени $t \in [0, t_1]$, тогда затраты σ являются функцией времени $\sigma(t, x_i)$, а прогнозируемые динамики изменения качества в интервале времени $[0, t_1]$ определим как:

$$\sigma\big|_{0,t_1} = \int_0^{t_1} \sigma(t)dt \tag{3}$$

где $\sigma(t)$ - проекция $\sigma(t, x)$ на плоскость $\sigma 0t$.

Графическая интерпретация этого случая приведена на рис. 1, где $\sigma\big|_{0,t_1}$ - площадь заштрихованной фигуры.

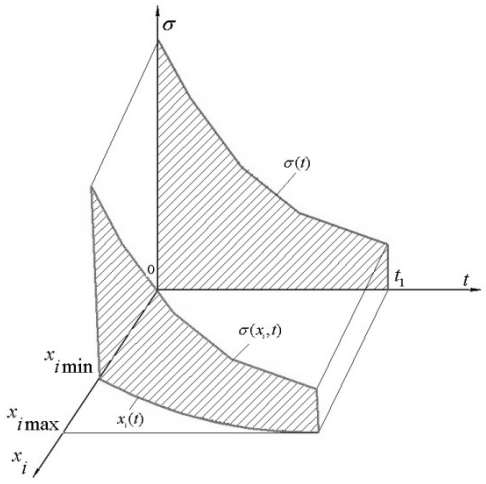


Рисунок 1. Графическая интерпретация изменения качества ТП на интервале времени $[0, t_1]$

Чем больше значение σ, тем выбранный вариант более предпочтителен по сравнению с другими. По определению $\Delta З_{\mu^*}(1)$ $\sigma(t)$ всегда неотрицательна. А теоретический предел качества $\sigma\big|_{0t} = t_1$ и достигается при $З_{\mu^*} = 0$, $\sigma(t) = const = 1\big|_{0t_1}$.

Определение границ оптимальности текущего варианта ТП – необходимый шаг для оптимизации ТП во временном интервале прогнозирования динамики изменения факторов ТП. Эта оптимизация включает переход на другой ТП в момент когда выбранный ТП перестает быть оптимальным. При оценке оптимальности нового ТП в формуле (1) необходимо учесть затраты на переналадку ТП

$$\Delta З_{\mu^*} = З_{\mu^{**}} - (З_{\mu^*} + З_{перен.}) \tag{4}$$

Если существует несколько вариантов ТП и среди них есть оптимальный μ^* при определенных $x_1 ... x_N$, то возникает следующий вопрос: при каких $x_1 ... x_N$ затраты по данному варианту ТП будут минимальными?

При ответе на этот вопрос нужно учитывать знаки факторов. Для знакопостоянных факторов с положительным знаком при расчете $З_\mu$ примем $x_i = x_{i\min}$, а для факторов с отрицательным знаком $x_i = x_{i\max}$. Факторы, знак которых неизвестен будем выбирать с использованием генетических алгоритмов [4]. Для каждого из таких факторов интервал $|x_{i\min}, x_{i\max}|$ разобьем на подинтервалы с шагом Δx_i, каждому подинтервалу присвоим двоичный код. Совокупность этих кодов для всех факторов - исходный код для обработки средствами генетических алгоритмов. В результате этой обработки получаем новый вариант $x_1 ... x_N$, производим для него расчет $З_i$ и оцениваем "живучесть" этого варианта.

В последующих работах предполагается исследовать динамику приведенных затрат на реализацию ТП изготовления преобразователя с использованием предложенной методики и автоматизировать процесс определения μ^* и $\sigma(t, x)$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Поляков М.А. Моделирование динамики распределений дефектов в изделиях в ходе технологического процесса/М.А. Поляков, В.В. Василевский//Системные технологии.–2013.–№ 4 (87).–С. 73–81.

2. Бобало Ю.Я. Керування процесами формування та контролю заданих властивостей у виробництві електронних пристроїв/Ю.Я. Бобало, Л.А. Недоступ, М.Д. Кіселичник//Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Електроенергетичні та електромеханічні системи. – 2009.–№ 637:–С. 7–11.

3. Бобало Ю.Я. Забезпечення якості та надійності радіоелектронних пристроїв шляхом комплексної оптимізації процесів виробництва/Л.А. Недоступ, М.Д. Кіселичник, Ю.Я. Бобало, О.В. Лазько//Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Радіоелектроніка та телекомунікації.–2005.–№ 534:–С. 124–130.

4. Гладков Л.А., Курейчик В.В., Курейчик В.М. Генетические алгоритмы/ под ред. В.М. Курейчика. – М.: Физматлит, 2006–320 с.

ОСОБЛИВОСТІ ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ПРОВЕДЕННІ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА РОБОТІ З ЕПОКСИДНИМИ СМОЛАМИ

Скирденко О.І. [1], Казаренко В.М. [2]
[1]*Херсонський державний університет (Україна)*
[2]*Академія військово-морських сил ім. П.С.Нахімова (Україна)*

З розвитком новітніх технологій на сьогодні епоксидні композитні матеріали (ЕКМ) мають широке промислове застосування у різних галузях техніки, у тому числі і у судновому машинобудуванні. Переважно вони використовуються у вигляді основних матричних матеріалів при виготовленні інструментальної оснастки, склеювання, нанесення покриттів різного призначення, герметизації елементів суднових енергетичних установок.

Термореактивні епоксидні композити, як правило, використовують з різного виду твердниками, модифікаторами та наповнювачами. Це приводить до отримання практично необмеженого діапазону і різновидів властивостей отриманих полімерних композицій, але й накладає на роботу з епоксидною смолою певні обмеження у відповідності до охорони праці.

Проводячи дослідження з епоксидними смолами слід притримуватися специфічних вимог до технологій нанесення епоксидних композитів. При цьому слід враховувати не тільки вимоги до охорони праці безпосередньо з епоксидного смолою, але й враховувати властивості твердників, наповнювачів, розчинників та модифікаторів.

Перед проведенням досліджень, чи роботи, з епоксидними смолами і відповідно твердниками, розчинниками, каталізаторами або органічними розчинами обов'язково необхідно ознайомитися з інформацією, що відноситься до безпечного виконання робіт.

Зокрема рідкі епоксидні смоли в основному не викликають гострого подразнення шкіри людини, але можуть викликати сенсибілізацію шкіри. У людей чутливість до подразнення шкіри і сенсибілізації може бути різною. Взагалі, епоксидні смоли завжди є слабшими сенсибілізаторами шкіряних реакцій порівняно з хімічно активними розчинниками та твердниками.

Якщо смола не знаходиться у нагрітому стані, тоді вдихання її парів не є особливо загрозливим. Виключення становлять смоли, у склад яких входить ксилоловий розчинник. Допустима концентрація його у повітрі в лабораторному або виробничому приміщенні складає 100 мг/л. Низьку токсичність викликають рідкі епоксидні смоли при попаданні в очі та у середину організму людини. При попаданні смоли на дільниці тіла та очі необхідно ретельно промити забруднену ділянку тіла великою кількістю води з милом.

Особливу небезпеку для здоров'я людини можуть представляти твердники до епоксидних смол. Залежно від міри контакту твердники з аліфатичних амінів можуть викликати серйозні подразнення і навіть опіки очей. У людей, схильних до сенсибілізації, вони викликають реакції астматичного типу, які розвиваються упродовж декількох тижнів. Порівняно з іншими твердниками, затверджувачі типу ароматичних амінів є слабшими і викликають при попаданні на шкіру слабке її подразнення. У деяких випадках вони також призводять до сенсибілізації шкіри. При використанні в якості твердників ароматичних амінів, які є твердими речовинами, вдихання їх парів не призводить до суттєвої загрози при умові, коли роботи проводять при кімнатних температурах. Робота з твердниками поліамідного типу викликає меншу загрозу для здоров'я людини порівняно з використанням твердників іншого типу. Зазначене вказує на необхідність перед використанням будь-якого твердника детально вивчити відповідну специфікацію з правил його застосування. Зокрема, при використанні в якості твердників речовин каталітичного

типу неможливо зробити припущення відносно небезпеки, що може виникнути при проведенні з ними дослідницької роботи.

Застосування хімічно активних розчинників може призвести до значної небезпеки для здоров'я людини, в результаті наявності у них токсикологічних властивостей. Вони здатні призводити до подразнення шкіри та очей, що передбачає для більшості людей виникнення реакції сенсибілізації. Особливу небезпеку хімічно активні розчинники становлять при вдиханні їх парів.

Модифікатори епоксидних смол, що застосовують у промисловості, та їх вплив на здоров'я обслуговуючого персоналу вивчені ще не достатньо. Тому у більшості випадків майже не можливо зробити загальний висновок відносно ступеня їх небезпеки для здоров'я людини.

Як правило, епоксидні композитні матеріали, використовуються з різними наповнювачами і саме їх токсичні властивості є небезпекою для обслуговуючого персоналу. Деякі з них, наприклад, глина та подібні їй матеріали, вважаються практично нешкідливими. Однак, використання як наповнювача різної дисперсності порошків металів та двоокису кремнію, скляного пилу може спричинити до небезпеки за умови їх попадання у органи дихання людини.

Полімеризовані епоксидні полімери вважають токсикологічно-інертними і, відповідно, робота з ними не є проблемою, пов'язаною із здоров'ям обслуговуючого персоналу. Однак, особливо небезпечним є пил та пари, що утворюються при механічній обробці епоксикомпозитних відливок та сформованих деталей. У зв'язку з цим обладнання і, зокрема, верстати, на яких проводять обробку зазначених матеріалів різанням, повинні бути обладнані місцевою витяжною вентиляцією та пиловсмоктувачами.

Позаяк епоксидні смоли є органічними матеріалами, тому під дією теплової енергії та кисню відбувається їх загоряння і наступне горіння. Загальноприйнятою характеристикою загоряння є температура спалаху. Вона вказує на мінімальну температуру, при якій виникають умови, необхідні для спалаху матеріалу при атмосферному тиску. Для гасіння пожежі, зумовленої горінням епоксидної смоли, використовують піну, сухий порошок і двоокис вуглецю. Застосування води при цьому, зазвичай, не є ефективним засобом гасіння пожежі. Доцільно пам'ятати, що при горінні епоксидних смол та композитних матеріалів на її основі, утворюються ядовиті продукти, такі як окис вуглецю, різні гази та дим. Гасіння пожежі проводять вищезазначеними засобами з обов'язковим використанням респіраторів, здатних поглинати пари органічних речовин або ж автономних дихальних апаратів.

При виникненні проливу складових епоксидно-композитних матеріалів, основним завданням для персоналу є попередження можливості виникнення пожежі. Крім цього, персонал, задіяний у прибиранні пролитого матеріалу, повинен бути попередньо ознайомлений з належними методами утилізації зібраних речовин. Як правило, невелику кількість пролитої епоксидної смоли чи її розчинів засипають абсорбентом або ж матеріалом, що має велику питому поверхню, наприклад, піском.

Цілий комплекс специфічних вимог з охорони праці при роботі з епоксидними смолами різних видів стосується їх зберігання. Епоксидні смоли упродовж певного часу є стабільними. При цьому найкращим способом їх зберігання є герметично закриті ємності. Це зумовлено тим, що деякі з епоксидних смол, наприклад ЕД-20, спроможні накопичувати вологу з повітря, яка, у свою чергу, може впливати на швидкість затвердіння та інші властивості полімерів.

Важливим з технологічної точки зору є зберігання епоксидної смоли при підвищених температурах за два-три дні до її використання. При цьому слід зауважити, що смола може змінити забарвлення і, водночас, підвищується її в'язкість. У зв'язку з цим необхідно детально з'ясувати вплив умов зберігання епоксидної смоли на зміну її властивостей.

ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЗТАШУВАННЯ РІЗАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ НА КОНУСНІЙ ФРЕЗІ

Фомін А.В., Тетерятник О.А.
Київський національний університет будівництва і архітектури (Україна)

Вступ. Задача енергозбереження при проведенні робіт землерийними машинами має найвищий приорітет при створенні нових конструкцій ґрунторозроблюючих робочих органів та формуванні їх робочих процесів. Загалом ця задача розв'язується за рахунок інтенсифікації дії робочих органів на ґрунти. Вирішення цієї проблеми пов'язано з такими науковими і практичними завданнями, як розробка динамічних робочих органів і створення принципово нових процесів розробки ґрунтів.

Актуальність досліджень. Із аналізу досліджень, що викладені в роботах [1–4] можна зробити висновок, що існує багато шляхів інтенсифікації високошвидкісних робочих органів. Найбільш перспективним напрямком зменшення енергоємності розробки ґрунтів є створення динамічних робочих органів, які в процесі роботи будуть враховувати динаміку робочого процесу та використовувати в роботі особливості динамічного руйнування (зокрема несуцільне різання ґрунту та виникнення ефекту утоми від проходження хвиль напружень в ґрунті). В роботах [4–6] започатковано розв'язання проблеми взаємозв'язку між геометричними, кінематичними, силовими і енергетичними параметрами робочих органів ґрунторозробних машин за умов швидкісного руйнування робочих середовищ. Встановлено, що напружено-деформований стан має коливально-хвильовий характер з кількісними і якісними змінами параметрів робочого середовища, характеру взаємодії робочих органів з ґрунтом, що впливає на їх конструктивні параметри.

Невирішеною проблемою є врахування явищ утоми, що відбувається в робочому середовищі при швидкісному руйнуванні, зв'язок їх з параметрами робочого процесу і вплив їх на вимоги до конструкцій робочих органів ґрунторозробних машин.

Метою роботи є встановлення залежностей для формування конструктивних параметрів робочих органів ґрунторозробних машин з низькоенергоємним робочим процесом.

Задачею даного дослідження є визначення закономірностей, що визначають вимоги до конструктивних параметрів робочого органа і різальних елементів, враховуючи параметри втомного руйнування і умов екскавації продуктів руйнування з забою.

Постановка задачі. Досліджуючи процес руйнування порід при динамічному навантаженні можна відмітити, що при зануренні різального елемента в ґрунт перед ним з кінцевою швидкістю розповсюджується хвиля навантаження, яка, відбиваючись від вільної поверхні забою, викликає розтягувальні напруження, що призводить до руйнування. Крім того, враховуючи, що порода має найменшу межу міцності при деформаціям розтягнення навіть за невеликої величині енергії імпульсу інтенсивність виникаючих напружень в попередньо напружених і розвантажувальних зонах при інтерференції відбитих хвиль майже завжди за величиною перевищує межу міцності матеріалу породи на розтягнення. В зв'язку з цим утворюються місцеві внутрішні тріщини, що викликають локальне послаблення міцності гірського масиву і вилучення з нього частин породи. При багатократному повторенні короткочасних імпульсних навантажень відбувається систематичне накопичення тріщин, що огортають деякий об'єм породи, в результаті чого цей об'єм відділяється від решти масиву в вигляді сколу.

Енергія кожного наступного імпульсу концентрується в усе меншому об'ємі породи, перетворюючись в потенціальну енергію деформації. Таким чином, можна зробити висновок, що навіть при невеликій енергії імпульсу при багатократному повторенні короткочасних ударних навантажень відбувається накопичення залишкових деформацій, тобто

проявляються утомні властивості породи: крім того, при відбитті хвиль навантаження від кута вільної поверхні забою виникають розтягуючі напруження, що є однією з причин утворювання тріщин.

Таким чином, при багатократному прикладанні навантаження порода руйнується при напруженнях менших за межу міцності. Особливістю механізму утомно-об'ємного руйнування в порівнянні з механізмом об'ємного руйнування є поступовий (в N прийомів) розвиток тріщин сколу. При цьому під утомною міцністю гірських порід розуміється опір їх навантаженню, що багаторазово повторюється за напружень, що менші межі міцності.

Результати досліджень. Визначити число циклів навантажень елемента ґрунту до його сколу можна з виразу

$$N_{\text{ск}} = \frac{l_{\text{е}}}{l_{\text{ск}}}, \tag{1}$$

де $l_{\text{е}}$ – відстань між сусідніми елементами в лінії різання; $l_{\text{ск}}$ – величина одиночного сколу.

Величина одиничного сколу для різального елемента (в умовах змінної глибини різання)

$$l_{\text{ск}} = h_{\text{ср}}\left(k_h - 1 + k_{\text{бок}}\right)\left(\text{ctg}\theta - \text{ctg}\delta\right), \tag{2}$$

де $h_{\text{ср}} = \frac{V_{\text{п}}(1-\cos\varphi_{\text{вв}})}{\boldsymbol{\omega}}$ – середня глибина різання різальними елементами; k_h – коефіцієнт контакту різального елемента з ґрунтом в залежності від кута різання δ; $k_{\text{бок}}$ – коефіцієнт глибини частини прорізу, що розширюється; $\theta = \frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2}$ – кут між траєкторією різання і переважним напрямком руху шматків стружки, $\varphi_{\text{вв}}$ – центральний кут, що стягується дугою кола різання між точками входу різального елемента в забій і виходу з нього.

Для забезпечення умов втомного руйнування число сколів $N_{\text{ск}}$ повинно відповідати базовому числу сколів N_0, яке для ґрунтів, в залежності від їх фізичних характеристик, має значення в межах $N_0 = 2...25$.

Тобто, враховуючи характеристики ґрунтів, можна розрахувати відстань між різальними елементами у колі різання

$$l_{\text{е}} = N_0 h_{\text{с}_{\text{ср}}}\left(k_h - 1 + k_{\text{бок}}\right)\cdot\left(\text{ctg}\theta - \text{ctg}\delta\right). \tag{3}$$

Зробивши відповідні перетворення:

$$l_{\text{е}} = N_0 \frac{V_{\text{п}}(1-\cos\varphi_{\text{вв}})\cdot\left(k_h - 1 + k_{\text{бок}}\right)\cdot\left(\text{ctg}\theta - \text{ctg}\delta\right)}{\boldsymbol{\omega}}. \tag{4}$$

Враховуючи вищезазначене, можна визначити кінематичні параметри процесу руйнування ґрунту, які будуть забезпечувати вплив явищ утоми. При цьому є можливість визначати кутову швидкість $\boldsymbol{\omega}$ конусної фрези та швидкість переміщення $V_{\text{п}}$ базової машини (швидкість подачі).

$$V_{\text{п}} = \frac{\omega \cdot l_{\text{е}}}{N_0\left(k_h - 1 + k_{\text{бок}}\right)\cdot\left(\text{ctg}\theta - \text{ctg}\delta\right)\cdot\left(1-\cos\varphi_{\text{вв}}\right)}, \tag{5}$$

$$\omega = \frac{V_{\text{п}} N_0\left(k_h - 1 + k_{\text{бок}}\right)\cdot\left(\text{ctg}\theta - \text{ctg}\delta\right)\cdot\left(1-\cos\varphi_{\text{вв}}\right)}{l_{\text{е}}}. \tag{6}$$

Для визначення геометричних параметрів робочого органу, спочатку визначимо центральний кут, що стягується дугою між сусідніми різальними елементами в лінії різання

$$\varphi_{\text{е}} = N_0 \frac{V_{\text{п}}(1-\cos\varphi_{\text{вв}})\cdot\left(k_h - 1 + k_{\text{бок}}\right)\cdot\left(\text{ctg}\theta - \text{ctg}\delta\right)}{\omega R}, \qquad (7)$$

де $R-$ радіус відповідної лінії різання;

Крім того, враховуючи геометричні і кінематичні параметри робочого процесу, які забезпечують вплив явищ утоми на руйнування ґрунту та враховуючи фізичні особливості ґрунту, для кожної лінії різання маємо наступний вираз:

$$b\varphi_{\text{вв}}h_{\text{р.е}}\left(R-\frac{h_{\text{р.е}}}{2}\right)-\pi h_{\text{р.е}}^2 n\left(R_{\text{е}}-\frac{h_{\text{р.е}}}{3}\right)\geq k_{\text{с}}\frac{bR\varphi_{\text{вв}}V_{\text{п}}\left[\cos\left(\varphi_{\text{вв}}-\varphi_{\text{е}}\right)-\cos\varphi_{\text{вв}}\right]}{\omega}, \qquad (8)$$

де $b-$ ширина різального елемента; $h_{\text{р.е}}-$ робоча висота різального елемента; $n-$ кількість різальних елементів в лінії різання, що знаходяться в забої; $R_{\text{е}}-$ радіус сфери різального елемента; $k_{\text{с}}-$ коефіцієнт сипучості.

Провівши необхідні перетворення можна розрахувати ширину різального елемента

$$b=\frac{\varphi_{\text{вв}}h_{\text{р.е}}\left(R-\frac{h_{\text{р.е}}}{2}\right)-k_{\text{с}}\frac{R\varphi_{\text{вв}}V_{\text{п}}\left[\cos\left(\varphi_{\text{вв}}-\varphi_{\text{е}}\right)-\cos\varphi_{\text{вв}}\right]}{\omega}}{\pi h_{\text{р.е}}^2 n\left(R_{\text{е}}-\frac{h_{\text{р.е}}}{3}\right)}. \qquad (9)$$

Висновки. Формування конструктивних параметрів залежить від параметрів різання і екскавації ґрунту. Швидкісне різання створює умови втомного руйнування, що значно зменшує межу міцності матеріалу. Відстань між різальними елементами в лінії різання повинна відповідати умовам втомного руйнування. При руйнуванні ґрунт піддається розпушуванню і ущільненню. Цей факт враховується коефіцієнтом сипучості, який визначає умови екскавації ґрунту із забою. Отримані залежності дозволяють визначати параметри робочого процесу по розмірах і розташуванню різальних елементів на робочому органі.

Перспективними в подальших дослідженнях є визначення закономірностей взаєморозташування різальних елементів на робочому органі і їх форми.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ветров Ю.А., Баладинский В.Л. Машины для специальных земляных работ: Учебное пособие для вузов. – Киев: Вища школа, 1980.– 192 с.

2. Тетерятник О.А. / Перспективні робочі органи динамічної дії для створення траншей Зб. "Вісник ХНАДУ", вип.29. ХНАДУ. Харків, 2005, с. 205–208

3. Горбатюк Є.В., Москотін Д.О. / Огляд та аналіз існуючих конструкцій землерийних машин динамічної дії. К.: ГБДММ № 68. 2006.– с. 54–62.

4. Горбатюк Є.В., Тетерятник О.А. / Високоефективні малогабаритні машини для земляних робіт з високошвидкісними робочими органами. К.: ГБДММ № 69. 2007.– с. 71–75.

5. Дослідження процесу руйнування ґрунту конусною фрезою із врахуванням явищ утоми / Фомін А.В., Тетерятник О.А. – Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета: Сборник научных трудов, - Харьков: ХНАДУ, 2007. - Вып. 38 – С. 82-85.

6. Визначення параметрів ґрунторозробних робочих органів з урахуванням характеристик зруйнованого середовища і втомлювального руйнування / Фомін А.В., Костенюк О.О., Тетерятник О.А., Боковня Г.І. – Зб. "Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини", вип.71. Респ. межвід. науково-технічн. Збірник. Київ, 2008, С. 20-23.

СУДОВЫЕ ГЛАВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ С ЭЛЕКТРОННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Ходаковский А.В., Кобяков Н.Н.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

1969 год, Бремерхафен, ФРГ…. Как только на 16-й конференции Технического комитета в секции «Судовые дизели» IMO и НКОТ при ООН прошла голосованием идея о внедрении и правах первого производителя мощного судового ДВС без традиционного распределительного вала и вала привода топливного насоса высокого давления (ТНВД), так первыми производителями этого типа двигателей пожелали стать шесть ведущих мировых производителей двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Такого дизелисты мира ещё не помнили. Против выступали представители всех классификационных обществ, кроме Bureau Veritas и RINA. RINA, совместно с автоматикой Westinghouse, давно испытывала на стенде завода Fiat двухцилиндровый двухтактный дизель типа B687S, стоящего на конвейере с 1966 года и имевшего парк из 64 машин на судах Италии и СССР. Так начиналась попытка внедрить электроуправление судовыми дизелями.

…итальянцы ревниво недолюбливали автоматику немцев и датчан и поэтому на стенде управления дизелем применялась логика «Data Logger» – еще простой для того времени инвертор (серийно выпускался для ряда судов СССР). Тем боле, что пневматика Westinghouse сама по себе после снятия сигнала «И-НЕ» или эксклюзивным «ИЛИ» уходила в «0», что не раз спасало забывчивых механиков при внезапных остановках ГД в маневровых режимах при выходе из порта.

Суровая морская практика эксплуатации морских мощных двухтактных дизелей давно показала, что фазы газораспределения не совпадают с ВМТ и НМТ поршня, причем даже на «доведенных» машинах. Еще хуже обстояли дела с углами опережения топливоподачи. Уже с 1966 года все судовые механики, применяющие осциллографирование топливоподачи, при реальных обследованиях докладывали сотни «этюдов» топливоподач и всякий раз делали множество разных выводов о первопричинах запаздываний моментов впрыска, понимая при этом своё практическое бессилие влиять на эти шесть или восемь процессов и находя каждую «средину», при которой цилиндры «выдавали работу» в виде использованного тепла по наилучшему варианту. Причём, элитные механики мужественно терпели постоянное ухудшение качества топлива, получаемого на борт судов мирового флота.

Что дало электронное управление ТНВД и форсунками судовому персоналу? Одно единственное: возможность управлять моментом подачи порции топлива в цилиндр методами приборного контроля и регулированием вязкости топлива на уровне едва ли не эксперимента. Причём слово «эксперимент» здесь подходит больше, чем в любой лаборатории мира, так как на борту судна конкретный цилиндр выполняет конкретную работу в именно в данный момент, принося прибыль хозяину судна и величина прибыли зависит от единственного показателя – «удельного расхода топлива на единицу тонны воза» то есть суммы веса судна и возимого груза», то есть тонна воза, за которую и назначена оплата эффективной работы судна. Но система электронного управления впрыском подготовленной порции топлива (профильтрованного, очищенного и нагретого до нужной температуры) позволяет расширить пути достижения этими процессами, а именно – позволило регулировать и управлять этими процессами. Появилось «расширение» функции, то есть диапазон возможного управления впрыска. Это – 50 % успеха любого цикла во всех цилиндрах дизеля.

И здесь появилась возможность комплектации систем управления и регулирования микропроцессорными системами ДАУ любой МОД СЭУ судов. То есть раньше ДАУ

только фиксировала и выдавала параметры процесса, а сейчас система в состоянии регулировать процесс по заданной схеме.

Так работают системы NORCONTROL A\S AUTOMATION. Система дистанционного автоматизированного управления (ДАУ) AUTOCHIEF – III на двигателях MAN B&W типа K/L/S-46-98 путём воздействия на пневматическую пуско-реверсивную систему и на электронный регулятор DGU-8800 обеспечивает реализацию функций по управлению и регулированию малооборотных длинноходовых машин во всех диапазонах их работы, освобождая при этом персонал механиков от изнуряющей работы при суточных проходах каналами и реками до порта назначения. Но самое важное свойство система приобрела с получением возможности обеспечение более высокого давления впрыска, изменяя при этом закон подачи ТНВД.

Это и является завершением первого этапа электронного управления подачи топлива и горения с управлением выхлопными клапанами.

Узким местом системы является затруднения управлением МОД в момент длительной остановки и лежания в дрейфе. Система имела выбег регулирования по температуре топлива не более 60 минут при наличии рециркуляции типа «СОЛЬВЕНТ».

Судовые МОД фирмы MAN B&W и ее лицензиатов комплектуются микропроцессорной системой дистанционного управления и регулирования работы энергетической судовой установки. Эта система разработана и выпускается фирмой Norcontrol Automation AS.

Система ДАУ АВТОСНІЕF-111 предназначена для дистанционного автоматического управления главным двигателем фирмы MAN B&W типа K/L|S-46-98, путем воздействия на пневматическую пуско-реверсивную систему и на электронный регулятор частоты вращения типа DGU – 8800.

Все системы управления и контроля фирмы Norcontrol построены на стандартных микропроцессорных (интеллектуальных) подсистемах, которые обеспечивают работу в условиях высокой влажности, воздействия соленой воды, высокой температуры и вибрации, что удовлетворяет жестким требованиям классификационных обществ (Det Norske Veritas, Germanischer Lloyd). Таким образом, система ДАУ AUTOCHIEF-III совместно с электронным регулятором DGU-8800 обеспечивает реализацию функций по управлению и регулированию малооборотных длинноходовых главных двигателей во всех диапазонах их работы.

Пуск, реверс и остановка двигателя осуществляется с мостика единой управляющей рукояткой совмещенной с телеграфом. С мостика электрический управляющий сигнал подается в электронную логическую часть системы, обрабатывается в соответствии с заложенными программами и характеристиками и далее подается на исполнительные пневмоклапаны и электронный регулятор частоты вращения, обеспечивающий заданный скоростной режим двигателя.

Современная система электронного управления двигателями, в отличие от давно используемых систем ДАУ, базируется на использовании довольно мощного микропроцессора (электронного модуля), в задачу которого прежде всего входило обеспечить управление топливоподачей в целях совершенствования рабочего процесса и уменьшения вредных составляющих в выпусках газах.

Фирма MAN B&W успешно разработала и внедрила в производство двигателя нового поколения с электронным управлением, получивших название «интеллектуальный двигатель». В основе этой концепции лежит компьютерная система управления впрыском топлива в цилиндры, открытием выпускных клапанов, подачей продувочного воздуха и цилиндровой смазки, частотой вращения вала и защитой двигателя.

Электронная система управления главным «интеллектуальным двигателем» состоит из двух блоков:

– блока управления двигателем (БУД);

– блока управления цилиндрами (БУЦ).

БУД обеспечивает стабилизацию частоты вращения вала, защиту двигателя, оптимизацию процессов сгорания топлива в зависимости от режима сгорания топлива, пуск, остановку и реверсирование, работу газотурбонагнетателей (ГТН) и вспомогательной воздуходувки.

БУЦ управляет впрыском топлива, пусковыми клапанами, лубрикаторами цилиндровой смазки, воздействия на линейные электромоторы гидроприводов.

Электронный блок управления двигателем оборудован системой ДАУ AUTOCHIEF III, которая предназначена для дистанционного автоматического управления главными двигателями фирмы MAN-BW типа K|L|S-46-98, путем воздействия на пневматическую пускореверсивную систему и на электронный регулятор частоты вращения типа DGU-8800.

В процессе продолжительной эксплуатации двигателя меняются его общее состояние, характер протекающих в нем процессов и прежде всего, процессов составляющий его цикл. Основными причинами этого являются:

– износ элементов ЦПГ и загрязнения рабочих полостей; включая системы охлаждения, воздухоснабжения и газовых лопаток;

– нарушение состояния и разрегулировка топливововпрыскивающей аппаратуры.

На развитие процессов воспламенения и сгорания топлива также может оказать влияние его свойств, что также искажает характер рабочего процесса .

Отмеченные изменения приводят к снижению мощности и экономичности, снижению ресурса и надежности росту уровней тепловой и механической напряженности и, как следствие преждевременным повреждениям. Этим определяется необходимость систематически, не ограничиваясь контролем в процессе вахтенного обслуживания, осуществлять более глубокую проверку его рабочего процесса и общего состояния двигателя.

Фирмой MAN B&W для новых двигателей с электронным управлением в целях осуществления непрерывного контроля за рабочими процессами в цилиндрах был разработан тензодатчик, вставляемый в просверленный в крышке цилиндра канал и прочно удерживаемый в контакте с металлом крышки. Канал глухой и соприкосновение датчика с горячими агрессивными газами отсутствует. Температура в месте его установки не превышает 200 °С. Проверка состояния, его диагностика осуществляется путем сопоставления отклонений измеренных величин параметров от ранее полученных в процессе сдаточных или ходовых испытаний двигателя. Рекомендуемые значения допустимых отклонений параметров приводятся в инструкции по эксплуатации двигателя и заложены в системы автоматического контроля и аварийно-предупредительной сигнализации.

Система электронного управления режимами дизелей MAN B&W предназначена для:

– управления пуском дизеля с холодного состояния и его последующим прогревом;

– защиты при отклонении важных параметров за установленные пределы;

– выбора оптимальных фаз начала и конца подачи топлива;

– оптимизации соотношения топливо-воздух;

– контроля работы с выдачей информации по ряду диагностических параметров.

Электронная система управления дизелем состоит из двух блоков управления дизелем (ССИ), один из которых постоянно находится в резерве. В случае выхода из строя любого блока, происходит только кратковременное снижение мощности данного цилиндра, так как электронное устройство включает резервную систему, которая в аварийной ситуации принимает на себя управления, без каких либо потерь функционирования всей установки.

Блоки (ССИ) контролируют техническое состояние двигателя в работе и управляют действиями его составляющих элементов, которые обеспечивают:

– более высокую надежность тепловых перегрузок и перегрузок по крутящему моменту, а также неполного сгорания топлива на переходных режимах;

– равномерного распределение мощностей по цилиндрам;

– мониторинга параметров и диагностики неисправностей

– улучшения маневренных качеств при пуске, реверсе, малых режимах вследствие более раннего открытия выпускного клапана;

– повышения скорости нарастания давления продувочного воздуха и значительного снижения частоты вращения самого малого хода.

В основе концепции электронного двигателя лежит компьютерная система управления впрыском топлива, которая обеспечивает гибкую систему подачи топлива в цилиндры и регулирования системы выхлопа. Достижение этой цели на двигателях с распределительным валом потребует значительного усложнения конструкции.

Электронная система управления двигателем на сегодняшний день включает следующие узлы и подсистемы:

– систему управления впрыском топлива;

– систему управления выхлопными клапанами;

– систему цилиндровой смазки;

– узел регулятора частоты вращения;

– систему защиты двигателя.

Перевод мощных двигателей на электронное управление потребовал новых разработок и программ управления, высоконадежных средств электроники, но и радикального решения по замене мощных механических приводов, которые в стандартном варианте испытывают весьма большие нагрузки. Высокие нагрузки приходятся и на привод выпускных клапанов.

В результате такого положения было принято решение применить в качестве силовых передач гидропривод, и оно оказалось единственно верным решением (фирма MAN-BW), либо применить аккумуляторную систему топливоподачи, как это сделала фирма Sulzer в 2001 году а компанией MAN в 2003 году на основе модели MC.

ЛИТЕРАТУРА

1. Корнилов Э.В., Фока А.А., Бойко П. В., Голофастов Э.И. / Судовые главные двигатели с электронным управлением. — Одесса, Експресс-Реклама», 2010.— 224 с.: ил.

2. Возницкий И.В. / Современные малооборотные двухтактные двигатели. – ООО «Моркнига», 2007. — 122 с.

ПОВЫШЕНИЕ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ОТЕЧЕСТВЕННОГО НАУКОЕМКОГО ПРЕДПРИЯТИЯ, ВЫПУСКАЮЩЕГО ГАЗОТУРБИННУЮ ТЕХНИКУ

Чернова Л.С.
Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова (Украина)

Введение. Практически 95 % применяемых сегодня в мире судовых ГТД проектировались в период 70-90 х годов двадцатого века, причем подход к проектированию в СССР и за рубежом был разный. В СССР создавались специальные судовые ГТД, а за рубежом в судовые конвертировались уже созданные авиационные ГТД, что требовало меньших затрат на создание и освоение производства, хотя метод маринизации авиационных ГТД был также достаточно трудоемким (95…96 % замены применяемых материалов). И это при минимальных изменениях конструкции.

Также как само создание судовых ГТД разным был и подход к проектированию судовых установок. И в СССР, и за рубежом проектированием водоизмещающих кораблей и кораблей с динамическим принципом поддержания (КДПП) занимались несколько разных КБ, но подход к выбору установок был разный. Если в СССР под каждый проект корабля создавалась новая установка, то за рубежом ведущими газотурбостроительными компаниями («General Electric» и «Rolls-Royce») было создано несколько типов КГТУ и проектанты кораблей, в зависимости от водоизмещения и назначения корабля выбирали ту или иную установку в необходимом количестве. Это значительно сокращало сроки по созданию корабля, и удешевляло его строительство.

Бюджет на военные расходы в СССР был практически неограничен, в то время как за рубежом бюджеты проходили ежегодные согласования в различных комиссиях и строго ограничивались в соответствии с возможностями государства. Эти ограничения вынуждали проектантов минимизировать затраты на создание военной техники. Хотя надо отметить, что по абсолютным величинам эти средства не малые. Например, создание двигателей RB211 (мощностью 25…35 МВт компании «Rolls Royce») и LM2500 (мощностью 14,7..35 МВт компании «General Electric») обошлось примерно в 1 млрд. долл. США (с учетом создания и доводки авиационных прототипов). Подсчитать наши затраты во времена СССР достаточно сложно, так как в те времена были достаточно низкие цены на материалы и гораздо более низкий уровень оплаты труда конструкторов и производственных работников. Однако, в нынешние времена, когда цены на материалы за рубежом и у нас сравнялись, а в некоторых случаях у нас стали выше мировых, то даже оставшийся низкий уровень оплаты труда конструкторов или работников наукоемких предприятий уже практически не позволяет проектантам создавать новую технику без помощи государства и обязывает их очень тщательно подходить к выбору создания новых образцов. Создавать сегодня то, что не имеет спроса на мировом рынке непозволительная роскошь.

Актуальность исследований. В настоящее время жизненный цикл производства газотурбинного двигателя (ГТД) включает 9 этапов. Конкурентоспособность ГТД во многом определяется его себестоимостью и временем изготовления. Одним из направлений снижения себестоимости является эффективный маркетинг поиска заказчиков не на единичные экземпляры, а на серийные поставки. В настоящее время НПКГ «Зоря»-«Машпроект» только для использования на кораблях различных классов предлагает 15 модификаций 8-ми типов двигателей в диапазоне 4 500…33 500 л.с. Такое большое количество двигателей, производимых небольшими сериями, не способствует минимизации производственных затрат и ведет к увеличению себестоимости производства ГТД, тогда как увеличение серийности с уменьшением типоряда выпускаемых двигателей способствует снижению производственных затрат.

Постановка задачи. Изучить возможности снижения себестоимости производства путем унификации производства, а также зависимость изменения стоимости серии продукции от количества единиц двигателей входящих в серию, технико-экономических параметров ГТД и подходов к модернизации выпускаемой продукции.

Результаты исследований. Начиная с первых поставок и по настоящее время НПКГ «Зоря» - «Машпроект» произведены поставки 1320 двигателей – это 32 типа установок для различных водоизмещающих кораблей (БПК, СКР, РК, крейсеров и др.), на воздушной подушке («Зубр», «Мурена», «Джейран», «Омар», «Сивуч» и др.) и подводных крыльях («Сокол», «Ураган», «Антарес» и др.), созданных на базе 27 типов двигателей и их модификаций. Для сравнения, компания «General Electric» изготовила 976 двигателей типа 4M2500, которые установлены на 435 кораблях. Все они представляют один тип двигателя в шести модификациях от 20 до 40 тыс. л.с.

Иными словами, НПКГ «Зоря» - «Машпроект» установил на 443 кораблях 27 типов двигателей и их модификаций, а компания «General Electric» использовала один тип двигателя в шести мощностных модификациях. Таким образом, необходимая мощность силовых установок кораблей различных типов обеспечивается в «General Electric» не за счет разработки новых или модификации существующих двигателей, а за счет профильной конфигурации нескольких базовых двигателей (в данном случае LM2500).

В таблицах 1 и 2 показана номенклатура двигателей морского назначения, производимых НПКГ «Зоря» - «Машпроект» и компанией «General Electric», а на рисунке 1 показано сравнение мощностных рядов этих двух производителей ГТД.

Таблица1. ГТД производства НПКГ «Зоря»-«Машпроект»

Тип корабля	**Класс корабля**	**Кол-во кораблей**	**Кол-во ГТД в пропульсивной установке**	**Суммарное кол-во ГТД**
Фрегаты	Gepard (pr. 11661) Class	2	2 x ГТД UGT15000 (Д090)	4
	Jastreb (pr. 1154) Class	1	2 x ГТД UGT15000 (Д090) 2 x ГТД UGT6000 (ДС71)	4
	Talwar (pr. 1135.6) Class	1	2 x ГТД UGT16000 (ДТ59) 2 x ГТД UGT6000 (ДС71)	4
		4		12
Корветы	Tarantul V (pr. 1241.8) Class	4	2 x ГТД UGT 6000 (ДС77) 2 x ГТД UGT 3000 (ДС76)	16
		4		16
Амфибийные силы	Zubr (pr. 12322) Class Малый десантный корабль на воз-душной подушке	2	5 x ГТД UGT6000 (ДП71)	10
	Yuyi Class десантный катер на воздушной подушке	1	2 x ГТД UGT6000 (ДП79)	2
		3		12
СУММА		11		40

Главный критерий, который диктуется рынком – востребованность новых потребительских свойств. Новые потребительские свойства могут иметь как вновь создаваемые двигатели, так и уже созданные (например, новая сфера применения, новые технологические процессы). Оценка стоимости разработки определяется количеством и качеством новых потребительских свойств, т.е. создаваемый двигатель занимает новую мощностную нишу или имеет повышенные технико-экономические параметры в уже существующей мощностной нише, или использует новые виды топлива, или вследствие каких-то новых технических решений получает новые стоимостные параметры и т.д. Очень важным параметрами целесообразности создания нового двигателя являются прогнозируемый жизненный цикл, серийность и способность двигателя к модернизации.

По оценке зарубежных специалистов разработка и создание нового двигателя мощностью 20…40 МВт оценивается в миллиард долларов США. При рыночной стоимости такого двигателя в 7…10 млн. долларов, разработка окупится при серийном производстве более 100 единиц. Это если не считать затраты на материалы.

Ни одна из крупных газотурбостроительных компаний не может себе позволить такие затраты, а поэтому пользуется государственной помощью. Например, в США, министерство энергетики и ресурсов США вложило почти 3 млрд. долларов в разработку специальных передовых технологий и технических решений по созданию газотурбинного двигателя 21 века (E^3).

Таблица 2. ГТД фирмы General Electric

Тип корабля	**Класс корабля**	**Кол-во кораблей**	**Кол-во ГТД в пропульсивной установке**	**Суммарное кол-во ГТД**
Авианосцы	Cavour Class	1	4 x LM2500	4
		1		4
Эсминцы	Arleigh Burke (Flight IIa) Class	12	4 x LM2500	48
	Forbin Class	2	2 x ГТД LM2500	4
	Andrea Doria Class	2	2 x ГТД LM2500	4
	KDX-2 Class	2	2 x ГТД LM2500-30	4
	Sejong Daewang (KDX-3) Class	2	4 x ГТД LM2500-30	8
	Atago Class	2	4 x ГТД LM2500-30	8
		22		76
Фрегаты	Independence Class	1	2 x ГТД LM2500	2
	Fridtjof Nansen Class	4	1 x ГТД LM2500	4
	Shivalik (pr. 17) Class	2	2 x ГТД LM2500	4
	Valour Class	2	1 x ГТД LM2500	2
		9		12
Корветы	Barroso Class	1	1 x ГТД LM2500	1
	Milgem Class	1	1 x ГТД LM2500	1
		2		2
Амфибийные силы	Juan Carlos I Class (Универсальный десантный корабль)	1	1 x ГТД LM2500	1
	Hyuga Class (эсминец-вертолетоносец)	2	4 x ГТД LM2500	8
		3		9
Патрульные катера	Legend Class	2	1 x ГТД LM2500	2
	Gumdoksuri Class	3	2 x ГТД LM500	6
		5		8
СУММА		42		111

В результате были разработаны технологии, которые были использованы при создании новых двигателей 5-го поколения LM6000 («General Electric») и Trent («Rolls-Royce»), которые имеют КПД 40…41 % в простом цикле и почти 60 % в комбинированном цикле.

Большая номенклатура двигателей НПКГ «Зоря»-«Машпроект», производимых небольшими сериями увеличивает себестоимость производства двигателей, что практически ощущается уже сегодня. Низкая заработная плата производственного персонала (в сравнении с аналогичными зарубежными производствами) уже не перекрывает рост цен на материалы, и наши двигатели постоянно растут в цене, что негативно сказывается на конкуренции на мировом рынке. В итоге предприятие может потерять даже своих постоянных заказчиков. Чтобы снизить себестоимость производства необходимо постоянно вести работу по унификации производства и уменьшению номенклатуры изготовляемых деталей и узлов.

Для этого в первую очередь надо определиться, какие двигатели наиболее затратные в производстве, т.е. стоимость на рынке их низкая, а серия малая и снять их с производства. Затем надо решить каким образом передать их качества другим, менее затратным в производстве. И в заключении необходимо разработать унифицированные стандартные модули, как основных узлов, так и вспомогательных систем. В итоге уменьшение типоряда двигателей с 8 до 3-4 при сохранении той же серийности приведет к снижению себестоимости производства двигателей.

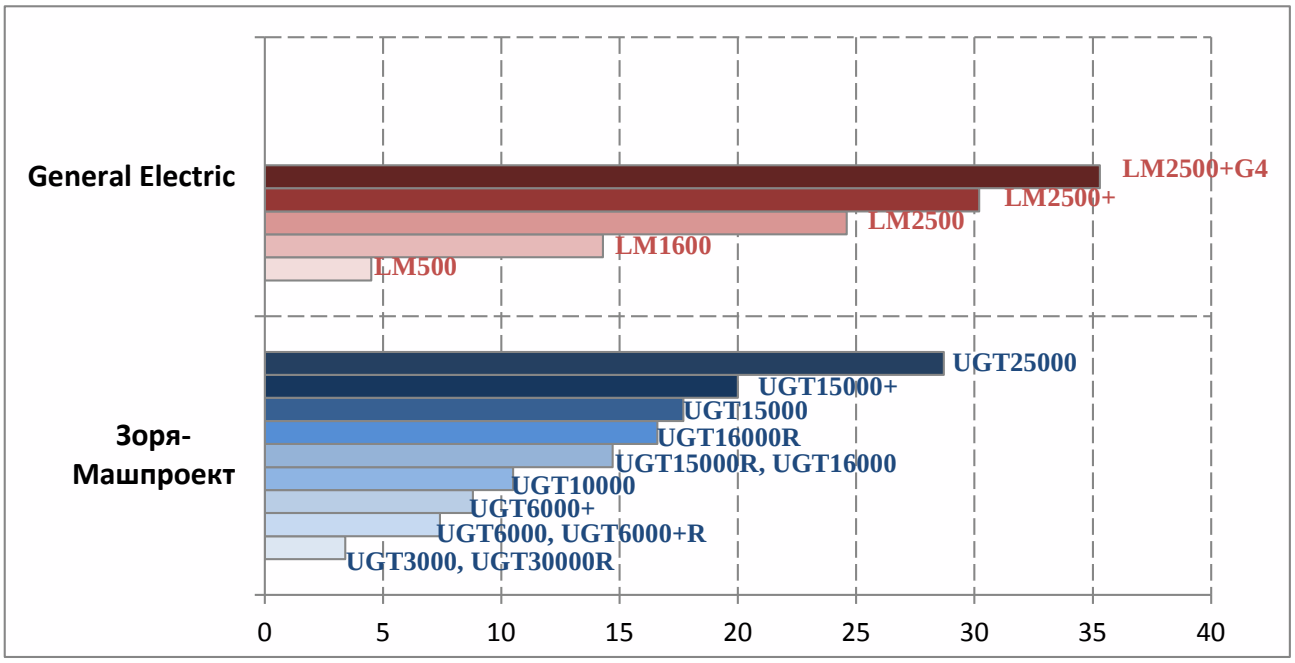


Рисунок 1. Сравнение мощностных рядов ГТД, выпускаемых НПКГ «Зоря» - «Машпроект» и компанией «General Electric».

Выводы:

1. Определены основные направления повышения конкурентоспособности наукоемкого промышленного предприятия на примере НКПГ «Зоря»-«Машпроект».
2. Рассмотрены направления снижения себестоимости в серийном производстве.

ЛИТЕРАТУРА

1.Создание и развитие конкурентоспособных проектно-ориентированных наукоемких предприятий: монография/ Бурков В. Н., Бушуев С. Д., Возный А. М., Кошкин К. В., Рыжков С. С, Танака Х., Чернова Л. С, Шамрай А. Н. – Николаев: Издательство Торубары Е. С, 2011.-260с.

2.Модели, методы и алгоритмичемкое обеспечение проектов и программ развития наукоемких производств: монография/ Возный А. М, Драгомиров В. В., Казарезов А. Я., Кошкин К. В., Фатеев Н. В., Харитонов Ю. Н., Чернов С. К. – Николаев: НУК, 2009. - 194с.

3.Механизмы управления: учебное пособие / В.Н.Бурков, И.В.Буркова, Н.И. Динова; под ред. Д.А.Новикова. - М.: ЛЕНАНД, 2011. -192 с.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ІМПУЛЬСНОЇ ПОДАЧІ ГАЗОВОГО ПАЛИВА

Швець І.А.
Первомайський політехнічний інститут національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова (Україна)

Вступ. Останні тенденції на ринку палива транспортних засобів показують що різниця між вартістю газового палива, та бензином викликала зростання попиту щодо першого. В зв'язку з цим користувачі транспортних засобів почали здійснювати масовий перехід на газове паливо, що в кінцевому наслідку може дати зворотній ефект, тобто призвести до зростання вартості газового палива паралельно з вартістю палива рідкого, що в певній мірі на сьогодні вже має місце. При цьому перехід (конвертація) двигунів працюючих на рідкому паливі на газове, пов'язана з необхідністю їх переобладнання та настроювання параметрів газової апаратури за умов збереження паливної економічності на достатньому рівні. Саме тому необхідність впровадження різного роду заходів (конструкторських, технологічних, експлуатаційних та інших) повинні бути спрямовані на покращення ефективності роботи газової апаратури.

Постановка задачі. Системи першого і частково другого покоління газової апаратури поступово втрачають вагу і на сьогодні майже не використовуються, внаслідок багатьох недоліків серед яких:

1) проблеми точності регулювання циклової подачі пов'язані насамперед з наявністю механічних елементів керування (важелі, тяги та т.і.);

2) забезпечення точності циклової подачі палива на перехідних режимах та режимах холостого ходу;

3) втрат газового палива під час продувки;

4) перевитрата палива за рахунок постійної подачі палива впродовж робочого циклу;

5) необхідність підтримання рівня тиску на заданому рівні в залежності від режиму роботи двигуна, інші чинники.

Саме тому розробка та впровадження елементів системи подачі газового палива, яка б забезпечувала точне, та своєчасне, фіксоване у часі, та прив'язане до наповнення циліндру дозування газового палива **є на сьогодні актуальним завданням.**

Викладення основного матеріалу.

Для розв'язання поставленої задачі пропонується застосування імпульсної подачі газового палива та математична модель що описує процеси під час її роботи. Для реалізації імпульсної подачі газового палива пропонується електромеханічний актуатор подачі палива (ЕМАПП), принципова схема якого зображена рисунку 1.

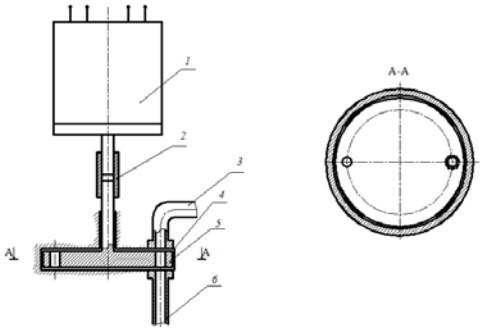


Рисунок 1. Принципова схема ЕМАПП:
1 – кроковий двигун; 2 – з'єднувальна муфта; 3 – вхідний канал; 4 – статор;
5 – ротор; 6 – імпульсний канал.

Математична модель розроблена на кафедрі Первомайського політехнічного інституту в ході проведення робіт щодо підвищення економічності чотиритактних поршневих двигунів при переході (конвертації) з рідкого на газове паливо.

Основу математичної моделі складають диференційні рівняння матеріального балансу. Допоміжні рівняння здійснюють обчислення прохідного отвору актуатору під час обертання ротору, визначають параметри на вході та виході з пристрою.

Представлена математична модель була реалізована в середовищі MathCAD з метою подальшого визначення її точності та адекватності її результатів.

Висновки:

1) очевидними перевагами застосування імпульсної системи подачі газового палива є покращення наповнення циліндрів двигуна, зменшення витрат газового палива під час перекриття клапанів, та поліпшення процесів дозування;

2) застосування імпульсної системи подачі газового палива ставить жорсткі технічні, технологічні та конструкторські вимоги до складових елементів системи, а робота всієї системи взагалі повинна бути оптимізована для відповідного режиму роботи двигуна;

3) застосування представленої математичної моделі дозволить не тільки розрахувати вихідні параметри газового потоку але й виконати оптимізацію складових елементів ЕМАПП.

ЛІТЕРАТУРА

1. Использование энергии перепада давления газа на электромагнитных форсунках для улучшения наполнения смесью газового топлива с воздухом цилиндров ДВС с воспламенением от искры./ В.А. Шишков., журнал «Транспорт на альтернативном топливе» №3 (9) май 2009 г., с.31- 35

2. Круглов М.Г., Меднов А.А., / Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Учеб. Пособие для студентов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». – М.: Машиностроение, 1988. – 360 с.: ил.

3. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под общ. ред. Орлина, М.Г. Круглова. 3-е изд., перераб. и доп., - М.: Машиностроение, 1985. – 465 с., ил.

СПОСІБ КОМПЕНСАЦІЇ ПОХИБКИ ПРОФІЛЮВАННЯ У РАДІАЛЬНО-КОЛОВОМУ МЕТОДІ НАРІЗАННЯ ЧЕРВ'ЯЧНИХ ГЛОБОЇДАЛЬНИХ КОЛІС.

Юрчишин Н.М., Грицай І. Є.
Національний університет «Львівська політехніка» (Україна)

Технологічні процеси виготовлення зубчастих коліс належать до найскладніших та найбільш працемістких процесів механічного оброблення деталей машин. Особливо це стосується процесів виготовлення глобоїдальних зубчастих передач. Глобоїдальні черв'ячні пари становлять основу більшості підйомно-транспортних механізмів та редукторів підіймальних машин, зокрема, ліфтів. На кафедрі технології машинобудування НУ «Львівська політехніка» проведено теоретичні та експериментальні дослідження, які показали можливість виготовлення глобоїдальних черв'ячних коліс дисковою фрезою на зубофрезерному верстаті в умовах обкочування – спосіб радіально-колового обкочувального зубофрезерування. Однак, при нарізанні дисковою фрезою дійсний профіль бокової поверхні зубця відрізняється від теоретичного, максимальне відхилення припадає на крайні ділянки активних поверхонь. Вказана похибка в реальному колесі буде призводити до надмірних зазорів на крайніх точках лінії зачеплення, що при його роботі в передачі викличе ударні навантаження в момент входження зубця в зачеплення та виходу з нього. Компенсація цієї методичної похибки можлива завдяки зміні закону зворотно-поступального руху фрези надавши кулачку, який працює, відповідного профілю. Для побудови профілю кулачка запропоновано скористатися графо-аналітичним методом, який не передбачає проведення відносно складних математичних перетворень. У згаданому методі пропонується скористатися функцією, яка є штатною для багатьох графічних редакторів, наприклад програмного продукту КОМПАС – Графік, а саме функцією побудови еквідистанти до певної кривої. На отриманий профіль кулачка накладаємо сітку розмірів із практично будь-яким кроком отримуючи номінальні розміри точок профілю кулачка із точністю 0,001 мм, що достатньо для ,наприклад, керуючої програми верстату з ЧПК. Також цей процес дозволяє, завдяки спроектованому профілю кулачка, забезпечити оптимальну міцність зубців колеса.

Висновки. Радіально-коловий метод профілювання зубців червячних глобоїдальних коліс з використанням дискової фрези дозволяє зменшити виробничі витрати на операції зубонарізання, підвищити продуктивність праці, зменшити працемісткість і його економічно-доцільно використовувати починаючи із дрібно-серійного виробництва.

Секція 6

НЕТРАДИЦІЙНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ НА ТРАНСПОРТІ, ДОСВІД ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ, ПРОЕКТУВАННЯ ТА ВИРОБНИЦТВА

УСТАНОВКА ДЛЯ ИСЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ МАГНИТНО-ИМПУЛЬСНОЙ ОБРАБОТКИ НА ВЯЗКОСТЬ МАЗУТА

Богданов А.В., Богданов В.А.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Введение. В настоящее время имеется достаточно много публикаций об улучшении потребительских и электрофизических характеристик топлива, обработанного магнитным полем. Полученные экспериментальные данные об улучшении на 10% и более эффективности топлива (экономия количества потреблённого топлива или уменьшение количества вредных веществ в отработанных газах в двигателях внутреннего сгорания), обработанного магнитным полем противоречивы и могут быть обусловлены некорректностью постановки некоторых испытаний, а также трудностью доказательства повышения эффективности работы двигателя именно за счёт магнитной обработки топлива, а не за счёт других факторов.

На практике в настоящее время тяжёлые топлива используются судами в основном при их выходе в открытое море, а при выходе из порта и при манёврах более эффективным является использование лёгких топлив. Для замены лёгкого топлива на тяжёлое приходится тяжёлое топливо подогревать на несколько десятков градусов, чтобы уменьшить его вязкость. Такая процедура потребует значительных энергетических и временных затрат.

В данной работе нами предлагается простейшая установка, позволяющая установить (или не установить) повышение эффективности топлива за счёт уменьшения его вязкости под воздействием импульсов магнитного поля. Очевидно, что замена нагрева топлива его магнитно-импульсной обработкой значительно эффективней, как по энергетическим затратам, так и по скорости обработки.

Актуальность исследований, проводимых нами, заключается в важности и возможности замены подогрева топлива на судах для уменьшения его вязкости магнитно-импульсной обработкой, что должно дать значительный экономический эффект.

Целью данной работы является разработка установки для исследования возможности использования магнитных импульсов при различных их параметрах и режимах обработки на изменение вязкости тяжёлых топлив.

Постановка задачи. Известно, что органические топлива относятся к диэлектрикам. Непосредственные исследования электропроводности топлива, проведённые нами [1], показало, что при определённых условиях электропроводность тяжёлых топлив, в частности мазута, сравнительно высокая и равна $\sigma = 10^{-2}…10^{-5}$ Ом$^{-1}$·см$^{-1}$. С увеличением температуры более 50…70 °С электропроводность мазута резко, на несколько порядков, уменьшается и мазут становится фактически диэлектриком.

Примерно при таких же температурах наблюдается резкое уменьшение вязкости мазута, что указывает на взаимную зависимость механизмов образования данных явлений. Механизм полупроводниковой электропроводности в данном случае не подходит, хотя численно величина электропроводности мазута и полупроводников при данных температурах примерно одинаковые.

Полупроводники, обычно, достаточно чистые, имеют кристаллическую структуру и величина их электропроводности с увеличением температуры возрастает, что не соответствует экспериментальным данным для мазута.

В мазуте, как и в других тяжёлых органических топливах, чётко наблюдается доменная структура с образованием диполей. Под действием электрических и магнитных полей в диполях возможно образование неравновесных состояний электрических зарядов. Возврат мазута к электрически равновесному состоянию происходит в течение длительного времени – несколько суток, что может быть обусловлено рекомбинацией неравновесных носителей заряда на донорно-акцепторных парах.

Результаты исследования. Для непосредственного исследования влияния магнитной обработки топлива, в частности мазута, нами была изготовлена установка, представленная на рис. 1.

Рисунок 1. Установка для исследования влияния магнитно-импульсной обработки топлива на его электрофизические характеристики

В стеклянную трубку, помещённую в рабочую часть соленоида, заливается топливо. В нижнем конце трубки имеется кран, печь для подогрева топлива, термопара для контроля его температуры и капиллярное отверстие для его вытекания. Топливо вытекает в стакан, помещённый на весы. Вязкость топлива определяется скоростью его вытекания.

С помощью данной установки можно измерять вязкость топлива при различных его температурах и при различных параметрах и режимах обработки магнитными импульсами.

Выводы. Технические возможности разработанной нами установки позволяют проводить исследования влияния магнитных импульсов при различных их параметрах и режимах обработки на изменение вязкости тяжёлых топлив.

ЛИТЕРАТУРА

1. Богданов А.В., Богданов В.А. Электропроводность мазута// Науковий вісник ХДМА (в печати).

ГІДРОХВИЛЬОВА ЕНЕРГЕТИКА ТА НОВІ МОЖЛИВОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЇЇ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ПОТЕНЦІАЛУ

Настасенко В.О.
Херсонська державна морська академія, м. Херсон (Україна)

Вступ. Гідрохвильова енергетика, як різновид гідроенергетики, до сьогодення не отримала промислового застосування. Пояснюється це відмінами у виді використання джерел енергії – в гідроенергетиці – це кінетична енергія руху потоку води, що утворена потенційною енергією її верхнього шару, піднятого греблею, в гідрохвильовій енергетиці – це енергія руху хвиль, яка має 3 складових: кінетичну – утворену поступальним рухом хвиль, потенційну – утворену перепадом висот між їх верхівкою і підошвою, кругову – утворену обертальним рухом краплинок води у перетині хвилі, при цьому співвідношення даних запасів енергії становить величини 1:1:4. Важливими стримуючими факторами розвитку гідрохвильової енергетики є: нестабільність параметрів хвиль, більш складна система перетворення механічної енергії у електричну, а головне – небезпека руйнування станцій або окремих її механізмів потужними хвилями під час сильного шторму. Якщо забезпечити цим системам збільшений запас міцності, то вони втрачають чутливість до нижнього порогу дії хвиль, які змінюються протягом часу доби і пори року, особливо у літні періоди, що значно зменшує сумарну потужність системи. Цей фактор важливий для України, яка немає ділянок моря, подібних «ревучим 40-вим широтам», де висота хвиль становить не менше 1,5 м. Ще більш складним є використання даних систем на морському транспорті, оскільки потужності сучасних суден перевищили 40 тис. кВт/год, що потребує значних габаритів для розміщення будь якої з відомих гідрохвильових систем і зменшує провозоздатність судна, а ріст розмірів корпусів суден суттєво зменшує їх чутливість до хитавиці хвилями. Однак ці недоліки можуть бути усунені у прибережних гідрохвильових електростанцій, оскільки їх розміри обирають із врахуванням конкретних параметрів хвиль, що діють в місті їх розташування, а вся їх корисна вантажопідйомність може бути використана лише для його гідрохвильових систем. Таким чином, в умовах постійного світового росту потреб у електричній енергії та обмеженості можливостей будівництва гідроелектростанцій, що затоплюють великі земельні площі, а також загрози вичерпності вже в XXI столітті використовуваних для теплових електростанцій традиційних палив на базі нафти і газу, питання розробки високоефективних гідрохвильових електростанцій є актуальним і важливим, як для України, так і для світової спільноти в цілому.

Головна мета і задачі роботи. Вибір гідрохвильової енергетики обумовлений тим, що питомий потенціал енергії хвиль значно більший, у порівнянні з сонячною та вітровою енергетикою, окрім того, вони не займають місця на суходолі, яке може бути обмеженим по площині і має свою вартість. Головною метою виконуваної роботи є аналіз розвитку відомих і вибір найбільш перспективних систем гідрохвильової енергетики для створення прибережних електростанцій, а головними задачами є порівняння їх техніко-економічних можливостей. Наукову новизну роботи складає обґрунтування нової концепції розвитку і використання гідрохвильової енергетики, в т.ч. на морському транспорті, оскільки в роботі [1] вона визначена для суден, як недоступна. Вирішення поставлених в даній роботі задач має велике теоретичне і практичне значення, оскільки саме даний вид енергетики може бути головним видом розвитку енергетики майбутнього.

Аналіз базових варіантів гідрохвильових енергетичних установок. Серед найбільш відомих, доведеними до практичної реалізації гідрохвильовими енергетичними установками слід вважати «контурні плоти Коккерелля» та «качки» Солтера [2], які показані на рис. 1 і 2.

Контурний пліт Коккерелля встановлюється перпендикулярно до фронту дії хвилі і повторює її профіль за рахунок багатоланкової системи з шарнірно сполучених секцій (мінімум – трьох), які послідовно одна за одною підіймають, або опускають хвилі, і через

тяги, наприклад, кривошипно-шатунного типу, перетворюють відносний коливальний рух секцій плоту в обертальний рух ротора електрогенератора. Модель цього гідрохвильового перетворювача в 1/10 величини, була випробовувана в 1977 році в протоці Солент в Англії, поблизу м. Саутгемптона [2]. Лабораторні випробування цієї моделі показали [2], що к.к.д. плоту складає близько 45 %. Перевагою плоту є можливість використання вже розроблених для інших цілей секцій понтонного, або корабельного типу для складання прибережних електростанцій, що спрощує їх проектування та виготовлення і дозволяє підняти зайнятість в уже існуючій суднобудівельній промисловості.

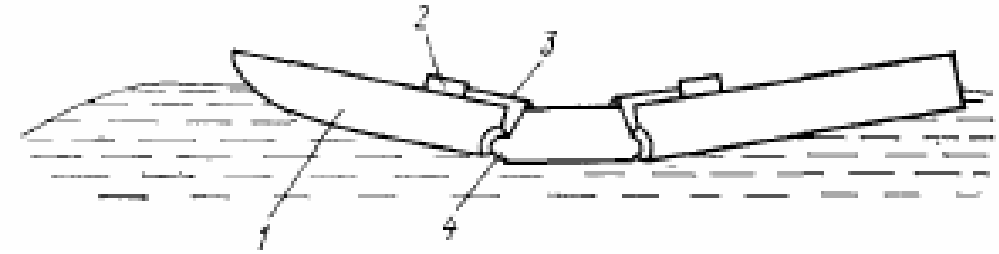


Рисунок 1. Принципова схема виконання контурного плоту Коккерелля:
1 – секція, що коливається; 2 – перетворювач; 3 – тяга; 4 – шарнір.

Однак недоліками даної гідрохвильової системи, є:

– недостатня жорсткість, що створює додаткову небезпеку експлуатації, особливо у шторм;

– необхідність виконання шарнірних з'єднань, що ускладнює конструкцію і зменшує її надійність;

– ускладнення системи за рахунок шатунних тяг та перетворювачів їх руху, для яких радіус кривошипу треба постійно змінювати в автоматичному режимі, в залежності від параметрів хвиль, які діють на шарнірні секції;

– зворотно-коливальний рух кривошипа, що потребує виконання додаткових муфт обгону для вилучення реверсу ротора електрогенератора, а це відповідно ускладнює систему і збільшує небезпеку її пошкоджень, особливо при дії потужних хвиль;

– використання зубчатих передач при різких ударах хвиль може призвести до поломок зубців, що відповідно збільшує небезпеку відмов системи в цілому, а у разі заклинювання зубчатих коліс їх уламками – до підвищення тертя інших поверхонь цими уламками і збільшення загрози виникнення пожежі.

Таким чином, подібні конструкції гідрохвильових електростанцій слід вважати неперспективними, тому у виконуваній роботі вони далі детально не розглядаються.

Гідрохвильова енергетична установка, яка створена професором Единбурзького університету Стефаном Солтером і названа на честь її творця «качкою Солтера» [2], має технічну назву такого класу перетворювачів – крило, що коливається на хвилях (рис. 2).

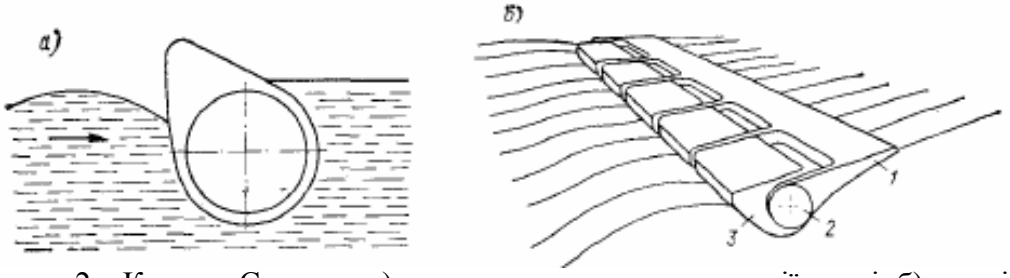


Рисунок 2. «Качка»- Солтера: а) – схема перетворення енергії хвилі; б) – варіант конструкції перетворювача, де 1 – плавуча платформа; 2 – циліндрична опора з розміщеними в ній приводом і електрогенератором; 3 – поплавок асиметричної форми.

Форма перетворювачів підібрана так, щоб забезпечувати максимальне добування потужності з руху морських хвиль, за рахунок чого їх к.к.д. на резонансних частотах може

досягати 90 % [2] без урахування к.к.д. електрогенераторів. Хвилі, що набігають на «качку» спереду (рис. 2), змушують її коливатися відносно поверхні горизонту. Циліндрична форма протилежної поверхні «качки» забезпечує відсутність розповсюдження хвилі позад неї при коливаннях її навколо власної осі. Найбільша потужність може бути знята з вісі коливальної системи з таким розрахунком, щоб забезпечити мінімум відведення енергії позад «качки». Відбираючи і пропускаючи через себе лише незначну частину від повної енергії хвиль, а саме енергію їх поступального руху і підйому, цей пристрій має високу ефективність перетворення в широкому діапазоні частот збуджуючих коливань, створених хвилями [2].

Перші випробування в умовах, близьких до морських, були проведені в травні 1977 році на озері Лох-Несс (Шотландія) [2], тоді 50-метрова низка з «качок» в 1/10 майбутньої довжини океанського перетворювача, висотою кожної у 20-метрів і загальною масою 16 т, була спущена на воду і працювала протягом 4-х місяців за різних хвилевих умов. У грудні того ж року вона була знову спущена на воду і дала перший струм. Протягом 3-х місяців одного з найсуворіших зимових періодів, модель першої англійської гідрохвильової електростанції працювала з середнім к.к.д, близьким до 50 %, який є більшим, ніж у плотів Коккерелля. Подальші розробки були направлені на забезпечення кожній «качці» здатності протистояти ударам максимальних хвиль моря і створення низки з перетворювачів, що заякорена, у формі достатньо гнучкої лінії, яка здатна змінюватися в залежності від напрямку дії фронту хвиль [2]. Передбачалось, що характерний розмір реальної «качки» для атлантичних хвиль довжиною $\lambda \approx 100$ м, буде $0{,}1\lambda$, що приблизно становить 10 м. Низку з «качок» протяжністю декілька кілометрів передбачалося встановити в районі з найбільш інтенсивним хвилюванням моря західніше Гебрідських островів. Потужність станції мала бути ≈ 100 МВт, однак гнучкість низки і безпека її пошкодження великими хвилями не були забезпечені і система не була впроваджена.

Окрім цього, іншими найбільш істотними недоліками для «качок» Солтера є:

1. Значне коливання потужності в залежності від параметрів хвиль;
2. Необхідність передачі і перетворення повільного коливального руху на привод генератора, для чого потрібне використання проміжних мультиплікаторів або зубчатих передач, для яких можливе пошкодження сильними хвилями;
3. Необхідність використання муфт обгону для вилучення реверсу при роботі електрогенераторів;
4. Необхідність зняття потужності з пристрою, що плаває на значній глибині (тому в умовах морських приливів його треба віддаляти на значну відстань від узбережжя), а також пристрою, який має велику протяжність, що становить небезпеку його розриву потужними хвилями.
5. Необхідність відстеження і зміни напряму низки «качок», для отримання високого к.к.д. перетворень, внаслідок високої чутливості системи до кута β напряму руху фронту хвиль, яка має залежність $\eta = \cos\beta$.
6. Утруднення при виготовленні, збірці і монтажі «качки», в наслідок складності криволінійної форми її робочої поверхні, яка потребує пошуку оптимальної кривизни в залежності від параметрів хвиль.

Таким чином, і дані конструкції слід вважати неперспективними.

Нові варіанти виконання суднових гідрохвильових енергетичних установок. Новий напрямок розвитку гідрохвильової енергетики – пов'язаний з системами електрогенераторів маятникового типу за патентом Російської Федерації на винахід [3], схеми яких показані на рис. 3.

Якщо в існуючих електрогенераторах 1 ротор 2 статично збалансований, то в новій системі на нього надягають вантаж 3 (виконання 1), або електрогенератор 1 встановлюють ротором 2 на опори 4 з вільним підвісом статора (виконання 2), який вже є статично неврівноваженим за рахунок зміщення e_p центру його маси відносно осі підвісу ротора, що забезпечує ротору або статору стійку орієнтацію до центру Землі. При встановленні

таких систем на плаваючий засіб 5, який коливається хвилями на кут ±α, статор і ротор генератора здійснюють такі ж коливання відносно один одного, що веде до вироблення ними електричного струму. Дані системи електрогенераторів можуть встановлюватися у трюмі корпусу плавучої гідрохвильової станції один за одним рядами і шеренгами. Окрім простоти конструкції, головною перевагою даної системи є розміщення в корпусі судна, що вилучає пряму дію хвиль на неї і адекватно зменшує можливість поламок. Однак її недоліком є невелика потужність, за рахунок малої умовної частоти обертання (1…2 хв$^{-1}$) і незначної величини ексцентриситету.

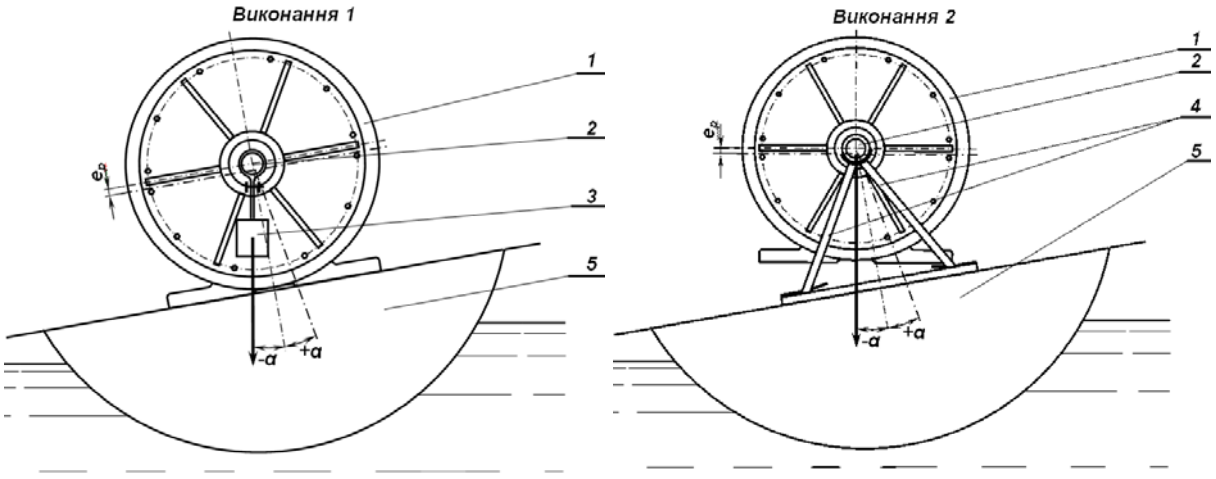


Рисунок 3. Принципові схеми гідрохвильових електрогенераторів маятникового типу

За заявкою на патент Російської Федерації на винахід [4], можливе збільшення частоти обертання роторів за одне коливання системи (рис. 4, виконання 1). Генератори 1, які мають статор 2 і ротор 3, можуть бути встановлені на опорах 4 з віссю 5 на кінцівках 6 опор, зі зміщенням осі 7 ротора відносно осі 5, зв'язаної з осями проміжних зубчатих коліс 8, які введені в зачеплення з шестернею 9 на валу ротора та з внутрішнім зубчатим вінцем 10 закріпленим на корпусі статора. При цьому ексцентриситет осі підвісу і центру маси генератора значно зростає і забезпечує йому стійку орієнтацію до центру Землі з виробленням електричного струму за розглянутим вище принципом.

Окрім збільшення частоти обертання і ексцентриситету, перевагою нової системи гідрохвильових електрогенераторів є примусове протилежне обертання ротора і статора, що забезпечує їй чутливість, при нахилі корпусу плавучого засобу хвилями на кут $\alpha \leq 1^{o}$.

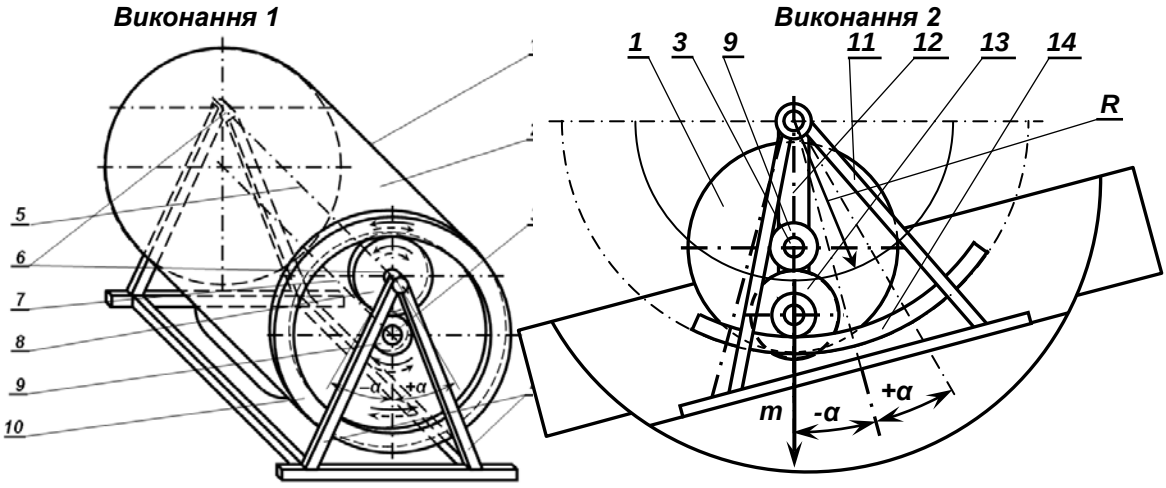


Рисунок 4. Принципова схема маятникових гідрохвильових електрогенераторів з проміжними зубчатими колесами

Ще більший ефект можливий при підвішуванні електрогенератора 1 на збільшеної висоти стійках 11 на стрижні 12 (рис.4. виконання 2), а для збільшення частоти обертання ротора 3, його шестерня 9 через блок зубчатих коліс 13 введена в зачеплення з сектором 14 з внутрішнім зубчатим вінцем, закріпленим на стійках. При цьому суттєво збільшується радіус R (ексцентриситет) коливання центру мас m системи, яку складає електрогенератор зі стрижнями та зубчастими колесами.

Енергетичний потенціал E такої системи в межах кутів коливання хвилями $\pm\alpha = 10^o$ зростає прямопропорційно від росту радіусу R, маси m і кута α в межах залежності:

$$E = gmR(1-\cos\alpha)\ (\text{Дж}).$$

де g – прискорення вільного падіння.

Наприклад, при середній масі системи m = 10 т, радіусі R = 27 м, мінімальному куту $\alpha = 1^o$ і максимальному куту $\alpha = 10^o$, енергетичний потенціал 1-го генератора становитиме:

$$E_{\min} = 9{,}8 \cdot 10 \cdot 27 \cdot (1-\cos 1^o) \approx 0{,}4\ (\text{кДж}),$$

$$E_{\max} = 9{,}8 \cdot 10 \cdot 27 \cdot (1-\cos 10^o) \approx 40\ (\text{кДж}).$$

З урахуванням мінімального періоду коливання корпусу плаваючого засобу τ_{min}= 2 с при $\alpha = 1^o$, і максимального τ_{max}= 6 с при $\alpha = 10^o$, потужність, яку може розвивати кожен такий генератор, становитиме від 0,2, до 6,7 кВт/год, а при розміщенні на гідрохвильовій станції з корпусом, довжиною 150 м та шириною 20 м 144 + 48 генераторів згідно схеми, показаної на рис 5, її загальна потужність становитиме від 32 до 1000 кВт/год. Таким чином, найбільш доцільне розміщення таких гідрохвильових станцій у місцях, де мінімальна висота хвиль становить 1,5 м, що можливо в 40-х широтах. Їх перевагою у порівнянні з «плотами Коккерелля» та «качками Солтера» є маневреність відносно фронту підходу хвиль і можливість укриття в бухтах і портах при наближенні сильного шторму за рахунок власних ходових та підрульних електродвигунів.

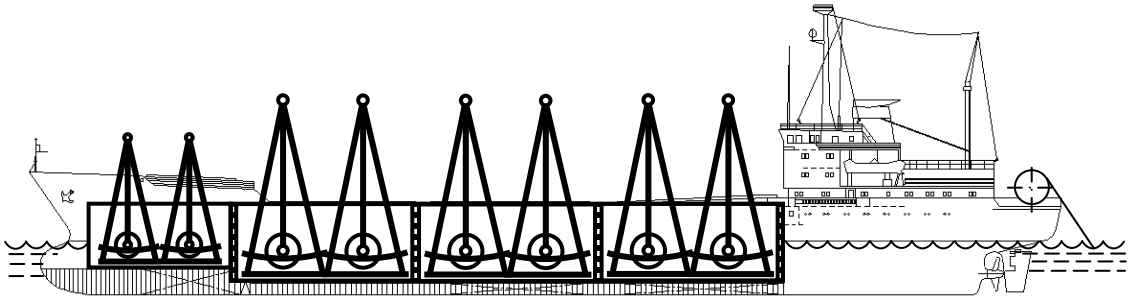


Рисунок 5. Плавуча прибережна електростанція з гідрохвильовими генераторами маятникового типу

Загальні висновки по роботи. Для прибережних гідрохвильових електричних станцій доцільне використання гідрохвильових електрогенераторів маятникового типу за заявкою на патент РФ на винахід [4]. вони можуть бути рекомендовані, як основа нової концепції розвитку гідрохвильової енергетики, оскільки гарантовано забезпечують вироблення електроенергії і усувають недоліки раніше відомих систем на базі «плота Коккерелля» та «качки» Солтера.

ЛІТЕРАТУРА

1. Шурляк В.К. Применение альтернативных видов энергии и топлив на морских судах –С-Петербург ГМА им. Макарова, 2012.-47с. www.korabel.ru/filemanoger/OTHER/0/0/3

2. Вершинский Н.В. Энергия океана. –М.: Наука, 1986. – 152 с.

3. Патент Российской Федерации на изобретение № 2396673 Генератор электрического тока, его варианты и способы их установки. МПК H02K 19/00 Заявка № 2009100832/09 от 12.01.09. Авт. изобр. Настасенко В.А. //БИ № 22 от 10.08/2010.

4. Заявка на патент Российской Федерации на изобретение № 2012125508 от 19.06.12. Маятниковый гидроволновой генератор электрического тока. Авт. Настасенко В..А.

ДИНАМИКА ТЯГОВОЙ ПОДСИСТЕМЫ МАГНИТОЛЕВИТИРУЮЩЕГО ПОЕЗДА (ПОЛЕВАЯ ПАРАДИГМА ИССЛЕДОВАНИЯ)

Поляков В. А., Хачапуридзе Н. М.
Институт транспортных систем и технологий НАН Украины (Украина)

Введение, актуальность исследования. С физической точки зрения, магнитолевитирующий поезд (МЛП) является электромеханическим преобразователем питающей его электрической энергии в энергию движения. Ключевую роль в указанном преобразовании играет тяговая подсистема (ТП) поезда, ядро которой − его линейный двигатель (ЛД). Свойства последнего являются определяющими по отношению к результирующим качествам системы вцелом. В связи с этим, исследования таких свойств относятся к наиболее актуальным среди иных, направленных на радикальное повышение упомянутых качеств.

Постановка задачи исследования. Асинхронные версии ЛД, обладая рядом преимуществ (таких как конструктивная простота, лёгкий пуск, остановка и плавное регулирование скорости), имеют, в то же время, весьма невысокие энергетические характеристики. Этого недостатка лишены синхронные ЛД (ЛСД), особенно, если они оснащены сверхпроводящими обмотками возбуждения (СПОВ) [1, 2]. Поэтому вновь проектируемые МЛП следует оснащать ЛСД со СПОВ, а моделированию подлежит динамика тяговой подсистемы поезда, оснащённого такими двигателями.

Результаты проводимого исследования предполагается использовать в процессе создания моделей управляемого движения механической подсистемы (МП) МЛП. Поэтому итогом настоящей работы должно стать получение корректного описания основного управляющего воздействия на такую МП — тяговой силы его ЛД. В то же время, такое описание должно возможно более полно учитывать специфику моделируемых физических процессов, определяемую, в том числе, особенностями системы, в которой они протекают.

Расчётная схема статора ЛСД МЛП представима [3] трёхфазной системой якорных прямоугольных контуров, уложенных вдоль пути следования поезда. Фазовые обмотки якоря сдвинуты друг относительно друга вдоль оси пути на $\frac{2\cdot\tau}{3}$, где τ — полюсное деление двигателя и питаются от трёхфазной сети. Фазные токи якоря оказываются сдвинутыми друг относительно друга во времени и пространстве на треть периода, создавая бегущее вдоль оси пути электромагнитное поле.

В случае СПОВ, их расчётная схема может быть принята в виде ряда однотипных прямоугольных контуров, расположенных в плоскости, параллельной соприкасающийся с поверхностью пути на расстоянии h от неё. Контуры возбуждения обтекаются постоянными токами одинакового значения и чередующегося направления, создавая неподвижное относительно этих контуров электромагнитное поле.

Поля, реализующие электромеханическое преобразование энергии, должны быть взаимно неподвижны [4]. Вследствие этого, в ЛСД возникает тяговое усилие, заставляющее его контуры возбуждения двигаться относительно якорных контуров в направлении касательной к оси пути с синхронной скоростью.

Построение искомой модели может базироваться на энергетической, либо полевой парадигме исследования [5]. Подавляющее большинство работ, посвящённых указанному построению, основывается именно на энергетической парадигме [1, 3, 6]. Имея в качестве основы уравнения второго закона Кирхгофа, она теоретически адекватно и полно отражает моделируемые процессы. Однако, такое построение модели возможно лишь с использованием величин коэффициентов само- и взаимоиндукции якорных и индукторных контуров ЛСД. Равенства для нахождения значений указанных коэффициентов безальтернативно включают выражения

коэффициентов взаимоиндукции между двумя прямолинейными параллельными отрезками проводников, на которые должны быть разбиты рассматриваемые взаимодействующие контуры. Находимые значения этих коэффициентов, вследствие причин, не устранимых при использовании такого способа их получения, весьма не точны, а ресурсные затраты на упомянутое получение необоснованно велики.

Возникающая коллизия может быть успешно преодолена с использованием полевой парадигмы исследования ЛСД [7]. Её принятие реализуется определением результирующего магнитного поля якоря двигателя, в трёхмерной постановке, из решения краевой задачи для потенциала этого поля.

С целью упрощения искомой модели, введём следующие предположения. Проводники индуктора первоначально считаем бесконечно тонкими нитями, по которым протекают одинаковые по величине, чередующиеся по направлению постоянные токи. Проводники якоря предполагаем бесконечными в его поперечном направлении. А, поэтому, создаваемое ими поле − плоскопараллельным. Влияние высших гармоник поля якоря на тяговое усилие двигателя не учитываем.

С учётом принятых предположений, опишем электромагнитное поле якоря. Фазовые токи якорной цепи рассматриваем лежащими на поверхности пути и направленными вдоль главной нормали Oy к его оси в каждой точке. Линейная плотность этого тока имеет лишь одну составляющую λ_y и, для каждой из фаз, является периодической функцией координаты пути x, пройденного вдоль его оси. Указанная плотность может быть разложена в ряд Фурье с периодом $2\cdot\tau$. После такого разложения, в силу линейности системы, поле каждой из гармоник любой фазы якоря может определяться с использованием метода суперпозиции.

Фазы якоря питаются гармонически изменяющимися напряжениями. Также изменяются и первые гармоники токов этих фаз. Плоскопараллельное поле, создаваемое этим распределением тока, зависит только от координат x и z, отсчитываемых вдоль касательной и бинормали к оси пути в каждой его точке. Магнитный потенциал ψ этого поля удовлетворяет двумерному уравнению Лапласа [5]

$$\frac{\partial^2\psi}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\psi}{\partial z^2}=0 \qquad (1)$$

и должен являться синусоидальной функцией x с периодом $2\cdot\tau$. Поэтому, для первой гармоники поля, решение уравнения (1) можно искать в виде

$$\psi_1=\Psi_1(z)\cdot\cos(\pi\cdot\tau^{-1}\cdot x). \qquad (2)$$

Путём подстановки (1) в (2), получается уравнение

$$\frac{d^2\psi_1}{dz^2}-\alpha^2\cdot\psi_1=0;\ \ \alpha=\pi\cdot\tau^{-1}. \qquad (3)$$

В таком случае, для потенциала ψ_1 и составляющих напряжённости поля в области $z>0$ справедливы выражения:

$$\psi_1=\frac{H_1}{\alpha}\cdot\cos(\alpha\cdot x);\ \ H_{1x}=H_1\cdot\sin(\alpha\cdot x);$$
$$H_{1z}=H_1\cdot\cos(\alpha\cdot x);\ \ H_1=0{,}5\cdot\Lambda_1\cdot e^{-\alpha\cdot z};\ \ \Lambda_1=\Lambda_{1m}\cdot\cos(\omega\cdot t), \qquad (4)$$

где H_1 — модуль напряжённости поля;

Λ_{1m} — амплитудное значение линейной плотности якорного тока.

Таким образом, величины, характеризующие поле якоря, с возрастанием координаты z убывают экспоненциально.

Решение уравнения (1) для поля, создаваемого высшими гармониками тока, отличается от приведенного заменой α на $k \cdot \alpha$, где k — номер гармоники. Следовательно, при увеличении z высшие гармоники поля убывают значительно быстрее, чем первая. Это позволяет пренебрегать влиянием таких высших гармоник и рассматривать поле якоря изменяющимся вдоль пути синусоидально.

Выражения составляющих напряжённости поля якоря в жёстко связанной с ним подвижной системе координат, для плоскости $z = h$, в которой расположена рассматриваемая индукторная обмотка, могут быть представлены в виде:

$$H_x(h) = H_m(h) \cdot \sin(\alpha \cdot x_r); \quad H_z(h) = H_m(h) \cdot \cos(\alpha \cdot x_r);$$
$$H_m(h) = 0{,}75 \cdot \Lambda_{1m} \cdot e^{-\alpha \cdot h}; \quad x_r = x - v_s \cdot t \tag{5}$$

Тогда, согласно (3), для μ-ой секции индуктора двигателя вертикальные составляющие результирующей напряжённости поля якоря (в подвижной системе координат) для точек 1 и 2, соответствующих активным сторонам этой секции,

$$H_{z\mu 1}(h) = H_m(h) \cdot \cos[\alpha \cdot (-\Delta_\mu - 0{,}5 \cdot \sigma)] = -H_m(h) \cdot \sin(\theta_\mu - \nu);$$
$$H_{z\mu 2}(h) = H_m(h) \cdot \cos[\alpha \cdot (-\Delta_\mu + 0{,}5 \cdot \sigma)] = H_m(h) \cdot \sin(\theta_\mu + \nu);$$
$$\theta_\mu = \alpha \cdot \Delta_\mu; \quad \nu = 0{,}5 \cdot \alpha \cdot (\tau - \sigma), \tag{6}$$

где Δ_μ, σ — координата центра масс рассматриваемой секции индуктора в связанной с ним системе координат и продольная протяжённость такой секции.

Горизонтальные продольные силы взаимодействия поля, созданного токами в проводниках 1 и 2 рассматриваемой μ-ой секции индуктора, с полем якоря

$$\varphi_{x\mu 1} = -\mu_0 \cdot H_{z\mu 1} \cdot l \cdot I_r = \mu_0 \cdot H_m(h) \cdot l \cdot I_r \cdot \sin(\theta_\mu - \nu);$$
$$\varphi_{x\mu 2} = \mu_0 \cdot H_{z\mu 2} \cdot l \cdot I_r = \mu_0 \cdot H_m(h) \cdot l \cdot I_r \cdot \sin(\theta_\mu + \nu), \tag{7}$$

где I_r, l — ток в секции индуктора, а также длина каждой из её активных сторон; μ_0 — магнитная постоянная, определяющая плотность магнитного потока в вакууме. Горизонтальная же сила $\varphi_{x\mu}$, действующая на всю μ-ю секцию

$$\varphi_{x\mu} = \varphi_{x\mu 1} + \varphi_{x\mu 2} = 4 \cdot \mu_0 \cdot a_r \cdot I_r \cdot H_m(h) \cdot \cos(\nu) \cdot \sin(\theta_\mu); \quad a_r = 0{,}5 \cdot l. \tag{8}$$

Значение полного тягового усилия ЛСД, создаваемого взаимодействием полей его якоря и N секций индуктора

$$\Phi_x = \sum_{\mu=1}^{N} \varphi_{x\mu} = \Phi \cdot \sum_{\mu=1}^{N} \sin(\theta_\mu); \quad \Phi = 3 \cdot \mu_0 \cdot a_r \cdot I_r \cdot \Lambda_m \cdot e^{-\alpha \cdot h} \cdot \cos(\nu). \tag{9}$$

Учёт конечности ширины якоря двигателя осуществим [2] введением в выражение (9) поправочного коэффициента $\chi_z^{(h)}$. Тогда

$$\Phi = 3 \cdot \chi_z^{(h)} \cdot \mu_0 \cdot a_r \cdot I_r \cdot \Lambda_m \cdot e^{-\alpha \cdot h} \cdot \cos(\nu);$$
$$\chi_z^{(h)} = e^{\alpha \cdot h} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\kappa_n}{n \cdot \beta \cdot a_r} \cdot R_n \cdot e^{-R_n \cdot \alpha \cdot h} \cdot \sin(n \cdot \beta \cdot a_r); \tag{10}$$
$$R_n = (1 + n^2 \cdot \beta^2 \cdot \alpha^{-2})^{0{,}5} \; \forall \, n \in [\overline{1, \infty}], \tag{11}$$

где $\kappa_n \; \forall \; n \in [\overline{1, \infty}]$ — коэффициенты разложения в ряд Фурье функции

$$\tilde{\Lambda}(y) = \Lambda \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \kappa_n \cdot \cos(n \cdot \beta \cdot y); \quad \beta = \pi \cdot (2 \cdot a_s + b)^{-1}. \tag{12}$$

Здесь a_s, b — половина реальной ширины якоря двигателя, а также интервал, принимаемый при искусственной периодизации его поля. В частности, если

$$b = a_s = a_r, \tag{13}$$

то, после преобразований, выражение (10) может быть приведено к виду:

$$\chi_z^{(h)} = e^{\alpha \cdot h} \cdot \left(\frac{3}{\pi}\right)^2 \cdot \sum_{n=1}^{\infty} R_n \cdot n^{-2} \cdot e^{-R_n \cdot \alpha \cdot h} \cdot \sin\left(n \cdot \frac{\pi}{3}\right). \tag{14}$$

Реальное сечение проводников индукторной обмотки − конечно и, как правило, прямоугольно. Предполагая, что ток распределён по каждому из таких сечений, имеющему ориентацию нормали к оси пути, равномерно с плотностью

$$\rho = I_r \cdot s^{-1} = I_r \cdot 0{,}25 \cdot p^{-1} \cdot q^{-1}, \tag{15}$$

где $2 \cdot p$, $2 \cdot q$ — ширина и высота поперечного сечения такого проводника, сила взаимодействия поля, создаваемого этим током, с якорным полем двигателя может быть описана выражением [7]

$$f_x = k_{rx} \cdot f_{x0}; \;\; k_{rx} = \left[1 - \frac{p^2 - q^2}{6} \cdot \alpha^2 + \frac{3 \cdot p^4 - 10 \cdot p^2 \cdot q^2 + 3 \cdot q^4}{360} \cdot \alpha^4 + \ldots\right], \tag{16}$$

где f_{x0} — значение той же силы, полученное в предположении, что весь упомянутый ток сосредоточен в нити, проходящей через центр поперечного сечения проводника.

Результаты исследования, выводы. Полученная модель функционирования ЛСД представима выражениями (9) − (14) и (16). Они построены с использованием полевой парадигмы исследования и поэтому гарантируют физическую адекватность, точность, и умеренную ресурсоёмкость исследования [2, 7]. Этим исчерпывающе достигнута цель описанного этапа исследования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Винокуров В. А. Линейный синхронный двигатель с гиперпроводящей обмоткой возбуждения / В. А. Винокуров, А. А. Аршинов, Т. А. Тараканов // Тр. Моск. ин-та инж. ж.-д. трансп., Вып.572. − М., 1977. − С. 65 − 77.

2. Герасев О. А. Трехмерная модель линейного синхронного двигателя / О. А. Герасёв, Ю. П. Коськин, Л. А. Цейтлин // Изв. АНСССР. Энергетика и транспорт, №2, 1979. − С. 49 − 60

3. Дзензерский В. А Высокоскоростной магнитный транспорт с электродинамической левитацией / В. А Дзензерский, В. И. Омельяненко, С. В. Васильев, С. В. Матин, С. А. Сергеев – К.: Наук. думка, 2001. − 479 с.

4. Копылов И. П. Электрические машины / И. П. Копылов − М.: Энергоатомиздат, 1986, − 360 с.

5. Бочаров В. И. Транспорт на сверхпроводящих магнитах / В. И. Бочаров, И. В. Салли, В. А. Дзензерский − Ростов-на-Дону: Из-во РГУ, 1988. − 152 с.

6. Поляков В. А. Динамика тяговой подсистемы магнитолевитирующего поезда (энергетическая парадигма исследования) / В. А. Поляков, Н. М. Хачапуридзе // Науковий вісник Херсонської державної морської академії, № 2 (7), 2012. − С. 264 − 269.

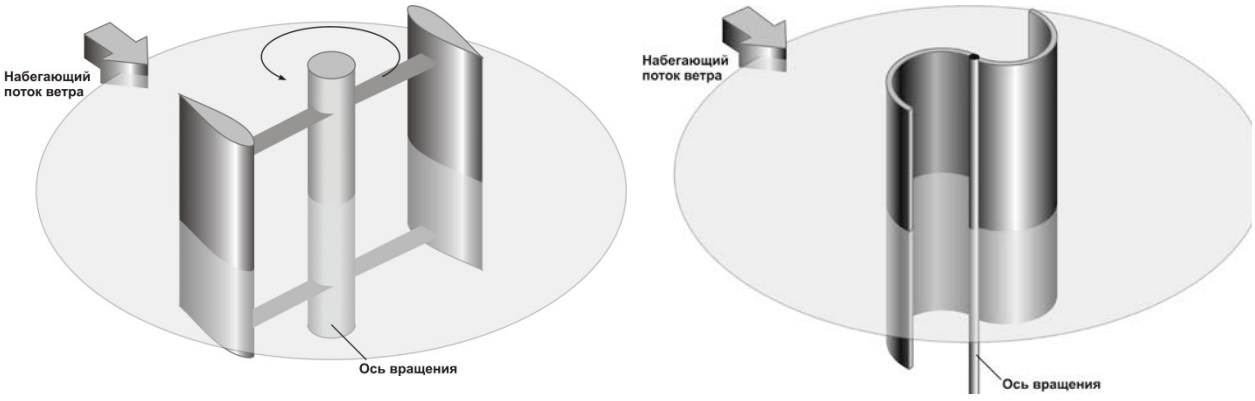
7. Герасев О. А. Основы теории и расчёта линейного синхронного двигателя для высокоскоростного наземного транспорта / О. А. Герасёв, Ю. П. Коськин, Л. А. Цейтлин // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт, № 1, 1979. − С. 111 − 122.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ АЭРОДИНАМИКИ РОТОРА ВЕРТИКАЛЬНО-ОСЕВОЙ ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Редчиц Д.А.[1], Щеглов Г.А.[2], Марчевский И.К.[2]
[1]*Институт транспортных систем и технологий НАН Украины (Украина)*
[2]*Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (Россия)*

Введение. Повышение мощности ветроэнергетических установок (ВЭУ) и увеличение коэффициента использования энергии ветра делает задачу выбора рациональной аэродинамической формы ротора весьма актуальной. Ведущую роль в функционировании ВЭУ играют нестационарные аэродинамические процессы. Известные методики определения аэродинамических и энергетических характеристик ротора ВЭУ основаны на экспериментальных данных, импульсной и вихревой теориях, численном решении уравнения потенциала. Они используют определенные допущения при постановке задачи. До настоящего времени ни одна из известных упрощенных моделей не давала возможности адекватно рассчитать аэродинамические характеристики роторов в случае динамического срыва потока.

Постановка задачи. Рассмотрим ортогональные вертикально-осевые (ВО) роторы Дарье и Савониуса, лопасти которых имеют длину, многократно превышающую хорду (рис. 1). Пренебрежем концевыми эффектами на лопастях, воспользуемся гипотезой о плоскопараллельной структуре течений. При принятых предположениях задача обтекания ВО ВЭУ допускает двумерную постановку в плоскости, перпендикулярной оси вращения ротора. Поскольку для максимальных скоростей ветра и значений коэффициента быстроходности локальные числа Маха низкие ($M < 0.3$), поле течения примем несжимаемым.



а) б)

Рисунок 1. Расчетные схемы для роторов Дарье (а) и Савониуса (б)

Для исследования процессов аэродинамики и динамики ротора ветроагрегата воспользуемся осредненными по Рейнольдсу уравнениями Навье-Стокса несжимаемой жидкости и уравнением вращения ротора относительно неподвижной оси:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0, & (1) \\ \dfrac{\partial u_i}{\partial t} + \dfrac{\partial \left(u_j u_i \right)}{\partial x_j} = -\dfrac{1}{\rho}\dfrac{\partial p}{\partial x_i} + \dfrac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\nu + \nu_t \right)\left(\dfrac{\partial u_i}{\partial x_j} + \dfrac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right], & (2) \\ I_z \dfrac{d\omega}{dt} = Q - Q_{ld} - Q_{fr}, & (3) \end{cases}$$

где x_i, $i = 1,2$ – декартовые координаты; t – время; u_i – декартовы составляющие вектора скорости; p – давление; ρ – плотность; ν и ν_t – молекулярный и турбулентный коэффициенты кинематической вязкости; I_z – момент инерции ротора; ω – угловая скорость вращения; Q – крутящий момент, обусловленный действием потока на лопасти ВЭУ; Q_{ld} – момент полезной нагрузки, приложенный к валу электрогенератора; Q_{fr} – результирующий момент трения в электромеханической системе ветроагрегата.

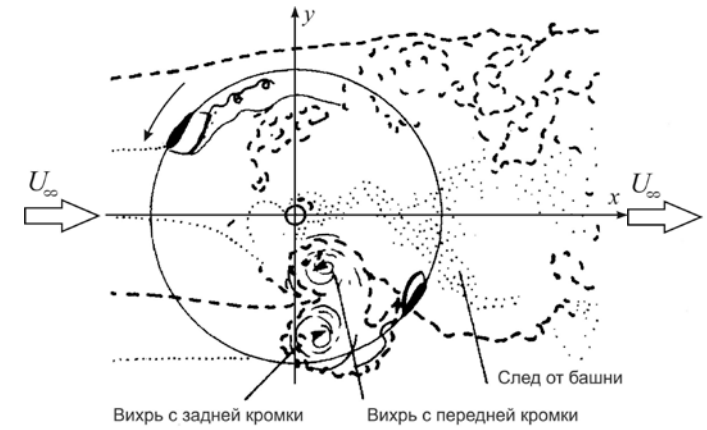
При моделировании турбулентности используется однопараметрическая дифференциальная модель турбулентности Spalart-Allmaras, базирующаяся на тензоре скоростей деформаций (SALSA) [1].

Численный метод и его тестирование. Решение системы исходных уравнений получено с помощью неявного конечно-объемного численного алгоритма [2]. Блочно-матричная система алгебраических уравнений решалась методом итераций Гаусса-Зейделя. В качестве тестовых задач рассмотрено обтекание неподвижного и вращающегося цилиндра (эффект Магнуса), неподвижного, колеблющегося и вращающегося профилей.

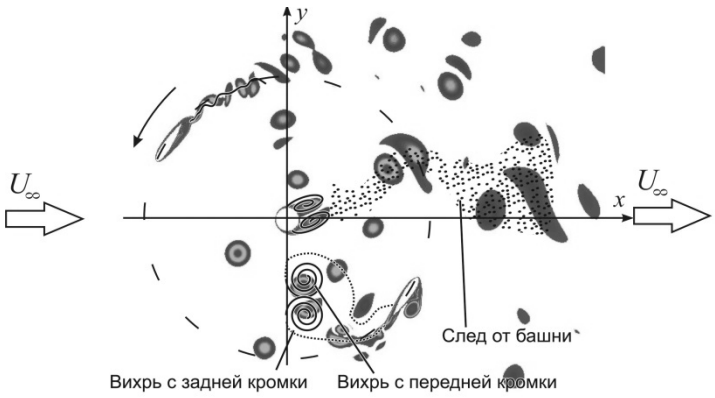
Результаты и обсуждения. *Ротор Дарье.* Для иллюстрации особенностей обтекания ротора Дарье были выбраны геометрические параметры и коэффициент быстроходности, соответствующие экспериментальной работе G. Brochier [3] (рис. 2). На рис. 2 *б* кроме стандартной визуализации вихрей добавлены сплошные и прерывистые линии, а также отдельные точки для того, чтобы стиль интерпретации расчетных данных соответствовал стилю визуализации экспериментальных данных работы G. Brochier [3]. Приведена реконструкция структуры течения при работе двух- и трехлопастного роторов Дарье для коэффициента быстроходности $\lambda = 2.14$ на основе натурного (*а*) и вычислительного (*б*) экспериментов (рис. 3). Для наглядности оставлены вихри максимальной интенсивности. Выделены стадии зарождения, развития и срыва вихрей при различных положениях лопасти на траектории. В целом картина течения вблизи ротора Дарье характеризуется существенными нестационарными явлениями. К ним относятся: динамический срыв потока, образование сложной системы вихрей, повышение уровня турбулентности в затененной области, взаимодействие вихрей различных размеров, скоростей движения и интенсивности с подвижными поверхностями роторов. Полученная картина течения хорошо согласуется с имеющимися экспериментальными данными [3].

Установлено влияние чисел Рейнольдса, коэффициентов быстроходности и заполнения на энергетические характеристики ротора Дарье (рис. 4, 5). Показано, что рост числа Рейнольдса приводит к увеличению значений коэффициента мощности (рис. 4, 5). При уменьшении коэффициента заполнения ротора Дарье коэффициент мощности становится менее чувствительным к изменению коэффициента быстроходности.

Ротор Савониуса. При численном моделировании обтекании двух- и трехлопастных роторов Савониуса выполнены три типа вычислительных экспериментов. Первый тип – вычислительные эксперименты для неподвижного ротора Савониуса, который фиксировался при различных углах относительно набегающего потока. Для большинства угловых положений ротора Савониуса осредненный по времени коэффициент крутящего момента положительный.

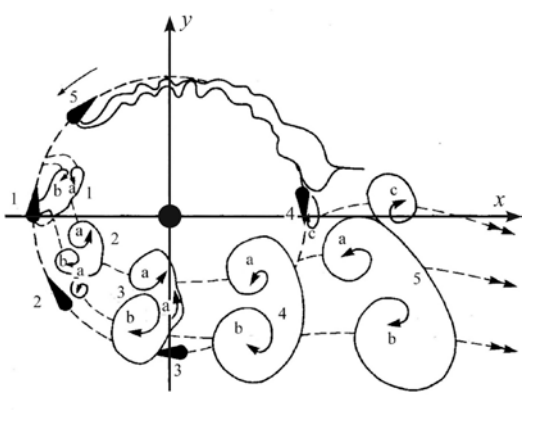


а)

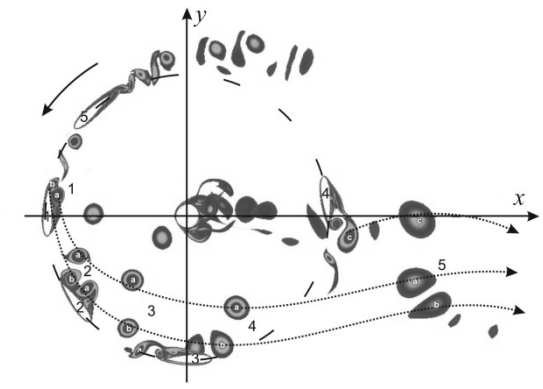


б)

Рисунок 2. Визуализация течения при работе двухлопастного ротора Дарье для коэффициента быстроходности λ = 2.14 на основе натурного (а) и вычислительного (б) экспериментов



а)



б)

Рисунок 3. Реконструкция структуры течения при работе двухлопастного ротора Дарье для коэффициента быстроходности λ = 2.14 на основе натурного (а) и вычислительного (б) экспериментов

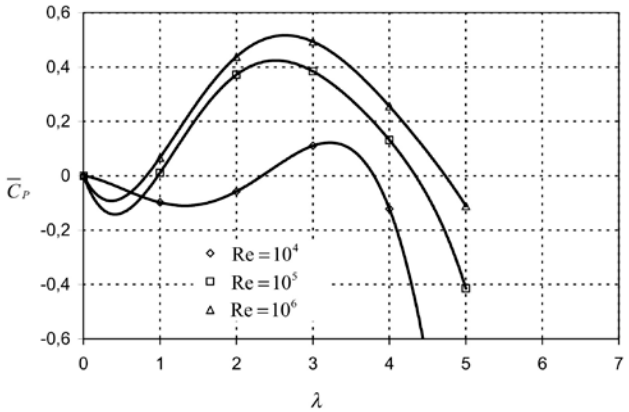


Рисунок 4. Зависимость осредненного коэффициента мощности ротора Дарье от коэффициента быстроходности для различных чисел Рейнольдса (σ=0.67)

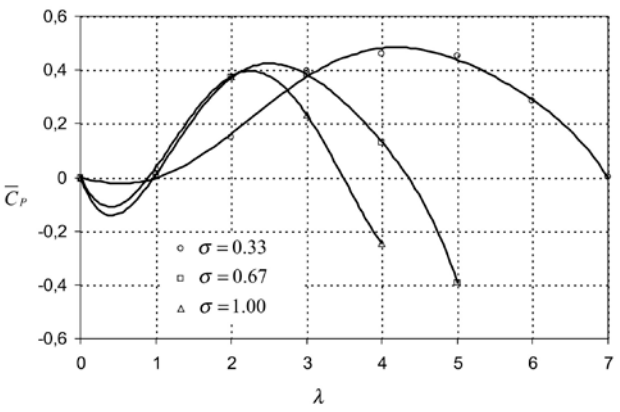


Рисунок 5. Зависимость осредненного коэффициента мощности ротора Дарье от коэффициента быстроходности ($Re=10^5$) для различных коэффициентов заполнения

Второй тип – вычислительные эксперименты при фиксированном коэффициенте быстроходности ротора. Коэффициенты крутящего момента и мощности двух- и трехлопастного ротора Савониуса определялись осреднением за один полный оборот. Вращение ротора при λ = 2.14 характеризуется квазистационарным режимом обтекания. Выделены основные стадии формирования вихревой структуры при вращении ротора

(рис. 6, 7). Периодичность в структуре течения вокруг ротора наблюдается через 180 º и 120 º для двухлопастного и трехлопастного соответственно. Визуализация обтекания выполнена с помощью контуров завихренности.

Определены зависимости коэффициентов крутящего момента и мощности от коэффициента быстроходности. У двухлопастного ротора значения энергетических характеристик выше, чем у трехлопастного (рис. 8). Полученные результаты удовлетворительно согласуются с известными экспериментальными данными [4].

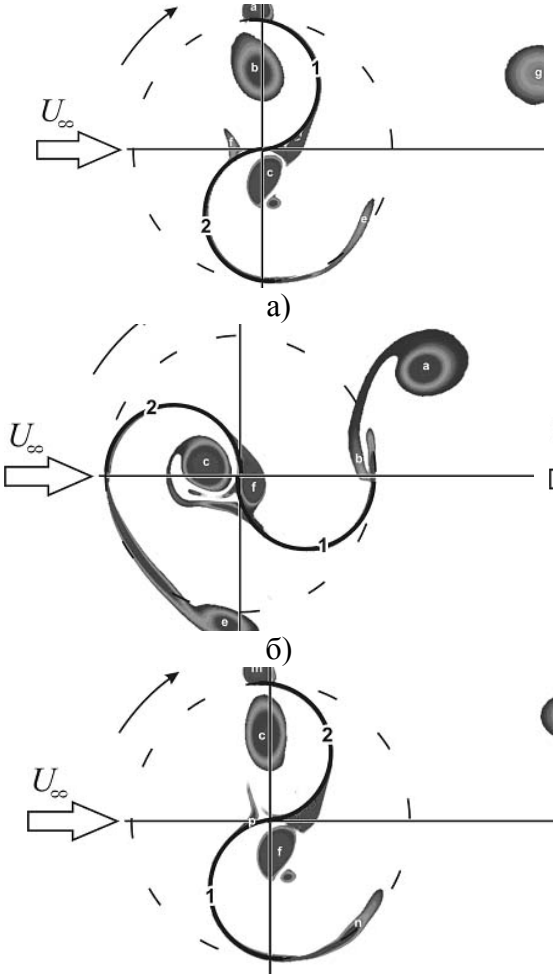


Рисунок 6. Контуры завихренности возле двухлопастного ротора Савониуса:
а) $\theta = 0^o$; б) $\theta = 90^o$; в) $\theta = 180^o$

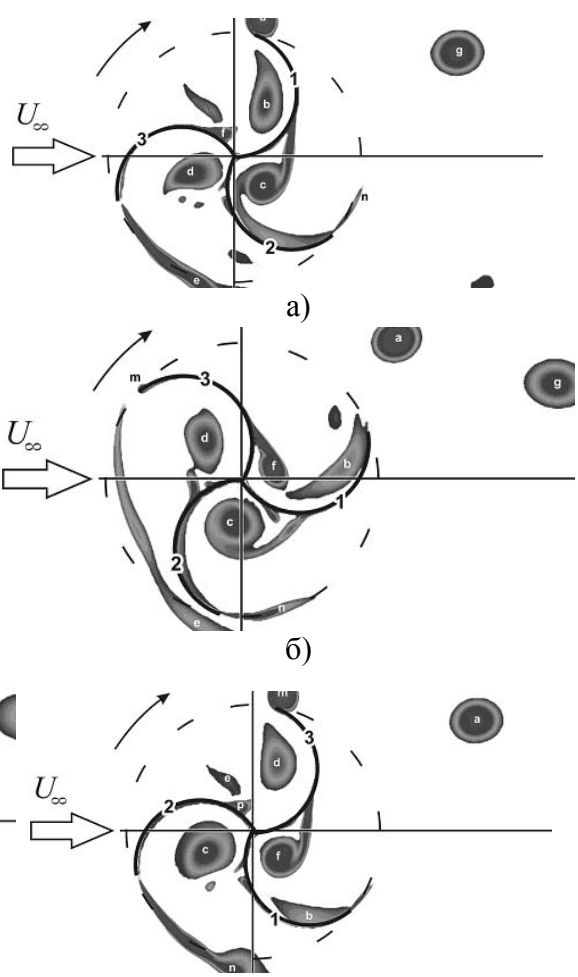


Рисунок 7. Контуры завихренности возле трехлопастного ротора Савониуса:
а) $\theta = 0^o$; б) $\theta = 60^o$; в) $\theta = 120^o$

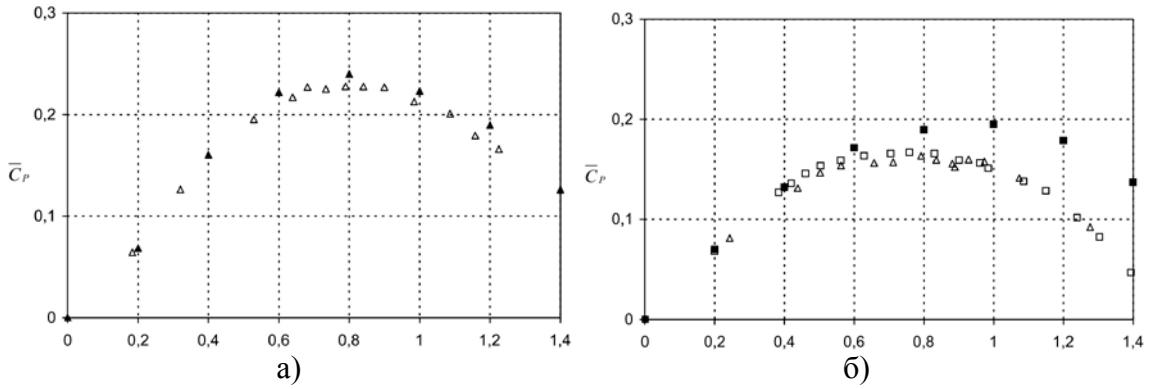
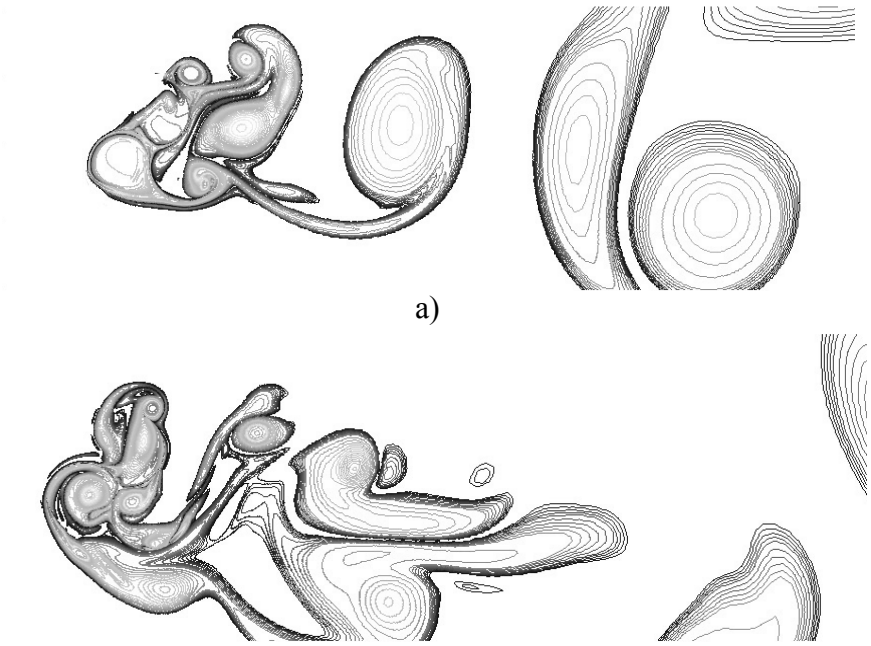


Рисунок 8. Зависимость осредненного за один оборот коэффициента мощности $\overline{C}_P$ от коэффициента быстроходности λ двух-(а) и трехлопастного (б) ротора Савониуса:
Δ, □ – эксперимент [4]: ▲,■ - настоящая работа ($\mathrm{Re} = 4.32 \times 10^5$, $\mathrm{Re} = 8.64 \times 10^5$)

Третий тип вычислительных экспериментов – решение связанной задачи динамики и аэродинамики трехлопастного ротора Савониуса. Проанализирована картина течения вокруг ротора (рис.8, 9), получены зависимости коэффициентов лобового сопротивления, подъемной силы и крутящего момента, а также угловой скорости вращения от времени.



а)

б)

Рисунок 9. Контуры завихренности вокруг трехлопастного ротора Савониуса для различных моментов времени: а) t = 4; б) t = 18

Выводы. Разработано программно-методическое обеспечение для математического моделирования аэродинамических процессов при обтекании вертикально-осевых ветроэнергетических установок. Представлены результаты расчета роторов Дарье и Савониуса с различным количеством и геометрическими характеристиками лопастей. В результате проведенных исследований выполнен анализ поля течения вокруг роторов. Выделены основные стадии формирования вихревой структуры. Установлено влияние числа Рейнольдса, коэффициентов быстроходности и заполнения на энергетические характеристики ветроагрегатов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Rung T. Restatement of the Spalart-Allmaras eddy-viscosity model in strain-adaptive formulation / T. Rung, U. Bunge, M. Schatz, F. Thiele // AIAA Jour-nal. – 2003. – V. 4, № 7. – P.1396–1399.
2. Rogers S. An upwind differencing scheme for the time-accurate incompressible Navier-Stokes equations/ S.Rogers, D.Kwak// AIAA J. –1990.–V.28, №2.–P.253-262.
3. Brochier G. Water channel experiments of dynamic stall on Darrieus wind turbine blades / G. Brochier, P. Fraunie, C. Beguier, I. Paraschivoiu.// Journal Propulsion.–1986. – Vol.2, № 5 –P. 445–449.
4. Blackwell B.F. Wind tunnel performance data for two- and three-bucket Savonius Rotors / B.F. Blackwell, R.E. Sheldahl, L.V. Feltz / B.F. Blackwell // Sandia National Laboratories. SAND76-0131. –1976. –P. 105.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ ДВС 2Ч7,2/6 С СИСТЕМОЙ ТЕРМОХИМИЧЕСКОЙ ПАРОВОЙ КОНВЕРСИИ БИОЭТАНОЛА

Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р., Проскурин А.Ю., Митрофанов А.С., Познанский А.С.
Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова (Украина)

Сегодня топлива нефтяного происхождения являются главными источниками энергии в ДВС. По оценкам специалистов, запасы нефти будут практически полностью исчерпаны в ближайшие 50…60 лет [1]. Поэтому особое внимание в современном двигателестроении уделяется разработке технологий использования альтернативных источников энергии [2-4]. Одним из широко используемых в ДВС альтернативных топлив является биоэтанол [5,6]. Перспективным на сегодняшний день способом использования биоэтанола в ДВС является термохимическая конверсия. Несмотря на простоту и возможность решения большого числа проблем на основе этого способа, ряд теоретических и практических вопросов, связанных с его реализацией в ДВС остается еще малоизученными.

Термохимическая конверсия биоэтанола позволяет не только улучшить топливно-экономические и экологические характеристики, но и кинетические показатели процесса сгорания. Этот способ реализуется следующим образом: под влиянием теплоты, которая отбирается от отходящих газов двигателя в термохимичном реакторе происходит эндотермическая реакция химического превращения биоэтанола, в результате которой образуется синтез-газ – смесь CO и H_2.

Сейчас большинство исследований посвящено применению термохимической конверсии на двигателях малой мощности, которые используют метанол [6], метан [7] и биогаз [8]. Первичная оценка эффективности термохимической конверсии биоэтанола может быть установлена при сравнении теплотворной способности жидкого биоэтанола и газообразных продуктов его конверсии. Так при сгорании 1 кг жидкого биоэтанола выделяется 26,78 МДж тепловой энергии. А продукты конверсии той же массы биоэтанола выделяют 34,87 МДж, то есть на 23,2 % больше [9]. Увеличение теплотворной способности синтез-газа относительно исходного биоэтанола объясняется тем что в систему вноситься дополнительное количество энергии (теплота реакции конверсии), что не противоречит положениям термодинамики [10].

Цель работы – создание экспериментального стенда для исследования особенностей работы двигателя, который работает на синтез газе, полученного путем паровой конверсии биоэтанола.

При проектировании энергетической установки с системой термохимической конверсии биоэтанола необходимо одновременное выполнение 2 условий, которые определяют границы ее эффективного использования:

1) система термохимической конверсии в широком диапазоне температур отходящих газов должна обеспечивать максимальную степень превращения (конверсии) биоэтанола в синтез-газ;

2) синтез-газ, на котором работает двигатель, не должен ухудшать энергетические, эксплуатационные и экологические характеристики его работы.

Также особое внимание уделяется вопросам проектирования высокоэффективного термохимического реактора и изучению особенностей рабочего цикла ДВС, работающего на смеси газов CO и H_2.

С целью детального изучения этих вопросов в Центре Перспективных энергетических технологий Национального Университета Кораблестроение имени адмирала Макарова была разработана и сконструирована экспериментальная установка, с помощью которой

исследуются особенности работы искрового двигателя с системой термохимической конверсии биоэтанола. Экспериментальная установка состоит из ряда систем:

1) Системы по исследованию параметров процесса паровой конверсии биоэтанола в термохимической реакторе;

2) Системы по исследованию параметров рабочего процесса ДВС с искровым зажиганием, работающем на синтез-газе;

3) Системы измерений;

4) Системы автоматики и регулирования.

Система по исследованию параметров процесса паровой конверсии биоэтанола в термохимическом реакторе (рис.1) состоит из подсистемы подачи смеси биоэтанол-вода в термохимический реактор (ТХР), и устройств подвода энергии к нему, подсистемы охлаждения, подсистемы конденсации продуктов конверсии и закачки синтез-газа в баллоны.

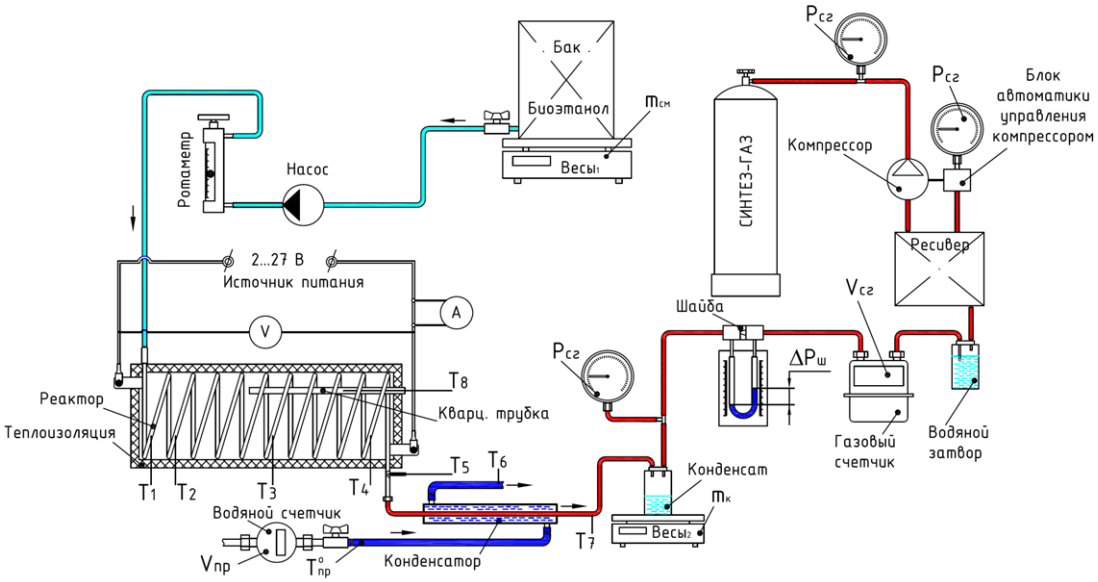


Рисунок 1. Схема экспериментальной установки по исследованию параметров процесса конверсии биоэтанола

Исследовано 4 смеси с различным объёмным содержанием биоэтанола – 54 %, 46 %, 39 % и 25 %. Электрическая мощность подводимая к реактору составляла 1,5 кВт, а расход смеси достигал 1,2 кг/ч. Главным условием было достижение 100 % конверсии биоэтанола.

В результате исследований определены основные теплотехнические показатели реактора конверсии биоэтанола при различных режимах. Минимальная температура, при которой была достигнута 100% конверсия биоэтанола, составила 620 ^{o}C при использовании смеси с 54 % содержанием биоэтанола. В этих условиях плотность полученного синтез-газа составила 0,898 кг/м^3. Эффективная мощность реактора в зависимости от состава смеси «биоэтанол-вода» составляла 252…333 Вт при условии одинаковой энергии нагрева реактора. Расчетная удельная теплота сгорания полученного синтез-газа в зависимости от состава смеси «биоэтанол-вода» составляла 11,9…13,5 МДж/кг.

Система по исследованию параметров рабочего процесса ДВС, работающем на синтез-газе (рис. 2.) разработана на базе двигателя УД-25 (2Ч 7,2/6) с внешним смесеобразованием. Согласно схеме из баллонов, расположенных в отдельном помещении, синтез-газ поступает в общий ресивер и через редуктор низкого давления и счетчик газа поступает в двигатель. Двигатель 2Ч 7,2/6 был нагружен штатным трехфазным электрогенератором переменного тока, работающим на активную нагрузку.

Значения тока и напряжения определяются в каждой фазе отдельно при помощи вольтметра и амперметра.

Для регистрации индикаторных диаграмм чувствительный элемент датчика Kistler 7613C был максимально приближен к камере сгорания.

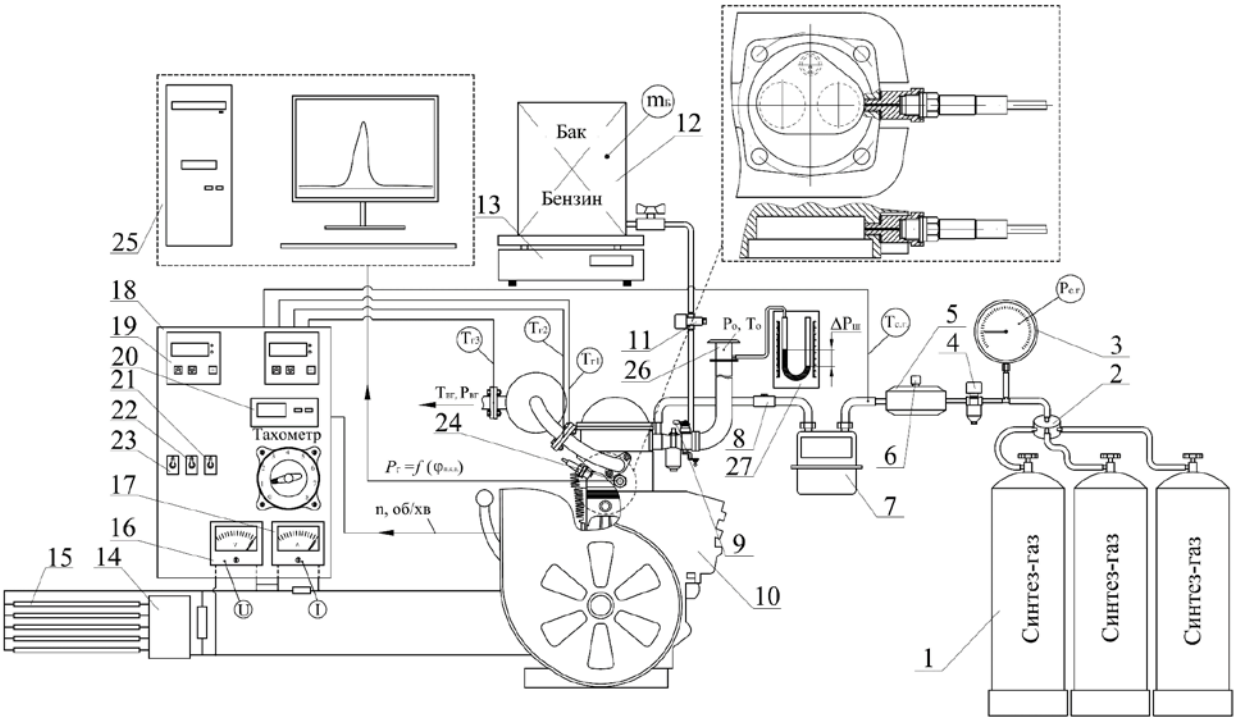


Рисунок 2. Схема системы по исследования параметров работы ДВС

В условиях эксперимента при испытаниях двигателя 2Ч 7,2/6 на бензине, пропане и синтез-газе получены зависимости изменения основных параметров работы двигателя от электрической мощности генератора, а также индикаторные диаграммы при работе по нагрузочной характеристике.

При использовании синтез-газа в двигателях с внешним смесеобразованием происходит снижение мощности двигателя до 40 %. Вследствие значительного содержания водорода увеличиваются пределы воспламенения топливовоздушной смеси, что, в свою очередь, приводит к увеличению индикаторного КПД; так, индикаторный КПД увеличивается с 0,33 на бензине и 0,31 на пропане до 0,36 на синтез-газе (увеличение на 9,1%). Увеличение индикаторного КПД цикла при увеличении α связано, прежде всего, со снижением теплоемкости и теплосодержания продуктов сгорания, что, в свою очередь, уменьшает долю термодинамических потерь. При работе двигателя с коэффициентом избытка воздуха, близким к единице, наблюдается более жесткая работа, а также происходит смещение максимума сгорания в сторону ВМТ. Нормальная работа двигателя обеспечивается при использовании коэффициента избытка воздуха α = 1,35...1,75, при этом значение индикаторного КПД имеет максимум, а удельный индикаторный расход топлива имеет минимальные значения.

Выводы. Определены основные показатели процесса паровой конверсии биоэтанола при различных режимах, которые моделируют работу ДВС. Экспериментально установлено, что вследствие низкой теплотворной способности синтез-газа и малой плотности водорода, доля которого в составе синтез-газа значительная, наблюдается уменьшение мощности двигателя до 40% по сравнению с использованием обычного бензина. Значение температуры отработавших газов при использовании обычного топлива и синтез-газа находятся в пределах, способных обеспечить прохождение реакции конверсии биоэтанола для получения синтез-газа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Данилов А. М. Альтернативные топлива: достоинства и недостатки. Проблемы применения / А. М. Данилов, Э. Ф. Каминский, В. А. Хавкин // Рос. химический журнал об-ва им. Д.И.Менделеева. – 2003. – Т. 47, № 6. – С. 4–11.

2. Шкалова В. П. Применение нетрадиционных топлив в дизелях / В. П. Шкалова. – М. : НИАД, 1986. – 85 с.

3. Полищук В. Альтернативные дизельные топлива / В. Полищук, В. Дубровин, А. Полищук // Motrol. Motoryzacja i energetyka rolnictva. – Lublin, 2012. – Tom 14. – №1. – 2012. – С. 20–32.

4. Павленко М. Ю. Аналіз методів зневоднення дизельного біопалива / М. Ю. Павленко // Motrol. Motoryzacja i energetyka rolnictva. – Lublin, 2011. – Tom 13B. 2011. – С. 62–66.

5. Havrysh V. An analysis of economic efficiency of bioethanol use as a motor fuel / V. Havrysh, V.Pilip // Motrol. Motoryzacja i energetyka rolnictva. – Lublin, 2008. – Tom 10B. 2008. – С. 44–53.

6. Каменев В.Ф. Теоретические и экспериментальные исследования работы двигателя на дизельно–водородных топливных композициях / В.Ф. Каменев, В.М. Фомин, Н.А. Хрипач // Альтернативная энергетика и экология. – 2005. – №7. – С. 32–42.

7. Носач В.Г. Повышение эффективности использования природного газа в теплоэнергетике с с помощью термохимической регенерации / В.Г. Носач, А.А. Шрайбер // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, №3. – С. 42–50.

8. Носач В.Г. Повышение эффективности использования биогаза в теплоэнергетических установках с помощью термохимической регенерации / В.Г. Носач, А.А. Шрайбер // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, №2. – С. 57–63.

9. Тимошевский Б.Г. Эффективность термохимической конверсии углеводородных топлив применяемых в ДВС / Б. Г. Тимошевский, М. Р. Ткач, А. Ю. Проскурин // Вісник НУК. – 2011. – №3. – С. 36–42.

10. Справочник по химии: учебное пособие / Л. М. Блинов, И. Л. Перфилова, Л. В. Юмашева, Р. Г.Чувиляев. – К.: Проспект, 2011. – 160 с.

Секція 7

ПРОБЛЕМИ ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ У СФЕРІ ПРОЕКТУВАННЯ, ВИРОБНИЦТВА ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

ЗАМЕЧАНИЯ К МЕТОДИКЕ ИЗЛОЖЕНИЯ СОКРАЩЁННОГО КУРСА «ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА»

Алексенко В.Л., Букетов В.А.
Херсонская государственная морская академия

Введение. Последние двадцать лет развития системы высшего технического образования на Украине характеризуется следующими тенденциями:

– внедрением стандартов болонской системы;

– кредитно-модульные технологии;

– сокращением аудиторной нагрузки студентов по фундаментальным и специальным дисциплинам в пользу узкоспециальных.

Сокращение аудиторной нагрузки студентов по фундаментальным и специальным дисциплинам вступает в противоречие с новейшими требованиями рынка специалистов технических и естественнонаучных специальностей. Мировой рынок труда давно участвует в формировании образовательных стандартов, которые в настоящее время описывают компетенциями. Создание новых стандартов сопровождается анкетированием работодателей. Именно они отбирают, какие компетенции наиболее важны для выпускника, чтобы он был успешен, придя на работу к ним. Так что «обобщённый работодатель» уже сказал своё слово. Но это был работодатель сегодняшний, а через пять лет он уже будет другим и, разобравшись, не пожелает оплачивать работу некомпетентных специалистов.

Сохраняются проблемы здорового баланса между базовыми и обеспечиваемыми дисциплинами, соблюдения баланса между фундаментальной и узкоспециальной подготовкой специалиста. При этом фундаментальная подготовка должна обеспечивать базовые стратегии деятельности и способность к дальнейшему и быстрому освоению технологий решения узкоспециальных задач. Тем не менее, повсеместно наблюдаются перекосы в сторону узкоспециальных дисциплин.

Постановка проблемы. Поэтому в существующих условиях для каждого ответственного преподавателя сохраняется проблема вложить основные понятия своей дисциплины в аудиторную нагрузку и наилучшим способом обеспечить предполагаемую самостоятельную работу студентов.

Поскольку тривиальное решение – увеличение стационарной нагрузки недостижимо, то сохраняется лишь возможность строгого дозирования материала в сочетании с соответствующими методическими приёмами. Остановимся подробнее на возможности наилучшего решения поставленной задачи при изложении раздела “Сопротивление материалов” за 3…4 лекции в кратком курсе “Прикладная механика”.

Состояние вопроса. Объектом сопротивления материалов являются детали и конструкции, расчётной схемой которых является брус. Для судоводителей, кроме всего прочего, важен тот факт, что при расчёте общей прочности судна задачу обычно сводят к расчёту свободно плавающей балки, так называемого *эквивалентного бруса*. Последний состоит из всех продольных связей корпуса, имеющих достаточную протяжённость. Причём более чем вековой опыт показывает приемлемую для практики точность этой схемы расчётов.

Решение задачи механики деформируемого тела включает проводимый в той или иной последовательности анализ её *статической*, *геометрической* и *физической сторон*. Последующие обобщения (*синтез*) позволяют получить *разрешающие уравнения* (решение которых позволяет определить неизвестные параметры задачи).

Традиционно последовательно рассматриваются: основные понятия, гипотезы и принципы сопротивления материалов; метод сечений определения главного вектора и главного момента внутренних сил в произвольной плоскости, делящей твёрдое тело на две

части; теории напряжённого и деформированного состояний; общий случай действия сил на брус и понятия сложной и простой деформаций бруса; применение способа наложения нагрузок к расчёту сложных деформаций.

И, наконец, метод анализа и синтеза применяют к решению задач о простых деформациях бруса: чистых растяжении-сжатии, кручении и изгибе.

Обычно, на этапе анализа задачи о деформировании бруса вводится предположение о линейном законе распределения перемещений $u=u(x_0,y,z)$ в любом поперечном сечении с координатой $x=x_0$ (гипотеза плоских сечений Бернулли). Использование этого предположения соответствует полуобратному методу Сен-Венана в теории упругости. Суть которого заключается в установлении из каких-либо соображений общей структуры решения содержащей неопределённые параметры или функции. Подстановка такого решения в уравнения теории упругости позволяет преобразовать их к более простым и в ряде случаев получить решение в квадратурах.

Основное содержание разработки. Аналогичные предположения о характере напряжённого состояния бруса можно сделать и на этапе статического анализа. Такой подход менее известен и основан на гипотезе *о плоскости напряжений* $\sigma_x = \sigma_x(x_0,y,z)$ Навье [1, стр. 334]. Так как каждая из гипотез является следствием другой, их использование приводят к одинаковым результатам.

В последнем случае нормальные напряжения в сечении бруса предполагаются распределёнными по закону:

$$\sigma_x(y,z) = a + by + cz \tag{1}$$

Предположим также, что и $\tau_{xy} = \tau_{xz} = 0$. (2)

Рассмотрим статическую сторону задачи. Выразим компоненты главного вектора и главного момента внутренних сил действующих в сечении $x=x_0$ через напряжения:

$$\begin{aligned} N &= \int_A \sigma_x dA; & Q_y &= \int_A \tau_{xy} dA; & Q_z &= \int_A \tau_{xz} dA \\ M_x &= \int_A (z\tau_{xy} - y\tau_{xz}) dA; & M_y &= \int_A z\sigma_x dA; & M_z &= \int_A y\sigma_x dA. \end{aligned} \tag{3}$$

Подставляя (2) в (3) получим:

$$Q_y = Q_z = M_x = 0 \tag{4}$$

Подстановка (1) в (3) даст:

$$\begin{aligned} N &= a\int_A dA + b\int_A y dA + c\int_A z\, dA = aA; \\ M_y &= a\int_A z dA + b\int_A yz dA + c\int_A z^2 dA = c\, I_y \\ M_z &= a\int_A y dA + b\int_A y^2 dA + c\int_A yz\, dA = b\, I_z \end{aligned} \tag{5}$$

В правой части формул (5) учтено, что задача решается в *главных центральных осях*, когда статические S_y, S_z и центробежный S_{yz} моменты инерции площади поперечного сечения обращаются в нуль.

Из (5) следует:

$$a = N/A \qquad c = M_y/I_y \qquad b = M_z/I_z \tag{6}$$

Подставляя (6) в (1) получим формулу для *сложной деформации* бруса называемой *косой изгиб с растяжением-сжатием*:

$$\sigma_x(y,z) = \frac{N}{A} + \frac{M_z y}{I_z} + \frac{M_y z}{I_y} \qquad (7)$$

Здесь первое слагаемое в правой части (7) представляет нормальные напряжения от *чистого растяжения-сжатия* только продольной силой N, а второе и третье - *чистые изгибы* в плоскостях *X0Y* и *X0Z* от действия изгибающих моментов M_z и M_y соответственно.

Далее для лектора не представляет труда на основании (7) записать формулы нормальных напряжений при *чистых растяжении-сжатии* и *изгибе*, а также сложных деформаций - *внецентренного сжатия* и *косого изгиба*. Следует обратить внимание на связь косого изгиба при бортовой качке судна и наличие в составе эквивалентного бруса *ширстречного пояс*а и *палубного стрингера*. Полезно также обеспечить каждого студента раздаточным материалом в виде ксерокопий с основными чертежами и схемами, используемыми при чтении лекции. В результате появляется возможность представленный выше материал, включая тему общий случай действия сил на брус, изложить за два академических часа.

Раздел *определение перемещений* предлагается выносить на самостоятельную проработку. Ниже рассматривается пример изложения данной темы.

Определение перемещений при растяжении-сжатии.

Связь между продольными деформациями и напряжениями устанавливается экспериментально и к моменту проведения лекции студенты должны выполнить лабораторную работу “Испытание стального образца на растяжение”. В результате они знакомы с диаграммами $\Delta l=f(P)$ в пределах линейного участка которых обычно эксплуатируются конструкции и знают зависимость, выражающую одну из форм записи *закона Гука*:

$$\Delta l = Nl/EA, \qquad (8)$$

где Δl - абсолютная деформация участка (базы) образца длиной l;

N - продольная сила постоянная на участке;

A - площадь поперечного сечения;

E - *механическая константа* для данного материала - *модуль Юнга*.

Разделив обе части выражения (8) на l и учитывая, что в данном случае первое слагаемое (7) напряжения при рассматриваемой деформации, получим другую форму закона Гука при растяжении-сжатии.

$$\varepsilon_x = \sigma_x / E \qquad (9)$$

Рассмотрим два смежных поперечных сечения с координатами x и $x+dx$ на участке, работающем на чистое растяжение - сжатие. В процессе деформирования первое сечение получит перемещение u, а второе $u+du$. Теперь нетрудно получить зависимость, называемую *формула Коши*.

$$\varepsilon_x = du/dx, \qquad (10)$$

Переписав (10) в виде

$$du = \varepsilon_x \, dx, \tag{11}$$

и проинтегрировав обе части (11) от *a* до *x* получим

$$u = u(a) + \int_a^x \varepsilon_x \, dx \tag{12}$$

$$u = u(a) + \int_a^x \frac{\sigma_x}{E} \, dx \tag{13}$$

или с учётом (9)

Полученные выше зависимости следует дополнить условием прочности

$$\sigma \le [\sigma], \tag{14}$$

где $[\sigma] = \sigma_{пред} / n$ (15)

– допускаемые напряжения, $\sigma_{пред}$ - предельные напряжения, n - коэффициент запаса.

Совокупность формул (7) - (15) позволяет в рамках ограничений сопротивления материалов решать любые задачи о растяжении-сжатии стержней.

Перемещения при изгибе. Определение смещений *w(x)* точек оси бруса вдоль координаты *z* и углов поворота поперечных сечений *α(x)* представляет для студентов относительно сложную задачу.

Рассмотрим малый элемент бруса *dx* выделенный двумя смежными сечениями *x* и *x+dx* (рисунок 1):

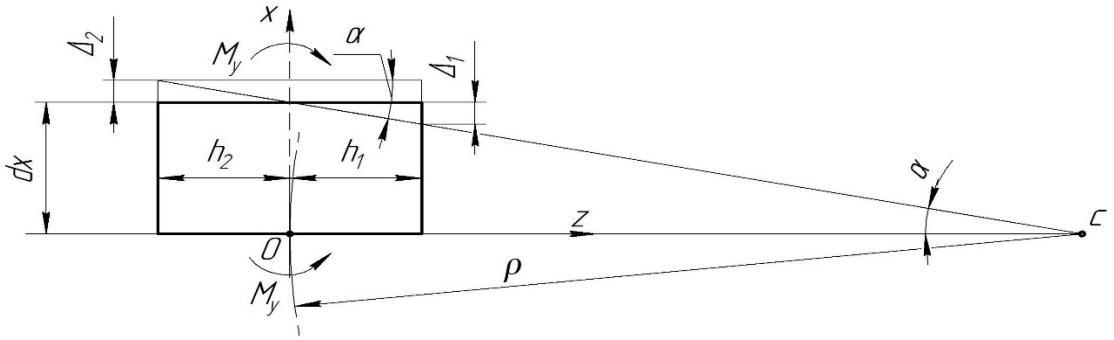


Рисунок 1. К выводу дифференциального уравнения изогнутой оси бруса.

При нагружении торцов элемента моментами M_y, направление которых изображённое на чертеже является положительным, продольные волокна получат деформации растяжения или сжатия и искривятся.

Крайнее справа волокно, расположенное на расстоянии $z=h_1$ от нейтрального слоя (оси бруса):

$$\Delta_1 = \sigma_x(h_1) \, dx / E = -M_y \, h_1 \, dx / EI_y \tag{16}$$

Крайнее слева волокно, расположенное на расстоянии $z=-h_2$ от оси бруса

$$\Delta_2 = \sigma_x(h_2) \, dx / E = M_y \, h_2 \, dx / EI_y \tag{17}$$

Как следует из рисунка 1 малый угол α поворота сечения $x+dx$ относительно сечения x.

$$\alpha=(\Delta_2 - \Delta_1)/(h_1+ h_2) = M_y\, dx / EI_y \qquad (18)$$

Тогда радиус кривизны нейтрального слоя:

$$\rho= dx / \alpha= EI_y/ M_y \qquad (19)$$

Кривизна изогнутого нейтрального слоя (оси бруса в сечении x)

$$k = 1/ \rho = M_y/ EI_y \qquad (20)$$

Учитывая малость прогибов

$$k = d^2w/dx^2 \qquad (21)$$

Сравнивая (20) и (21) получим:

$$d^2w/dx^2 = M_y / EI_y \qquad (22)$$

– так называемое *дифференциальное уравнение изогнутой оси бруса*. Это дифференциальное уравнение второго порядка с разделяющимися переменными может быть решено двойным интегрированием, а возникающие при этом постоянные интегрирования найдены из условий закрепления опорных сечений. Более удобным является способ интегрирования уравнения (22) *методом начальных параметров* или использование одного из энергетических методов определения перемещений.

На практике, для определения перемещений при изгибе (прогибов и углов поворота), инженеры нередко предпочитают использовать *таблицы изгиба балок* [2, с.288 - 302], составленные для сравнительно простых нагрузок. В случае более сложных нагрузок используют *принцип суперпозиции* с наложением простых составляющих сложной нагрузки.

Выводы и рекомендации. На данном этапе развития системы высшего технического образования на Украине наблюдается устойчивая тенденция сокращения аудиторной нагрузки для фундаментальных и общетехнических дисциплин. Достаточно строгое изложение урезанных лекционных курсов фундаментальных и прикладных технических дисциплин требует строгого дозирования материала и соответствующих методических приёмов.

Авторами предложена методика компактного, строгого изложения блока вопросов в разделе *сопротивление материалов* краткого курса *прикладной механики* читаемого на факультете судовождения Херсонской государственной морской академии. В результате представляется возможным разделы *общей случай действия сил на брус*, *чистое растяжение*, *чистый изгиб* и некоторые случаи *сложного сопротивления* изложить за два академических часа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Филоненко-Бородич М.М. Курс сопротивления материалов. Ч. 1. - М.: Гостехиздат, 1955.- 644 с.

2. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В.; Отв. ред. Писаренко Г. С. - 2-е изд., перераб. и доп. - Киев: Наук. думка, 1988. - 736с.

УПРОВАДЖЕННЯ КОМПЕТЕНТНІСНОГО ПІДХОДУ В ПРОЦЕСІ ПІДГОТОВКИ СУДНОВИХ МЕХАНІКІВ

Білоусов Є.В., Ляшкевич А.І.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Сьогодні склалася парадоксальна ситуація: Україна, втративши основну частину свого торгового флоту, продовжує залишатися одним із провідних гравців на ринку морських перевезень. У даний час, близько 40 % усіх екіпажів на суднах європейських судновласників укомплектовано моряками, вихідцями з України.

Безумовно, це є досить обнадійливим фактом, по-перше, тому, що це реальний вихід України на міжнародні ринки праці, по-друге, це забезпечує прибутку в країну до одного мільярда доларів на рік.

Морська галузь, будучи міжнародною, диктує свої правила підготовки моряків по всьому світу. Сьогодні немає поняття українського або філіппінського моряка, а є поняття моряка вихідця з Філіппін або з України. Не залежно від того де вони пройшли підготовку, вони повинні відповідати одним вимогам - вимогами Міжнародної морської організації (ІМО). Ці вимоги викладено в міжнародному кодексі з дипломування моряків та несення вахти (ПДМНВ), в основі якого лежить багаторівнева підготовка морських спеціалістів на основі компетентнісного підходу [1].

Наприклад, у процесі підготовки суднових механіків передбачено п'ять рівнів, починаючи від рядового і закінчуючи старшим механіком (рис.1). При підготовці суднових електриків два рівня – електрик і електромеханік. Для кожного рівня виділено основні функції, які той чи інший фахівець має виконувати на судні, а під кожну функцію виписано компетенції, якими має оволодіти претендент на обіймання відповідної посади. Чим вищий рівень підготовки, тим більшим числом компетенцій повинен володіти претендент, включаючи компетенції попередніх рівнів.

Така система підготовки, прийнята в більшості країн світу, для України є новим напрямком в організації навчального процесу. Тому актуальність упровадження компетентнісного підходу в систему підготовки кадрів в Україні буде посилюватися з урахуванням виходу нашої країни на світові ринки праці, а для морської галузі, яка вже є міжнародною, таке завдання є першочерговим.

У вітчизняній літературі існує досить багато визначень компетентнісного підходу, однак стосовно морського освіти, ми пропонуємо зупинитися на такому трактуванні: компетентнісний підхід – це сукупність загальних принципів визначення цілей освіти, відбору змісту освіти, організації освітнього процесу та оцінки результатів навчання [2].

Це визначення найбільш повно узгоджується з тими принципами, які лежать в основі кодексу ПДМНВ. Спробуємо продемонструвати це на прикладі професійної підготовки суднових механіків, розглянувши основні аспекти їх підготовки на основі наведеного визначення та вимог кодексу:

– мета освіти полягає в розвиткові у курсантів та студентів здатності самостійно вирішувати проблеми майбутньої професійної діяльності, а також в інших сферах і видах діяльності на основі використання професійного і соціального досвіду, елементом якого є і їх власний досвід. У кодексі ПДНВ ці здібності відображаються у вигляді набору компетентностей, якими має оволодіти претендент для виконання ним тієї чи іншої функції. На рис. 2 представлено структуру запозиченої з ПДМНВ таблиці А-III/2, де сформульовано основні вимоги для підготовки других і старших механіків. Ці компетенції внесено у першу колонку таблиці;

– зміст освіти являє собою адаптований досвід вирішення професійних, соціальних, пізнавальних, моральних, політичних та інших проблем на основі отриманих знань, умінь і навичок. У кодексі ПДМНВ професійні знання, вміння та навички виділено у другій колонці таблиці А-III/2 (рис. 2);

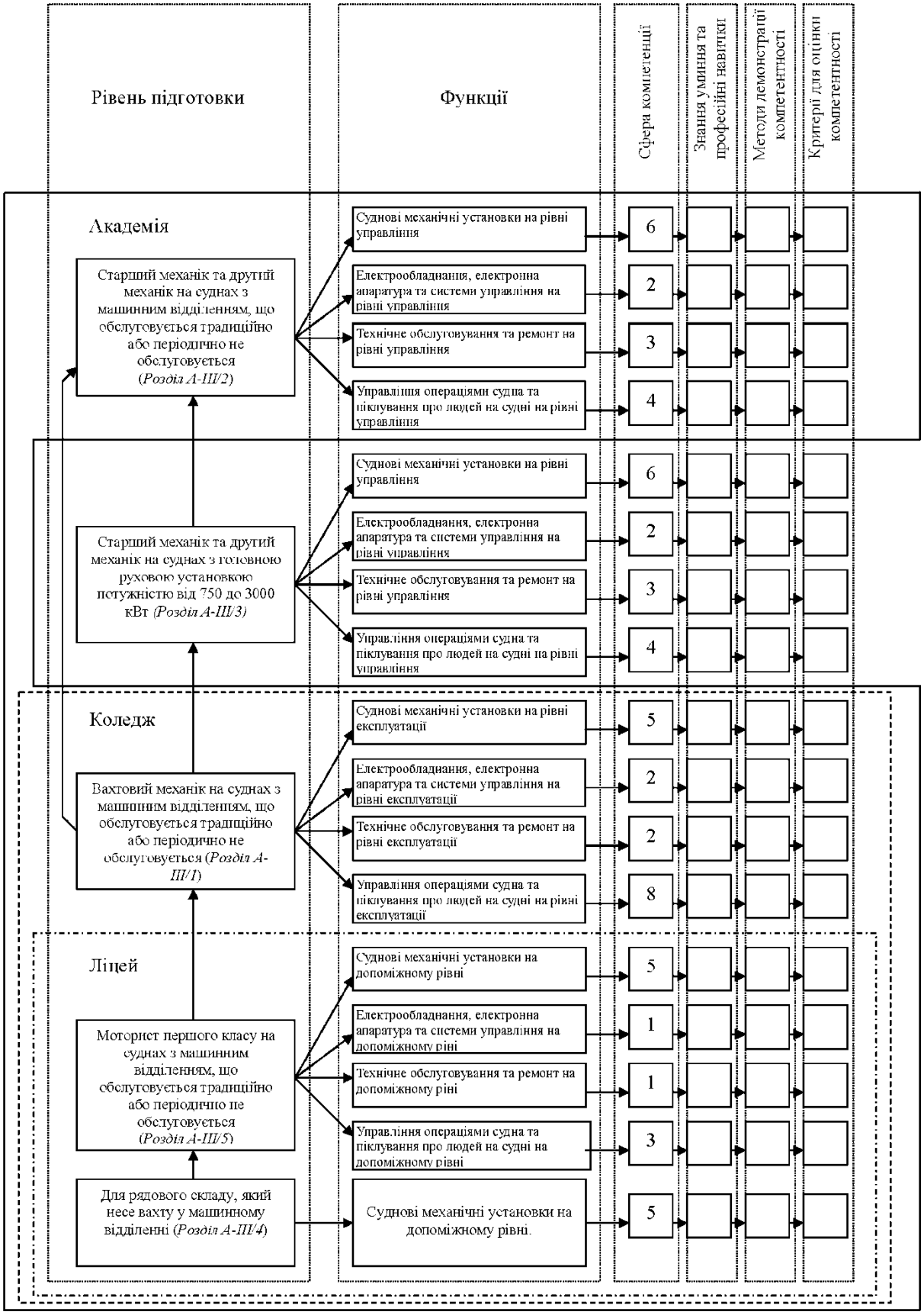


Рисунок 1. Багаторівнева схема підготовки суднових механіків відповідно до кодексу ПДМНВ на основі компетентнісного підходу

– сенс організації освітнього процесу полягає у створенні умов для формування в учнів досвіду самостійного вирішення професійних, пізнавальних, моральних та інших проблем, що становлять зміст освіти. В ході освітнього процесу учні повинні продемонструвати оволодіння відповідними компетенціями, способи демонстрації яких представлені у третій колонці таблиці A-III/2 (рис. 2);

– оцінка освітніх результатів ґрунтується на аналізі рівнів освіченості, досягнутих учнями на певному етапі навчання. Критерії для оцінки ступеня оволодіння цими компетенціями наведені у четвертій колонці таблиці A-III/2 (рис. 2) кодексу ПДМНВ.

Колонка 1	**Колонка 2**	**Колонка 3**	**Колонка 4**
Сфера компетенції	**Знання, розуміння та професійні навички**	**Методи демонстрації компетентності**	**Критерії для оцінки компетентності**
Управління роботою механізмів рухової установки	Проектні характеристики робочих пристроїв наступних механізмів та пов`язаного з ними допоміжного обладнання: .1 судновий дизель; .2 суднова парова турбіна; .3 суднова газова турбіна; .4 судновий паровий котел.	Екзамен та оцінка результатів підготовки, отриманої в одній або кількох з таких форм: .1 схвалений стаж роботи; .2 схвалений стаж підготовки на навчальному судні; .3 схвалена підготовка на тренажері, коли це можна вжити; .4 схвалена підготовка з використанням лабораторного обладнання.	Проектні характеристики і робочий пристрій пояснюються і розуміються належним чином.

Рисунок 2. Фрагмент таблиці A-III/2 кодексу ПДМНВ, де сформульовано основні вимог з підготовки других і старших механіків.

Будучи законодавчою базою, для визначення компетентностей у відповідності із заявленими функціями, кодекс ПДМНВ не регламентує порядок підготовки морських фахівців, а лише дозволяє визначити рівень їх компетентності.

Для організації освітнього процесу в усіх навчальних закладах морського профілю, ІМО розроблено універсальні модельні курси, що охоплюють мінімальний набір знань, умінь і навичок, якими має оволодіти претендент на обіймання тієї чи іншої посади на судні. Модельні курси являють собою логічно структурований документ, в якому для кожного рівня підготовки визначено міжпредметні зв'язки, наведено тематичний план занять і рекомендації по організації процесу навчання. Підготовка механіків регламентується курсами ІМО 7.04 для рівня вахтового механіка і 7.02 для другого рівня і старшого механіка [3].

Кожен пункт модельного курсу спрямовано на оволодіння учням однієї або декількома компетенціями кодексу ПДМНВ. Таким чином, інтеграція модельних курсів ІМВ в навчальний процес підготовки на рівні морського ліцею, коледжу академії дозволяє

виконати мінімальний стандарт компетентностей під час підготовки морських спеціалістів на кожному освітньому рівні (рис. 1).

Інтеграцію модельних курсів у національні стандарти підготовки може бути здійснено, на наш погляд, на рівні перегляду чинних робочих програм дисциплін циклу професійної підготовки шляхом суворого дотримання тематичного плану робочої програми з відповідними тематичними блоками модельних курсів.

Попередній аналіз кодексу ПДМНВ, модельних курсів, дозволяє припускати, що в рамках національного стандарту підготовки, багато курсів спеціальних дисциплін, можуть бути значно розширені як в плані виділення більшої кількості годин на вивчення окремих тем, так і в плані внесення в тематичний план тем, не передбачених модельними курсами. Такий підхід дозволить не тільки підвищити якість підготовки відповідно до основних компетенцій, але і розширити світогляд курсантів із даного предмету, посиливши їх базову підготовку.

Безумовно, розширення і поглиблення курсів професійної підготовки вимагатиме перегляду міжпредметних зв'язків із курсами загальноінженерної та загальнонаукової підготовки, які так само вийдуть за межі, визначені в модельних курсах.

Таким чином, ураховуючи сказане вище, пропонуємо таку схему впровадження компетентнісного підходу у навчальний процес факультету суднової енергетики:

– приведення навчальних планів дисциплін циклу професійної підготовки у відповідність з модельними курсами ІМО;

– уведення в робочі програми тем, що виходять за рамки компетентностей, розглянутих в модельних курсах, що дозволяють поглибити знання учнів з даного предмету;

– приведення у відповідність внутріпредметних зв'язків у відповідності з наявними підручниками, технічними засобами навчання, лабораторною базою, а так само з урахуванням методичних рекомендацій, наведених у розділах *D* модельних курсів;

– розробка міжпредметних зв'язків, що виходять за рамки основного модельного курсу з дисциплін загальнонаукового та загальноінженерного циклів;

– розробка робочих програм дисциплін загальноінженерного циклу з урахуванням рекомендацій модельних курсів і міжпредметних зв'язків з курсами циклу професійної підготовки, приведення у відповідність внутріпредметних зв'язків;

– розробка міжпредметних зв'язків дисциплін загальноінженерного циклу з загальнонауковими дисциплінами;

– розробка програм дисциплін загальнонаукового циклу з урахуванням вимог модельних курсів і міжпредметних зв'язків з дисциплінами загальноінженерного і загальнонаукового циклів.

Таким чином, описана схема дасть можливість упровадження компетентнісного підходу, починаючи з блоку професійної підготовки, який засновано на суворій відповідності з вимогами ІМО та національних стандартів, структуруючи весь процес навчання на формування компетентності курсантів у сфері їх майбутньої професійної діяльності.

ЛІТЕРАТУРА

1. Кодекс з підготовки і дипломування моряків та несення вахти (ПДНВ). Офіційний переклад, К.: Міністерство промислової політики України, 2010. – 530 с.

2. Понятия термина "Компетентностный подход". эл. ресурс, режим доступа: ttp://rudocs.exdat.com/notion/%D0%9A%D0%BE%D0%BC%D0%BF%D0%B5%D1%82%D0%B5%D0%BD%D1%82%D0%BD%D0%BE%D1%81%D1%82%D0%BD%D1%8B%D0%B9_%D0%BF%D0%BE%D0%B4%D1%85%D0%BE%D0%B4

3. Model course 7.02. Chief engineer officer and second engineer officer. IMO model subcommittee on standards of training and watch keeping 44 th session agenda item 3 STW 44/wp.6/add.4 2 may 2013. – p. 297.

ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА ЯК ОСНОВА ФОРМУВАННЯ ПРОФЕСІЙНИХ КОМПЕТЕНТНОСТЕЙ МАЙБУТНІХ ФАХІВЦІВ З ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Знамеровська Н.П., Васильченко Г.Ю., Івченко Т.І.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. Указом Президента України "Про заходи щодо пріоритетного розвитку освіти в Україні» від 30 вересня 2010 р. № 926 визначено низку заходів, спрямованих на реалізацію в Україні положень Болонської декларації, зокрема, спрямованих на узгодження національної системи із забезпечення якості освіти з загальною європейською.

Виходячи із завдань декларацій та комюніке Болонського процесу, забезпечення якості освіти має ґрунтуватися на формуванні у випускника вищого навчального закладу таких компетенцій та умінь, які б вирішували головну мету самого процесу – спільність фундаментальних принципів функціонування загальноєвропейської системи вищої освіти, названої Європейським простором вищої освіти, що в свою чергу надавало б можливість випускникам – майбутнім фахівцям застосовувати та практично використовувати отримані знання та уміння [3]. У сучасних умовах здійснюється трансформація освітньої парадигми з технократичної на гуманістичну. Це визначається політичними, економічними та соціальними перетвореннями і призводить до зміни пріоритетів системи освіти, зокрема професійної. Наразі професійну освіту зорієнтовано не лише на засвоєння майбутніми морськими інженерами певного обсягу знань та умінь, але й на спеціалізовану підготовку кадрів, що володіють високим рівнем компетентності. Компетентність морського інженера, який працює у відповідній галузі, набуває значної актуальності, яка зумовлена постійною трансформацією соціального досвіду, реконструкцією технічних сфер, зміною рівня вимог соціуму до фахівця.

Актуальність дослідження. Професійна освіта орієнтована на становлення соціально та професійно активної особистості, яка має високу професійну мобільність. У сучасних соціально-економічних умовах значення професійної мобільності як фактора підвищення рівня соціальної захищеності фахівця значно зросла. Залежність професійної мобільності фахівців технічного профілю від знання загальних закономірностей будови і функціонування техніки в умовах її стрімкого оновлення істотно збільшується , у зв'язку з чим зростає актуальність вдосконалення їх загально технічної підготовки. Одним із напрямів удосконалення загально технічної підготовки є реалізація принципу професійної спрямованості у навчанні, оскільки, як свідчить проведений аналіз, професійна спрямованість викладання загально технічних дисциплін реалізується в недостатньо повній мірі , що призводить до зниження мотивації та інтересу курсантів до загально технічної підготовки і, як наслідок, до зниження якості не тільки цієї підготовки, а й підготовки фахівців у цілому.

Вища професійна освіта орієнтована на становлення соціально та професійно активної особистості, якій властива висока професійна мобільність і компетентність. У сучасних соціально-економічних умовах значення професійної мобільності як фактора підвищення рівня соціальної захищеності фахівця значно зросла. Залежність професійної мобільності фахівців технічного профілю від знання загальних закономірностей будови і функціонування техніки в умовах її стрімкого оновлення істотно збільшується, у зв'язку з чим зростає актуальність вдосконалення їх загально технічної компетентності. [1] Одним із напрямів удосконалення загально технічної компетентності є реалізація принципу професійної спрямованості у навчанні, оскільки, як свідчить проведений аналіз, професійна спрямованість викладання загально технічних дисциплін реалізується в недостатньо повній мірі, що призводить до зниження мотивації та інтересу курсантів до загально технічної підготовки і, як наслідок, до зниження якості не тільки загально

технічної підготовки, а й підготовки фахівців у цілому. Склалося протиріччя між необхідністю професійно спрямованого викладання циклу дисциплін «Технічна механіка» курсантам і недостатньо повною розробленістю його дидактичного забезпечення.

Дане протиріччя дозволило сформулювати проблему і мету дослідження: проаналізувати професійні компетентності з метою визначення змісту дисципліни «Технічна механіка» як основи формування професійних компетентностей майбутніх інженерів-механіків морської галузі, визначити дидактичні основи методичного забезпечення професійно спрямованого викладання циклу дисциплін «Технічна механіка»

Результати дослідження. Спираючись на ОКХ і ОПП були визначені професійні компетенції (ПК) фахівців з експлуатації суднових енергетичних установок [2]. Відповідно до вимог результатів засвоєння основних освітніх програм бакалавріата відносять наступні здатності:

- виявляти природничо-наукову сутність проблем, що виникають у ході професійної діяльності , і застосовувати відповідний фізико-математичний апарат для їх формалізації , аналізу та вироблення рішення (ПК -1) ;
- застосовувати математичний апарат, в тому числі з використанням обчислювальної техніки , для вирішення професійних завдань (ПК -2);
- використовувати системи та інструментальні засоби технічного контролю та діагностики у професійній діяльності (ПК- 3);
- розуміти сутність і значення інформації в розвитку сучасного суспільства, застосовувати досягнення сучасних інформаційних технологій для пошуку та обробки інформації за профілем діяльності в глобальних комп'ютерних системах, мережах, в бібліотечних фондах та в інших джерелах інформації (ПК -4);
- застосовувати методологію наукових досліджень у професійної діяльності, у тому числі в роботі над міждисциплінарними і інноваційними проектами (ПК- 5);
- використовувати нормативні правові документи у своїй професійної діяльності (ПК-6);
- використовувати основні методи захисту виробничого персоналу та населення від можливих наслідків аварій, катастроф, стихійних лих (ПК-7);
- до освоєння нових зразків програмних, технічних засобів та інформаційних технологій (ПК-8).

У науково-дослідній діяльності здатністю:

- здійснювати пошук, вивчення, узагальнення та систематизацію науково-технічної інформації, нормативних та методичних матеріалів у сфері своєї професійної діяльності (ПК-9);
- застосовувати сучасні методи дослідження з використанням комп'ютерних технологій (ПК-10);
- розробляти і досліджувати моделі автоматизованих систем (ПК-11);
- проводити аналіз захищеності автоматизованих систем(ПК-12);
- розробляти науково-технічну документацію, готувати науково-технічні звіти, огляди, публікації за результатами виконаних робіт (ПК-16).

У проектно-конструкторської діяльності здатністю:

- проводити синтез і аналіз проектних рішень щодо забезпечення безпеки експлуатації технічних систем (ПК-17);
- брати участь у розробці захищених автоматизованих систем за профілем своєї професійної діяльності (ПК-18);
- брати участь у розробці компонентів технічних систем в сфері професійної діяльності (ПК-19);
- удосконалення суднових технічних систем на основі нових технологічних рішень (ПК-20);
- брати участь у проектуванні суднових технічних систем (ПК-21);

- брати участь у проектуванні засобів контролю та управління судновими технічними системами (ПК-22).

У контрольно-аналітичної діяльності здатністю:

- проводити контрольні перевірки працездатності;
- брати участь у проведенні експериментально-дослідних робіт при сертифікації вимірювальних засобів суднових технічних систем (ПК-24);
- брати участь у проведенні експериментально-дослідних робіт при суднових технічних систем з урахуванням нормативних вимог (ПК -25);
- проводити інструментальний моніторинг рівня працездатності суднових технічних систем (ПК-26).

Різні аспекти загально технічної підготовки розглядалися в дослідженнях І.Ю.Анікіна, М.М.Зіновкіной, В.А.Мельохіна, А.М.Михайлова, С.А. Чернавського, та ін. Питання професійної спрямованості навчання досить глибоко і різнобічно досліджені в теорії навчання: розроблено основи професійної спрямованості навчання (В.І.Загвязінскій, В.В.Краєвський, Н.В.Кузьміна, М.І.Махмутов, В.А.Сластенін та ін), досліджені методичні аспекти професійної спрямованості окремих курсів (Т.М.Грань, А.Г.Мордкович, С.В.Плотнікова та ін), засоби реалізації професійної спрямованості навчання (К.А.Балашов, Е.А.Василевська, Т.В.Распопова, В.Г.Соловьянюк та ін.) Реалізація професійної спрямованості лабораторно-практичних занять розглядається в дослідженнях Б.М.Мухаметова, Р.В.Хісметова, Н.В.Чечоткіна.

Визначено способи здійснення професійної спрямованості навчальних дисциплін природничого циклу вищої школи (Е.А.Василевська, Т.М.Грань, І.П.Єгорова та ін.) Але до теперішнього часу в науково-методичній літературі не представлені дослідження з реалізації професійної спрямованості циклу дисциплін «Технічна механіка» при підготовці морських інженерів у ВНЗ.

Професійна спрямованість циклу дисциплін «Технічна механіка» може бути реалізована, якщо:

- дидактичне забезпечення професійно спрямованого викладання представлене в сукупності його компонентів: цільового, змістовного та процесуального;
- зміст циклу дисциплін «Технічна механіка» включає в себе наступні професійні компетентності: інформаційно-прикладну, дослідницьку, практичну, культурологічну;
- професійно спрямований зміст циклу дисциплін в процесі навчання реалізується на основі методів активного навчання, стимулювання реальної мотивації до навчально-пізнавальної діяльності, насамперед на основі проблемного навчання.

Для вирішення поставлених цілей був проведений аналіз сучасного стану загально технічної підготовки курсантів спеціальності «Суднові енергетичні установки» при вивченні циклу дисциплін «Технічна механіка», розробляється дидактичне забезпечення професійно спрямованого викладання циклу дисциплін «Технічна механіка» та експериментально перевіряється ефективність даного дидактичного забезпечення.

Професійно спрямоване викладання циклу дисциплін «Технічна механіка», що включає цільовий, змістовний і процесуальний компоненти; визначені його програмні цілі, детермінують професійно спрямоване викладання, виділені критерії відбору професійно спрямованого змісту циклу дисциплін «Технічна механіка» (внутрішньо предметної цілісності, професійної доцільності, позитивної мотивації, перспективи, мінімуму необхідного змісту і часу, міжпредметного забезпечення, розробляється професійно спрямований зміст циклу дисциплін «Технічна механіка» для підготовки морського інженера-механіка, включаючи навчальні ситуації близькі до реальних на судні, лабораторно-практичні завдання та задачі проблемного характеру, які імітують реальні механічні процеси на судні, відповідні цілям професійно спрямованого викладання. Дидактичне забезпечення професійно спрямованого викладання стосовно циклу дисциплін «Технічна механіка» при підготовці обґрунтовано виділення у змісті циклу дисциплін складових (інформаційно-прикладної, практичної, дослідницької,

культурологічної), адаптуються до області професійної діяльності; обґрунтована система критеріїв відбору професійно спрямованого змісту циклу дисциплін.

Авторами було розроблено виконання лабораторних робіт, що включають попередню підготовку і проведення експериментів і складання звіту про результати досліджень.

При підготовці до виконання робіт необхідно вивчити теоретичні відомості, опис лабораторного устаткування і методи вимірювань, дотримуватися зазначеного порядку виконання експериментальної і розрахункової частини роботи. При проведенні експериментів необхідно строго виконувати всі встановлені в лабораторії правила техніки безпеки. Звіт про роботу повинен містити назву, мету роботи, короткий опис лабораторної установки і методів вимірювань, в розрахункову частину, що включає таблиці вимірювань, графіки, розрахунок шуканих величин та їх похибок. Контрольні запитання, наведені в кінці кожної роботи, полегшують підготовку до захисту роботи. Наприкінці роботи наведено список літератури, рекомендованої для самостійної підготовки до виконання лабораторних робіт. Така організація навчання технічній механіці з професійно спрямованим змістом дозволила підвищити рівень викладання і засвоєння курсантами даного циклу дисциплін [4].

Висновки. Таким чином, професійно спрямоване викладання циклу дисциплін «Технічна механіка» в морські академії дозволило підвищити якість навчання і позитивну мотивацію вивчення теоретичної механіки курсантами у реалізації отриманих компетенцій у майбутній професії , сприяло формуванню професійно значущих умінь, професійно важливих здібностей і якостей особистості. Розроблена система дидактичного забезпечення може бути використана в якості прикладу реалізації професійних компетенцій при вивченні загально технічних дисциплін у навчальних закладах вищої професійної освіти.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Національний класифікатор України: Класифікатор професій ДК 003-10. – К., Держстандарт України, 2010.

2. Постанова Кабінету Міністрів України від 05 вересня 2012 р. № 847 "Про затвердження Порядку розроблення, затвердження та внесення змін до галузевих стандартів вищої освіти".

3. Болонский процесс: поиск общности европейских систем высшего образования (проект TUNING)/под общей редакцией дпн, проф. В.И.Байденка.

4. С.Р.Гидрович, И.И.Егорова, А.Ю.Курочкина. – Компетентностный подход к формированию основных образовательных программ третьего поколения, - издательство Санкт-Петербургского государственного университета экономики и финансов.- 2010.

РОЛЬ КУРСОВОГО ПРОЕКТУВАННЯ З ДЕТАЛЕЙ МАШИН У ЗАБЕЗПЕЧЕННІ КОМПЕТЕНТНОСТІ СУДНОВОГО МЕХАНІКА

Проценко В.О.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Обов'язкові мінімальні вимоги до дипломування вахтових механіків суден встановлені Кодексом ПДНВ та Манільськими поправками до нього. Серед інших встановлена вимога щодо відповідності механіка після проходження навчання та підготовки стандартам компетентності, визначеним у відповідних розділах Кодексу ПДНВ. Для вахтового механіка, зокрема, цей стандарт виписано у розділі А-III/1 Кодексу. При чому зазначено, що кожний кандидат на отримання професійного диплома вахтового механіка морського судна з машинним відділенням, що обслуговується традиційно або періодично не обслуговується та головною установкою потужністю 750 кВт або більше повинен продемонструвати здатність прийняти на себе на рівні експлуатації завдання, обов'язки та відповідальність, які перелічені в колонці 1 таблиці А-III/1. Ключовою у цій вимозі є «здатність прийняти на себе на рівні експлуатації завдання, обов'язки та відповідальність». Прийняттю відповідальності передує обов'язкове прийняття самостійних рішень щодо того чи іншого аспекту управління, технічного обслуговування чи ремонту будь-якого обладнання. Крім того, у випадку інженера-судномеханіка необхідність самостійного прийняття обґрунтованих рішень і демонстрації своєї компетентності набуває особливої гостроти, оскільки від цього рішення залежить життя людей на борту судна та берегу. Прийняття самостійних рішень, уміння їх обґрунтувати та захистити, на думку автора, є найскладнішим у інженерній практиці і саме цьому повинен навчити майбутнього механіка освітній заклад.

Зокрема в розділі А-III/1 кодексу ПДНВ встановлено компетентність «Технічне обслуговування та ремонт суднових механізмів та обладнання» яка забезпечується наступними компетенціями [1]:

1. Заходи безпеки, які необхідно приймати для ремонту та технічного обслуговування, зокрема безпечну ізоляцію суднових механізмів та обладнання, що вимагається до того, як персоналу дозволено працювати з такими механізмами або обладнанням.
2. Належні початкові знання та навички роботи з механізмами.
3. Технічне обслуговування та ремонт такі, як розбирання, налаштування та збирання механізмів і обладнання.
4. Використання належних спеціалізованих інструментів та вимірювальних пристроїв.
5. Проектні характеристики та вибір матеріалів, які використовуються під час виготовлення обладнання.
6. Читання креслень і довідників, що відносяться до механізмів.
7. Читання схем трубопроводів, гідравлічних і пневматичних систем.

Оволодіння наведеними компетенціями повинно дозволити механіку обґрунтовано приймати рішення і усвідомлено демонструвати відповідну базову компетентність. А забезпечити оволодіння цими компетенція ми повинен навчальний заклад реалізовуючи свою освітню функцію у відповідності до вимог ПДНВ.

Реально на практиці прийняття рішень відбувається на основі:

а) інтуїції;

б) чітких інструкцій та вказівок;

в) власного багаторічного досвіду;

г) знання процесів, які відбуваються в обладнанні, його конструкції, та володіння практичними навичками роботи з ним.

Варіант а) для інженера-судномеханіка є неприйнятним та небезпечним (однак нажаль часто має місце); варіант б) неможливим через відсутність подібних вказівок для кожної ситуації яка може виникнути; варіант в) набувається із досвідом роботи і для випускника навчального закладу є складно доступним через різницю якості практик у сучасних умовах. Для випускника навчального закладу, на плечі якого лягає колосальна відповідальність повинен бути гарантовано забезпечений останній варіант.

Важливість якісного забезпечення навчальним закладом отримання студентами загальноінженерних знань і навичок відповідних означеним компетенціям та рівень володіння ними добре ілюструється прикладом, який мав місце на одному з суден закордонних компаній, укомплектованим випускниками вітчизняних навчальних закладів. При розвантаженні в одному з портів Кіпру сталося наступне. У лебідці механізму підйому стрілового палубного крану TOWIMOR (SWL 25 tonnes) виникла відмова планетарного редуктора через руйнування його зубчастих коліс. Після розбірки редуктора виявилось, що необхідно виконати заміну зруйнованих коліс (рис. 1).

Рисунок 1 – Характер руйнувань зубчастих коліс редуктора механізму підйому крана

Оскільки запасних деталей на борту і в компанії не було, єдино можливим способом відновлення працездатності крана стало виготовлення на березі нових шестерень за зразком зруйнованих. Для цього необхідно було розробити креслення відповідних деталей, призначити їх матеріал та термообробку для передачі на судноремонтне підприємство. Подібні задачі, зазвичай, вирішується на 1-3 курсах при вивченні дисциплін «Інженерна та комп'ютерна графіка» а також «Теорія механізмів і машин та деталі машин». На першій з дисциплін повинні навчити виконанню креслень та ескізів на другій – визначенню параметрів зубчастих коліс за натурним зразком, знанню та умінню призначати матеріали та термообробку для зубчастих коліс, початкові навички щодо збирання та розбирання складальних одиниць редукторів – або реалізацію пунктів №2…№5 із наведеного переліку компетентностей згідно ПДНВ. На згаданому судні жоден механік не зміг виконати обмір зубчастого колеса та скласти його ескіз. Виникли труднощі із визначенням модуля зачеплення, призначення матеріалу та термообробки та ін., а відтак про демонстрацію згаданих компетентностей годі й говорити. Судновласнику довелося викликати берегового спеціаліста, який витратив на це кілька днів, що послужило джерелом значних додаткових витрат для компанії. Для компетентного спеціаліста така робота займає максимум кілька годин.

Забезпечення наведених компетентностей на етапі загальноінженерної підготовки повинно відбуватися за рахунок практики прийняття студентами інженерних рішень. Така практика у провідних ВНЗ набувається студентами третього курсу при виконанні та **захисті** (на старших курсах **захист** дипломного проекту) курсових проектів з дисципліни «Теорія механізмів і машин та деталі машин» присвячених розробці механічного приводу із конструюванням його елементів та розробці технології його збирання/розбирання, монтажу і т.ін. Під час виконання цієї ключової у забезпеченні зазначених компетентностей роботи студент повинен здобути навички з визначення основних розмірів деталей передач, призначення точності поверхонь, термообробки тощо.

Слід також відзначити, що часто навчальні плани підготовки судномеханіків складені таким чином, що свій перший курсовий проект вони виконують лише на четвертому курсі, а до тих пір практики прийняття та захисту інженерних рішень не мають. У провідних морських ВНЗ, наприклад АВМС ім. П.С. Нахімова (м. Севастополь) перший курсовий проект з дисципліни «Теорія механізмів і машин та деталі машин» виконується на другому або третьому курсі. Така робота забезпечує своєчасне здобуття наведених компетенцій за рахунок набуття навичок прийняття інженерних рішень та умінь їх відстоювати, творчого мислення, конструкторської та графічної підготовки, не виштовхуючи студента на старших курсах сам-на-сам з великим обсягом та складністю дипломного проекту без відповідних знань і навичок, що приносить свої «плоди» все життя та під час роботи в морі.

Особливо важливим є виконання при цьому креслень. Креслення є таким-собі «есперанто» серед інженерів світу і його знання дозволяє механіку подекуди знівелювати «прогалини» у знанні іноземних мов. Без його знання, уміння виконувати і читати креслення механіка немає. Так, неможливо забезпечити компетентність № 6 «Читання креслень…» без виконання креслень та компетентність №7 «Читання схем трубопроводів…» без виконання відповідних схем. Самим виконанням вправ із нарисної геометрії та кресленням простих фігур тут не обійтися, а відтак студентам треба виконувати складальні креслення і чим більше - тим краще. В сучасній інженерній практиці комп'ютерні програми практично витіснили олівець з рук інженера. Виконання креслення на комп'ютері займає набагато менше часу, а комп'ютерною технікою зараз оснащені всі судна. При підготовці механіків вивченню графічних редакторів треба приділяти особливу увагу, виконуючи креслення адекватні тим з якими механік матиме справу на судні чи підприємстві.

Загальноінженерні предмети повинні бути інтегровані зі спеціальними, так виконуючи лабораторні роботи з цих дисциплін майбутній судномеханік повинен перший раз брати у руки вимірювальні та монтажні інструменти, працювати зі зразками техніки «в металі», отримувати загальноінженерні знання на прикладі тих об'єктів техніки, з якими він працюватиме в майбутньому на судні. Це забезпечить формування комплексних

міцних знань та компетенцій у випускника навчального закладу, відповідність змісту та якості його підготовки високому званню інженера та вимогам ПДНВ.

Досягти такої мети можна лише інтенсифікацією вивчення предметів із великим обсягом практичних завдань та виконанням курсових проектів із залученням сучасних знань та технологій проектування. Всі загальноінженерні предмети повинні бути тісно пов'язані і вивчатися комплексно, на об'єктах суднового обладнання. Обсяг вивчення технічних дисциплін може бути збільшений за рахунок гуманітарних зменшенням обсягу останніх до мінімальних вимог стандарту освіти [2]. До викладання цих надважливих дисциплін обов'язково повинні бути залучені тільки інженери-механіки, що мають виробничий досвід, кандидати та доктори технічних наук, що мають сили та бажання віддавати знання, а також публікації за напрямками, які відповідають предметам що ними викладаються. Компетентного спеціаліста може підготувати виключно компетентний спеціаліст. Тому особливо важливим є підтримання компетентності викладачів на належному рівні. Тут доречним буде приклад. На початку 1970-х років до ОВІМУ (тепер ОНМА) прийшов працювати з Політехнічного інституту (тепер ОНПУ) к.т.н., професор Валентин Іванович Бекерський, будучи спеціалістом зі сталевих канатів та маючи вік понад 40 років він очолив кафедру опору матеріалів та теоретичної механіки. В ті роки викладачі обов'язково виходили в море в рамках студентських практик і проф. Бекерський не став виключенням. Згодом він видав кілька монографій по використанню сталевих канатів на суднах і портах, а пізніше підготував докторську дисертацію за «морською» тематикою. Практика для викладачів є конче необхідною, її наявність дозволить підняти рівень компетентності студентів.

Забезпечення наведеної моделі потребує внесення корінних змін і прийняття багатьох непопулярних рішень, однак лише такий свідомий підхід до організації навчального процесу здатен забезпечити виконання вимог ПДНВ до суднових механіків.

ЛІТЕРАТУРА

1. Кодекс з підготовки і дипломування моряків та несення вахти (ПДНВ).

2. Галузевий стандарт вищої освіти України. Освітньо-професійна програма підготовки бакалавра. Галузь знань 0701 Транспорт і транспортна інфраструктура. Напрям підготовки 6.070104 Морський та річковий транспорт. Київ: МОНМС, 2012. - 24 с.

3. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

4. Иосилевич Г.Б. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 366 с.

5. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Академия, 2008. – 496 с.

6. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. – Калининград: Янтарный сказ, 2002. – 454 с.

7. Яковишин П.А. Теоретичні і методичні основи навчання студентів методів аналізу і синтезу механізмів і машин: Спец. 13.00.04 – теорія і методика професійної освіти: автореф. дис. докт. пед. наук / П.А. Яковишин. - Київ, 2001. - 40 с.

8. Кулакова М.В. Формування готовності до професійної діяльності в майбутніх фахівців у вищих морських навчальних закладах: Спец. 13.00.04 – теорія і методика професійної освіти: автореф. дис. канд. пед. наук / М.В. Кулакова. - Одеса, 2006. - 20 с.

9. Шевчук В.М. Формування загальнотехнічних знань у курсантів прикордонників інженерних спеціальностей: Спец. 13.00.04 – теорія і методика професійної освіти: автореф. дис. канд. пед. наук / В.М. Шевчук. - Хмельницький, 2004. - 20 с.

10. Проценко В.О. Підручники із загальнотехнічних дисциплін для сучасних морських ВНЗ України: якими їм бути? / В.О. Проценко // Матеріали Всеукраїнської наук.-практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування '2011», (м. Херсон, 12-14 жовтня 2011 р.). – Херсон: Видавництво Херсонського державного морського інституту, 2011. – С. 198-201.

АКТУАЛЬНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗРАБОТКИ ПРОАКТИВНЫХ МОДЕЛЕЙ РЕШЕНИЯ «ТРЕУГОЛЬНИКА РИСКОВ» ИКАО

Рева А.Н. [1], Вдовиченко В.И. [2], Борсук С.П. [1], Шульгин В.А. [3], Мирзоев Б.М. [4], Мухтаров П.Ш. [4], Насиров Ш.Ш. [4]

[1]*Национальный авиационный университет (Украина),*

[2]*Некоммерческое образовательное учреждение «Корпоративный центр подготовки персонала – Институт аэронавигации» (Российская Федерация)*

[3]*Кировоградская летная академия Национального авиационного университета (Украина),*

[4]*Главный центр Единой системы управления воздушным движением госпредприятия AZANS (Азербайджанская Республика)*

Введение. Вот уже более полувека человеческий фактор (ЧФ), несмотря на значительное повышение надежности авиационной техники (АТ), является первопричиной большинства авиационных происшествий (АП). Поэтому ИКАО, обобщив опыт ведущих авиакомпаний, научных и образовательных учреждений стран-участников, издала несколько десятков разнообразных документов, способствующих пониманию необходимости проактивного предупреждения влияния ЧФ на безопасность полетов (БП). Однако, упомянутые документы, как правило, не содержат конкретных рекомендаций, технологий, процедур, а всего лишь формируют представление об общем абрисе проблемы.

Актуальность исследований. Среди соответствующих документов ИКАО в контексте данной публикации наиболее интересным, на взгляд авторов, является «Руководство по управлению безопасностью полетов» [1], в котором, учитывая, что функционирование авиационных систем происходит в условиях непрерывного воздействия рисков стохастической и нестохастической природы, для оценки их уровней предложен специальный «треугольник рисков» (рис. 1).

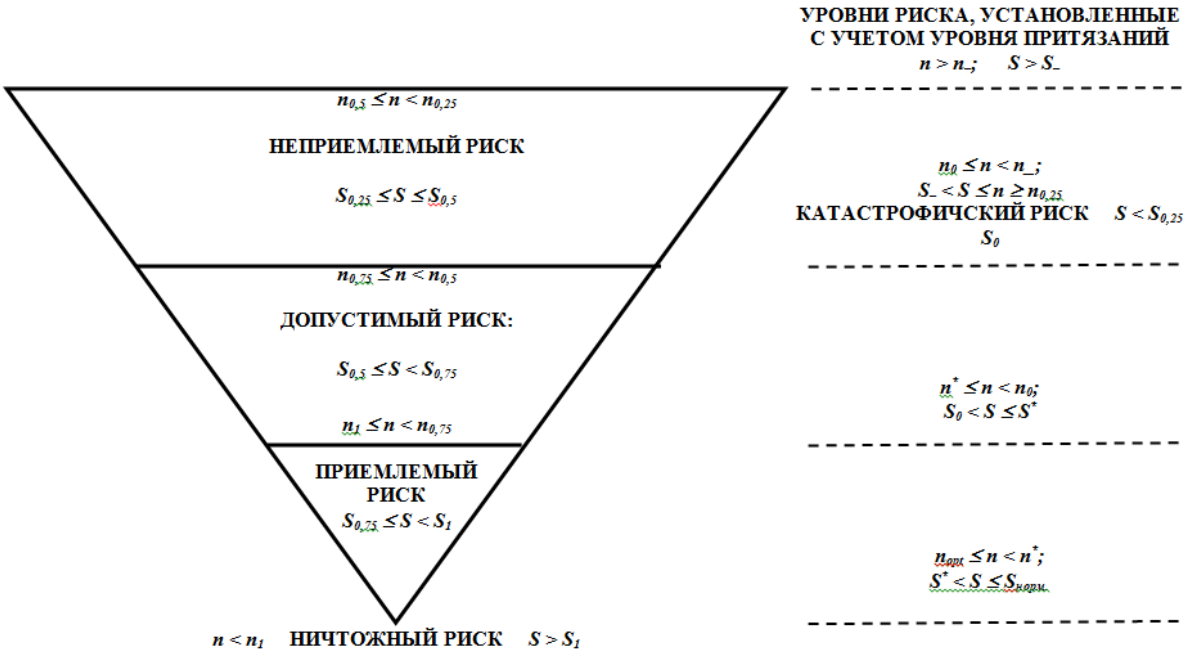


Рисунок 1. «Треугольник рисков» ИКАО и предложения авторов по его количественно-качественному решению

Рекомендации ИКАО по решению «треугольника рисков» заключаются в сочетании качественных (лингвистических) оценок риска (опасности) полетных ситуаций (К – катастрофический, О – опасный, С – существенный, НЗ – незначительный,

Н – ничтожный) с качественными же оценками частот появления этой опасности (часто, иногда, весьма (очень) редко, маловероятно, крайне маловероятно), что снова же выводит на качественные уровни «треугольника».

В работе [2] качественные оценки риска и его частоты предложено представить в виде термов соответствующих лингвистических переменных и функций принадлежности. Однако, не приведено ни практических рекомендаций по их объединению, скажем, с помощью метода Дюбуа-Прадта [3; 4], ни по анализу самих ФП.

Следует отметить, что рассматриваемую задачу можно было бы решить, опираясь на шкалу и функцию желательности Харрингтона [5]. Речь о том, что каждой лингвистической оценке следует поставить в соответствие соответствующий коэффициент ее желательности: $\tilde{T}_i \Rightarrow \alpha_{\tilde{T}_i}$. Далее интегральная оценка уровня опасности находится путем мультипликации (нахождения среднегеометрического) этих весовых коэффициентов:

$$\alpha_{\tilde{T}} = \sqrt[n]{\prod_{i=1}^{n} \alpha_{\tilde{T}_i}}, \qquad (1)$$

где $\alpha_{\tilde{T}_i}$ – коэффициент желательности *i*-той лингвистической оценки (терма) $\tilde{T}_i$ в принятых шкалах частоты и опасности.

n – количество оценок, объединяемых в интегральный показатель риска.

Если для интегральной оценки берется по одной оценке риска и одной оценке частоты, то выражение (1) преобразуется в тривиальную формулу:

$$\alpha_{\tilde{T}} = \sqrt{\alpha_{\tilde{T}_i} \alpha_{\tilde{T}_j}}. \qquad (2)$$

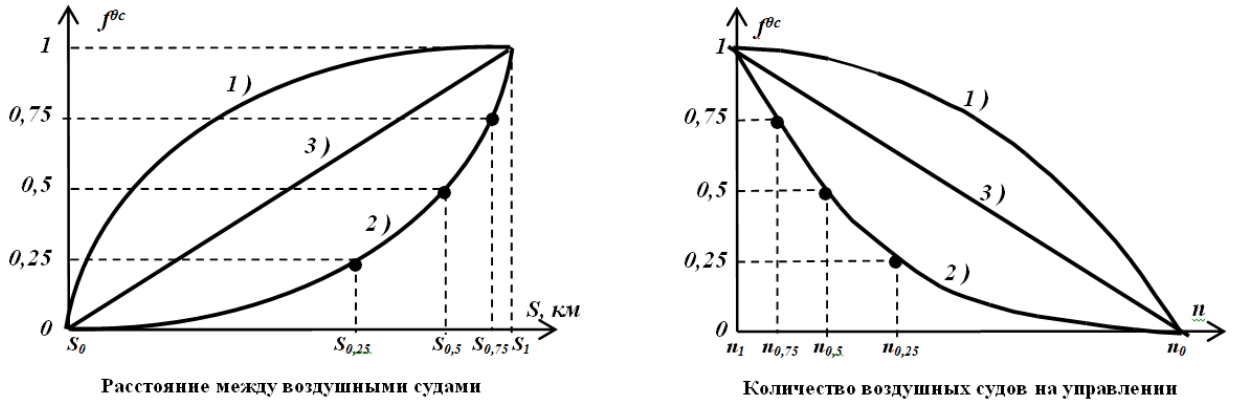
При этом следует указать, что высокие нежелательные показатели частоты и опасности существенным образом повлияют на конечный результат формул (1) и (2).

Дальнейшие шаги по применению формул (1), (2) должны быть связаны с построением соответствующих номограмм для определения уровня опасности в «треугольнике риска» ИКАО. Однако, если даже применить для получения коэффициентов желательности лингвистических оценок частоты и опасности хорошо апробированные процедуры их дефаззификации [6], то и в этом случае мы выйдем снова же на качественную, а не количественную характеристику уровня риска, что может создать определенные проблемы при моделировании полетных ситуаций на тренажере в процессе профессиональной подготовки авиационных операторов (АО) «переднего края» (пилотов, авиадиспетчеров), непосредственно влияющих на обеспечение БП.

Постановка задачи исследований. Из проведенного анализа вытекает факт отсутствия хорошо апробированных и научно-обоснованных рекомендаций нахождения количественных характеристик для решения «треугольника рисков» ИКАО. Учитывая опыт исследований [7-12 и др.], считаем возможным применения с данной целью методов и процедур построения оценочных функций полезности-безопасности (ОФПБ), а также ФП при аргументе – континууме характеристик и показателей профессиональной деятельности АО. Поэтому *целью* данной публикации является построение соответствующих моделей и иллюстрация их применимости для решения «треугольника рисков» ИКАО.

Результаты исследований. Упомянутые ОФПБ можно строить по ограниченному (рис. 2), либо неограниченному (рис. 3) числу точек. Соответствующие процедуры изложены в работах [7-14]. И понятно, что в зависимости от специфики условий деятельности ОФПБ могут быть как возрастающими, так и убывающими.

При рассмотрении ОФПБ, построенных по ограниченному числу точек (рис. 2) уровням исследуемого «треугольника» ставятся в соответствие значения абсцисс характерных точек полезности, что и отображено на рис. 1.



а) б)

Рисунок 2. Парадигма оценочных функций полезности, построенных по ограниченному числу точек и учитывающих: 1) – основную доминанту деятельности – склонность к риску; 2) – несклонность к риску; 3) – безразличие к риску

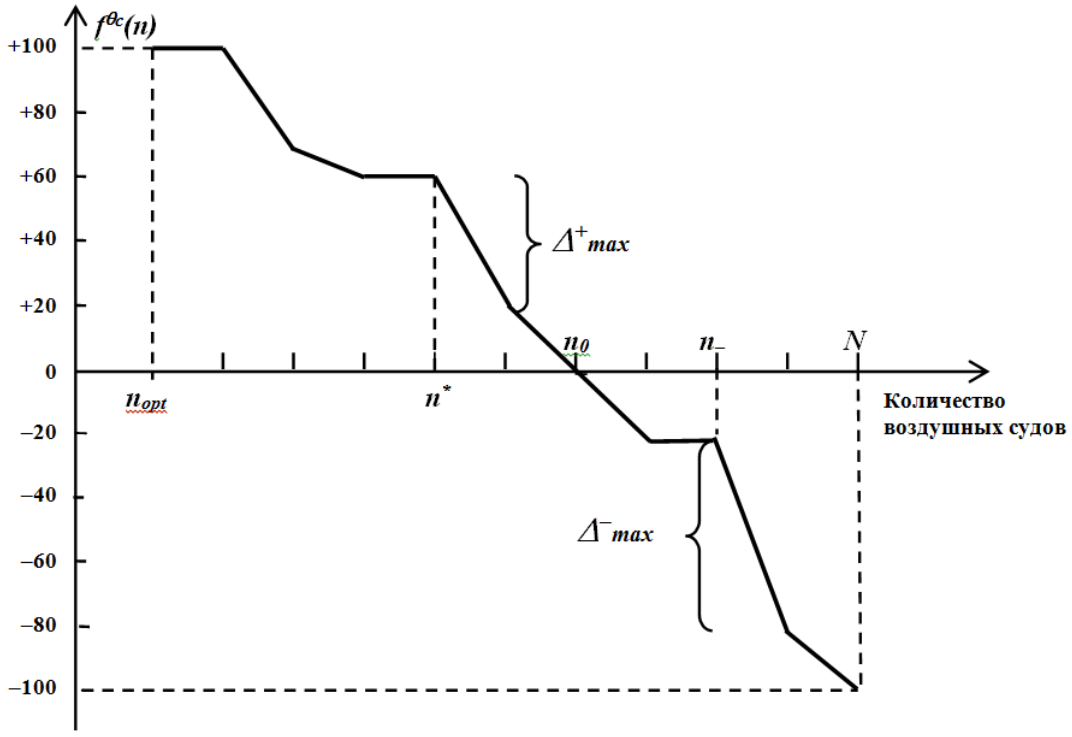


Рисунок 3. Парадигма построения по неограниченному числу точек функции полезности количества воздушных судов, одновременно управляемых авиадиспетчером

Если речь идет о построении ОФПБ по формально неограниченному числу точек (рис. 3), то в этом случае за основу формирования количественных показателей уровня риска «треугольника» берутся: n_- – точка резкого изменения («скачка») негативной полезности (желательности) для АО условий профессиональной деятельности; n_0 – точка перехода отрицательной полезности (желательности) условий деятельности в позитивную; n^* – точка резкого изменения («скачка») позитивной полезности (желательности), соответствущая, в соответствии с [13-14], уровню притязаний (УП) АО.

Учитывая установленное в работах [12; 14] соответствие между значениями характерных точек рис. 2 и рис. 3, а также соотвествующих интервалов между ними, на рис. 1 представлены рекомендации по установлению уровней риска с учетом УП.

Применяя известную в авиационных исследованиях шкалу Купера-Харпера и такой

способ сбора экспертной информации, как «точка на шкале интервалов», а также метод построения ФП с помощью так называемой «матрицы подсказок», обеспечивающей гладкие спадающие фронты, несложно получить нечеткие модели оценки риска (рис. 4) [11].

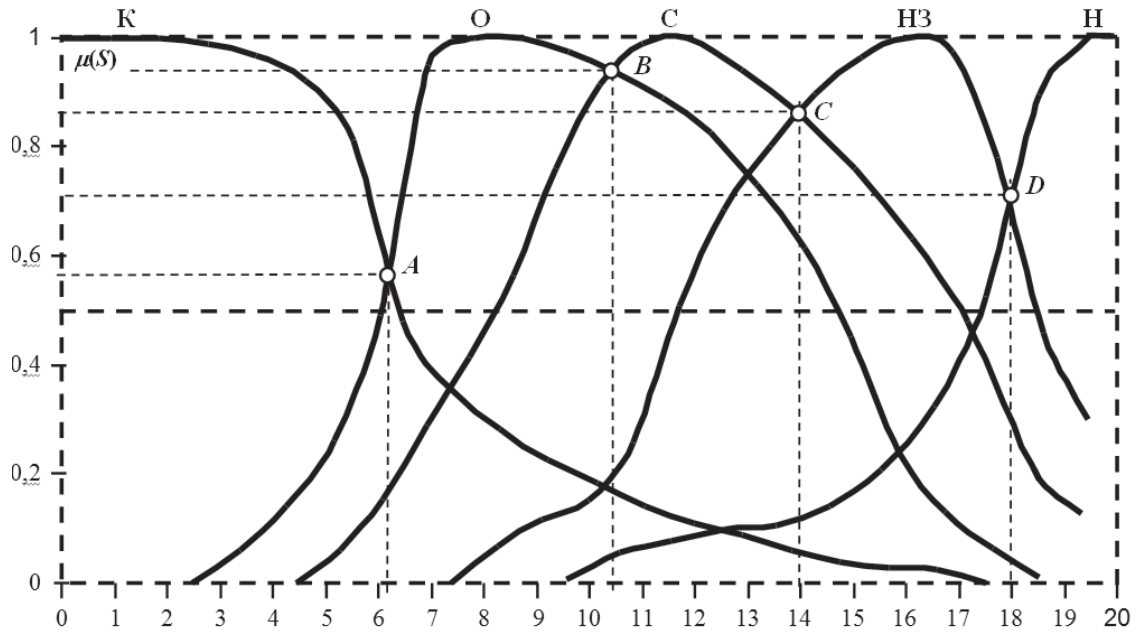


Рисунок 4. Функции принадлежности лингвистической переменной «опасность возникновения потенциально-конфликтной» как нечеткая модель отношения авиадиспетчеров к нарушению норм эшелонирования.

Из анализа рис. 4 вытекает, что все точки *A, B, C, D* пересечения ФП соседних термов превышают значение так называемой *точки перехода* $\mu_i(S) > 0{,}5$, введенной Л. Заде [15]:

$$\mu(S_A = 6{,}2\ км) = 0{,}57 > 0{,}5;\ \mu(S_B = 10{,}4\ км) = 0{,}95 > 0{,}5;\ \mu(S_C = 14\ км) = 0{,}87 > 0{,}5;$$
$$\mu(S_D = 18\ км) = 0{,}74 > 0{,}5,$$

что свидетельствует о хорошем представлении испытуемых авиадиспетчеров влияния расстояния между воздушными судами на БП. Таким образом, количественные оценки интервалов между данными точками действительно будут соответствовать качественным уровням риска «треугольника» ИКАО (табл. 1).

Таблица 1. Решение «треугольника рисков» ИКАО с помощью нечетких моделей

Уровень риска в «треугольнике» ИКАО	Интервал	Расстояние между воздушными судами, км
Катастрофический	0 – A′	S ≤ 6,2
Опасный (не приемлемый)	A′ – B′	6,2 < S ≤ 10,4
Существенный (допустимый)	B′ – C′	10,4 < S ≤ 14
Незначительный (приемлемый)	C′ – D′	14 < S ≤ 18
Ничтожный	D′ – 20	S > 18

Выводы. Рассматривая полученные и представленные новые научные результаты, следует констатировать факт действительной разработки научно-обоснованных и апробированных моделей проактивного оценивания отношения АО к риску, с выявлением его уровней, соответствующих рекомендациям ИКАО. Ориентация на основную доминанту принятия решения в условиях риска, уровни притязаний авиадиспетчеров, а также нечеткие модели свидетельствует о действенном учете ЧФ. И поскольку спектр профессиональной деятельности АО не ограничивается рассмотренными нами задачами, то дальнейшие исследования следует проводить в направлении как расширения круга этих задач, так и системного обобщения соответствующих результатов. При этом необыкновенно интересным было бы решение «треугольника рисков», опираясь на частоту и опасность ошибок, допускаемых АО в профессиональной деятельности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Руководство по управлению безопасностью полетов (РУБП): Doc. ICAO 9859 – AN / 474. – Монреаль , Канада, 2009.

2. Чинченко Ю.В. Оцінювання загроз та ризиків на робочих місцях авіадиспетчерів / Ю.В, Чинченко // Вісник НАУ: наук. ж., 2011. – № 2. – С. 44-49.

3. Кофман А. Введение в теорию нечетких множеств: пер. с франц. В.Б. Кузьмина / А. Кофман; под ред. С.И. Травкина. – М.: Радио и связь, 1982. – 432 с.

4. Рева О.М. Нечіткі моделі ергономічної кваліметрії точності пілотування: монографія / О.М. Рева, В.В. Камишин, В.А. Шульгін, С.В. Недбай; за ред. О.М. Реви. - Рівне: Овід, 2010. - 106 с.

5. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 278 с.

6. Камишин В.В. Процедура фазифікації / дефазифікації балів шкал оцінювання / В.В. Камишин, О.М. Рева, Л.М. Макаренко, О.М. Медведенко // Електроніка та системи управління: науковий журнал. – К.: НАУ, 2012. - №3 (33). – С.53-62.

7. Фоменко Ю.М. Трикутник ризику в системному аналізі професійної діяльності авіадиспетчерів / Ю.М. Фоменко // Проблеми інформатизації та управління: зб. наук. праць. – К.: КНАУ, 2006. - № 3. – С.147-151.

8. Рева А.Н. Человеческий фактор и безопасность полетов: (Проактивное исследование влияния): монография / А.Н. Рева, К.М. Тумышев, А.А. Бекмухамбетов; науч. ред. А.Н. Рева, К.М. Тумышев. - Алматы, 2007. - 242 с.

9. Рева О.М. Проактивне оцінювання ставлення льотного персоналу до ризику та безпечної діяльності / О.М. Рева // Вісник НАУ: наук. ж. – К.: КНАУ, 2007. - № 2. – С. 36-42.

10. Рева О.М. Проактивне управління ризиками за людським фактором в цивільній авіації / О.М. Рева, С.І. Осадчий, О.М. Медведенко, Ю.М. Фоменко // Залізничний транспорт України: наук.-практ. ж., 2008. - №6. - С.54-59.

11. Рева О.М. Нечітка модель ставлення авіадиспетчера до ризику настання потенційно-конфліктної ситуації / О.М. Рева, С.П. Борсук // Авіаційно-космічна техніка і технологія: наук.-техн. ж. – Х.: Національний аерокосмічний ун-т «ХАІ», 2013. - № 8. – С. 273-281.

12. Рева О.М. Рівень домагань авіадиспетчерів на показниках робочого навантаження / О.М. Рева, Б.М. Мирзоев, П.Ш. Мухтаров, Ш.Ш. Насиров // Авіаційно-космічна техніка і технологія: наук.-техн. ж. – Х.: Національний аерокосмічний ун-т «ХАІ», 2013. - № 10. – С. 214-221.

13. Козелецкий Ю. Психологическая теория решений: пер. с польск. Г.Е. Минца, В.Н. Поруса / Ю. Козелецкий; под ред. Б.В. Бирюкова. - М.: Прогресс, 1979. - 504 с.

14. Рева О.М. Людський фактор та безпека польотів: рівень домагань авіадиспетчерів у професійній діяльності / О.М. Рева, Г.М. Селезньов // Створення системи забезпечення психологічної та психофізіологічної надійності персоналу. Організація та проведення психопрофілактичної роботи в органах внутрішніх справ України: м-ли III Всеукр. наук.-практ. семінару. - К.: КЮІ МВС України, 2005. - С.121-128.

15. Заде Л. Понятие лингвистической переменной и его применение к принятию приближенных решений: пер. с англ. Н.И. Ринго / Л. Заде; под ред. Н.Н. Моисеева, С.А. Орловского. - М.: Мир, 1976. - 165 с.

НОВЫЙ МЕТОД В ОРГАНИЗАЦИИ ЛАБОРАТОРНОГО ПРАКТИКУМА ПО МИКРОПРОЦЕССОРНЫМ СУДОВЫМ СИСТЕМАМ

Тищенко А. Ю.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Вступление и актуальность темы. За последние бурное развитие получило направление, связанное с выпуском однокристальных микроконтроллеров, которые предназначены для "интеллектуализации" оборудования различного назначения, в том числе средств судовой автоматики. Использование микроконтроллеров в системах управления обеспечивает достижение исключительно высоких показателей эффективности при столь низкой стоимости (во многих применениях система может состоять только из одной БИС микроконтроллера), что микроконтроллерам, видимо, нет разумной альтернативной элементной базы для построения управляющих и/или регулирующих систем. Таким образом, одной из проблем подготовки специалистов в сфере проектирования, производства и эксплуатации транспортных систем является усвоение учащимися основ теории и приобретение практических навыков работы с системами управления, построенными на базе однокристальных микроконтроллеров.

В своей очень интересной серии книг «Микроконтроллеры - это же просто» [1] А.В. Фрунзе писал: «Как бы это ни было грустно, но никакая книга не заменит практику. Пока вы сами не пройдете полностью один цикл от постановки задачи до работающего устройства, не напишете текст своей программы, не «пройдетесь» по нему компилятором, не исправите десяток-другой ошибок, не занесете программу в микроконтроллер, не запустите устройство и не отладите его целиком, до тех пор то, что вы узнали, будет мертвым знанием. И в то же время, как только вы осилите всего один-единственный полный цикл разработки, от идеи до работающего устройства, у вас появится уверенность, что вам по силам любое устройство, и что вы в состоянии разобраться с любой информацией, касающейся микроконтроллеров, и применить эти знания для достижения поставленною результата». Следовательно, лабораторный практикум является важнейшей составляющей курса по микропроцессорным устройствам и системам.

Постановка задачи при организации лабораторного практикума. Анализ учебников и интернет публикаций (на русском языке) показывает, что большая часть лабораторных работ основана на использовании стендов на базе разрядно-модульных микропроцессоров (серия К1804) или микропроцессоров серии К580 [2]. Такая ситуация, по-видимому, наличием оборудованию доставшегося в наследство со времён СССР. При использовании этого оборудования основное внимание при выполнении лабораторных работ уделяется изучению структуры микропроцессорного ядра и его связей периферийным оборудованием (блоки памяти, регистры ввода/вывода, интерфейсы связи, таймеры). С появлением однокристальных микроконтроллеров и систем на кристалле этот вопрос решается разработчиками таких микроэлектронных приборов, и перестал быть актуальным для разработчиков и тем более специалистов по эксплуатации микропроцессорных средств автоматики используемых на транспорте. Переоснащение учебных заведений современным лабораторным оборудованием сдерживается его высокой ценой, составляющей несколько тысяч за одно рабочее место. Заметим, что высокая цена вполне обоснована крайне малым тиражом выпуска таких изделий.

Другим подходом, практикуемым в ряде учебных заведений, является замена лабораторных работ выполняемых на реальном оборудовании моделированием устройств и систем на ПК ЭВМ [3]. Недостатком такого подхода является высокая стоимость серьёзных программ моделирования, таких как LabVIEW, MatLab (более 10 000 гривень, хотя в интернете нетрудно найти пиратские версии) и совершенно справедливое сомнение учащихся в том, что игры с ЭВМ вполне отражают поведение реального «железа».

Для решения описанной проблемы **предлагается использовать в качестве лабораторных стендов демонстрационные платы, выпускаемые самими производителями однокристальных микроконтроллеров и систем на кристалле** доукомплектованные незначительным количеством доступных внешних компонент.

Поскольку демонстрационные платы изготавливаются с целью ознакомления разработчиков с возможностями перспективных видов продукции и формирования, таким образом, спроса на неё, эти платы включают новейшие компоненты, укомплектованы бесплатным математическим обеспечением и описаниями примеров применения, выпускаются значительным тиражом и распространяются по минимально возможной цене.

Результаты работы. Для организации лабораторных работ была выбрана демонстрационная плата STM8S-Discovery [4] (рис. 1) имеющей следующие основные характеристики и функциональные возможности:

- МК STM8S105C6T6, 32 кБ Flash ПЗУ, 2 кБ ОЗУ, 1 кБ EEPROM ПЗУ;
- питание от USB, через соединительный кабель между ПК и платой;
- возможность выбора напряжения питания между 5 и 3,3 В;
- сенсорная кнопка TS1 и пользовательский светодиод LD1;
- разъемы расширения, в которые выведены все доступные линии В/В МК;
- монтажное поле для макетирования пользовательских схем;
- встроенный внутрисхемный отладчик/программатор ST-LINK;
- USB-интерфейс для отладки и программирования;
- поддержка режима отладки SWIM.

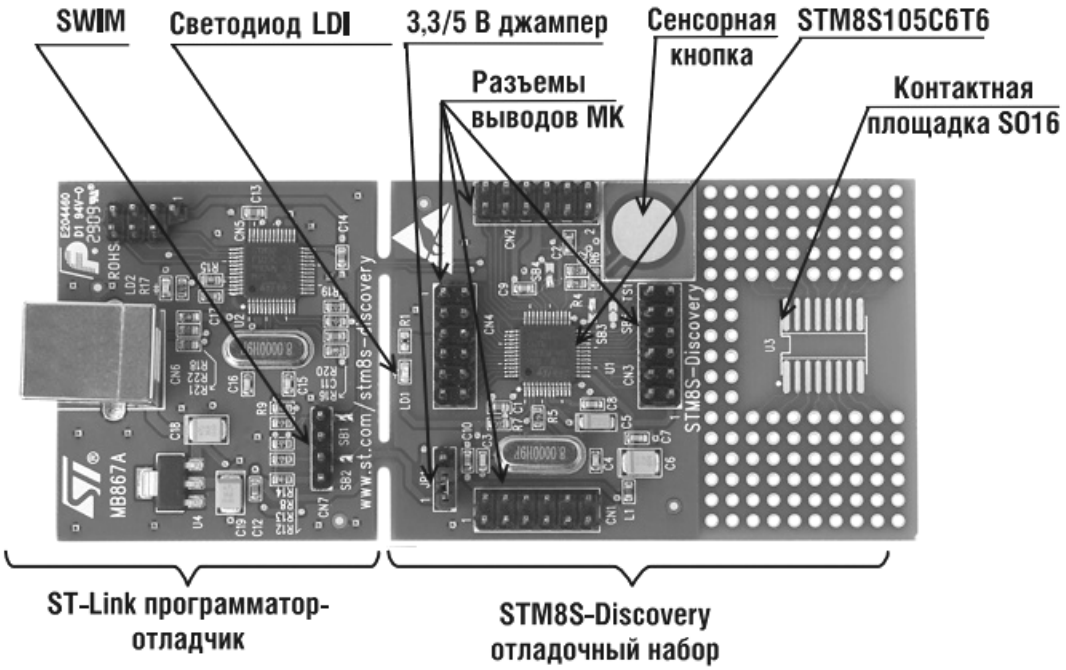


Рисунок 1. Демонстрационная плата.

Данный выбор обусловлен, в первую очередь, очень низкой стоимостью комплекта (меньше $10), его доступностью и дальнейшей пригодностью. Комплект состоит из двух частей. Одна – это контроллер STM8S105C6 со светодиодом, сенсорной кнопкой и разъемами, на которые выведены все свободные порты ввода/вывода. Вторая – программатор-отладчик ST-Link с USB-интерфейсом.

Программным обеспечением для этой демонстрационной платы является бесплатный пакет ST Toolset [5], который включает в себя среду разработки ST Visual Develop и отдельную программу для более функционального внутрисхемного программирования flash-памяти микроконтроллеров ST Visual Programmer. Среда разработки ST Visual Develop

(рис. 2) имеет встроенный инструментарий для разработки программного обеспечения на языке assembler, но у нее также имеется возможность подключения и использования Си-инструментария от Raisonance и Cosmic software. Стоит заметить, что все бесплатные среды с Си-инструментарием предоставляют возможность использования с некоторыми ограничениями, а именно – по загружаемому коду во flash-память. У Raisonance оно составляет 16 Кбайт, что вполне достаточно для учебных целей. Бесплатно предоставляется также библиотека стандартной периферии, которая содержит набор функций, структур данных и макросов, охватывающих свойства периферии микроконтроллеров STM8S. Использование библиотеки в значительной степени облегчает процесс разработки собственного программного обеспечения, т.к. устраняется необходимость изучения документации с именами регистров и их функционального назначения. Бесплатно предоставляется и STM Studio, которая очень полезна для отладки и диагностирования приложений, реализованных на микроконтроллерах STM8 и STM32. Особенность заключается в том, что программа позволяет считывать и отображать информацию во время исполнения программного обеспечения, запрограммированного в микроконтроллер в реальном времени и совершенно не влияющая на исполнение программного обеспечения. Для отладки и работы с STM Studio необходимы стандартные средства отладки, программаторы-отладчики ST-Link, R-Link или STICE, один из них входит в состав демонстрационной платы. Программа STM Studio является дополнением к стандартным средствам отладки и будет особенно актуальна для приложений, где критичен останов работающего программного обеспечения в микроконтроллере, например в управлении двигателями.

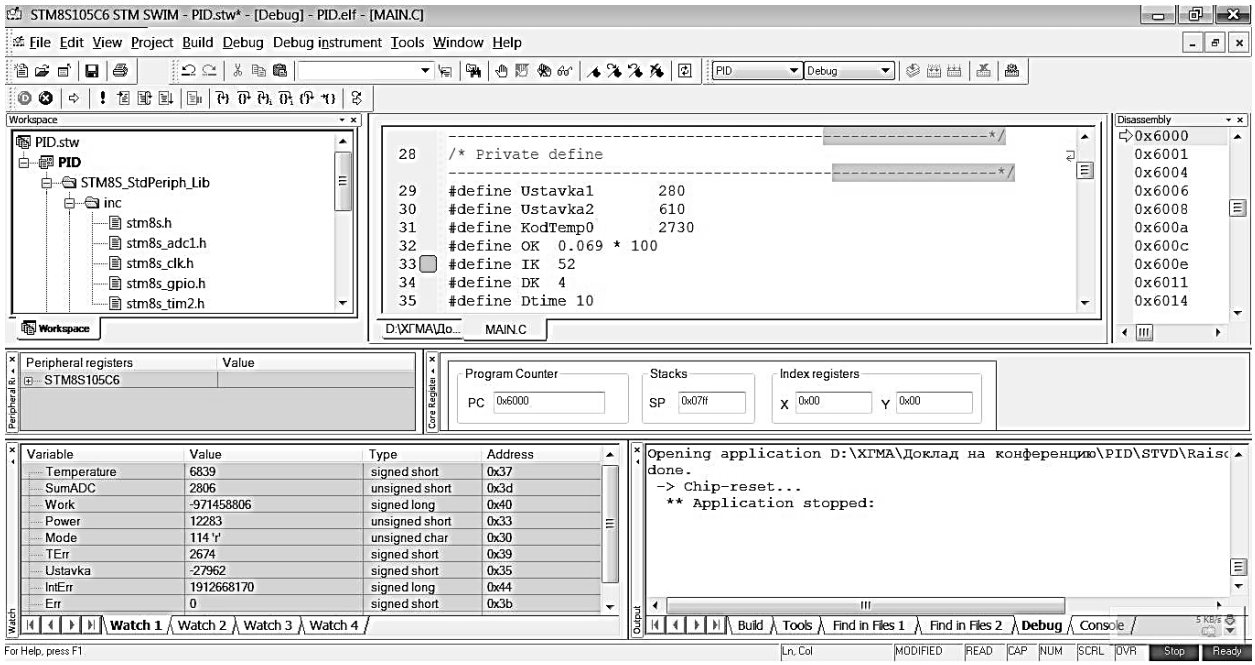


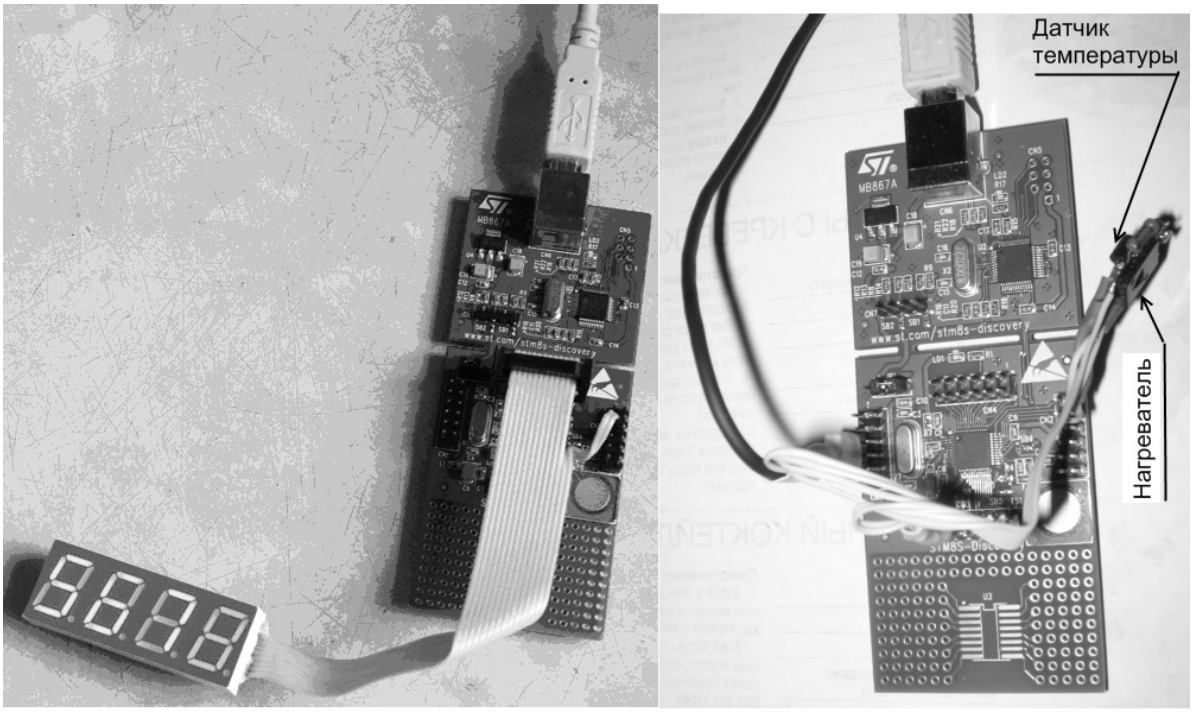
Рисунок 2. Экран среды разработки ST Visual Develop в режиме отладки.

С использованием одной только демонстрационной платы можно провести лабораторные работы по изучению:

– применения интегральной среды разработки (редактирование текстов, трансляция отдельных частей программы, связывание отдельных частей, загрузка программ в микроконтроллер и отладка с анализом состояния в заданных точках останова);
– состава команд микропроцессорного ядра и особенностей их выполнения;
– программирование и особенностей работы дополнительных блоков системы на кристалле, а именно таймеров (включая генерацию ШИМ сигналов), АЦП, цифровых интерфейсов обмена (асинхронный последовательный канал, SPI, I^2C и др.).

Для выполнения более сложных работ, демонстрирующих особенности построения, программирования и отладки микроконтроллерных систем управления и межпредметные связи в частности с ТАУ, к платам подключались несложные дополнительные узлы, например сборка семисегментных светодиодных индикаторов и нагреватель с датчиком температуры (рис. 3).

Рассмотрим подробнее лабораторную работу по изучению терморегуляторов, которая выполняется на стенде, показанном на рис 3б. Нагревателем служит транзистор, питаемый от внешнего источника (что не обязательно) через ограничивающий резистор. На базу транзистора поступает (через резистор) ШИМ сигнал с вывода микроконтроллера.



а) подключение семисегментного индикатора б) подключение нагревателя

Рисунок 3. Лабораторные стенды.

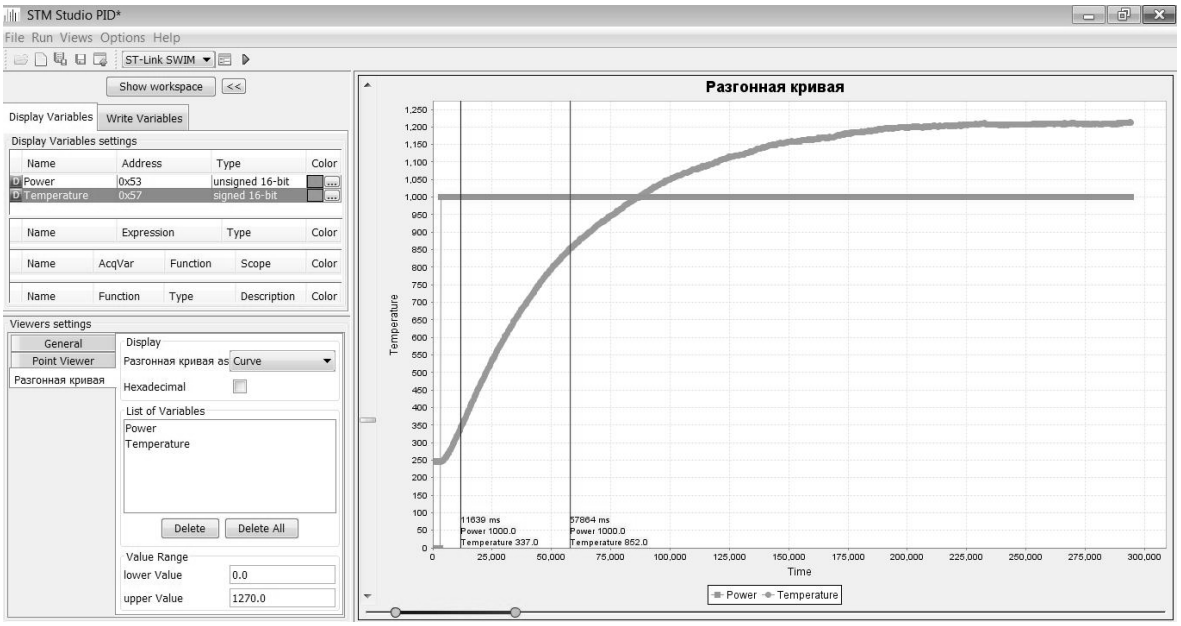


Рисунок 4. Получение разгонной кривой.

Сигнал с термодатчика LM335 (через резистор питается совместно с микроконтроллером напряжением +5 В от канала USB) поступает непосредственно на внутренний АЦП микроконтроллера. В ходе работы изучаются:

- программная реализация ПИД регулирования на микроконтроллере;
- исследование характеристик объекта терморегулирования;
- методика расчёта коэффициентов ПИД регулятора;
- сравнение качества разных алгоритмов регулирования.

В соответствии с заданной программой прикосновение к сенсорной кнопке последовательно включает режимы: нагреватель выключен, нагреватель включен на полную мощность, регулирование с уставкой 28ºС и регулирование с уставкой 61 ºС.

Сначала получаем разгонную кривую включив нагреватель на полную мощность и записывая с помощью программы STM Studio график изменения мощности и температуры со временем (см. рис. 4).По методике изложенной в [6] рассчитываем коэффициенты ПИ и ПИД регуляторов и вводя их последовательно в программу регулирования получаем реакции на скачёк уставки, показанные на рис. 5. Полученные результаты позволяют сравнить качество регулирования по различным алгоритмам известным из ТАУ.

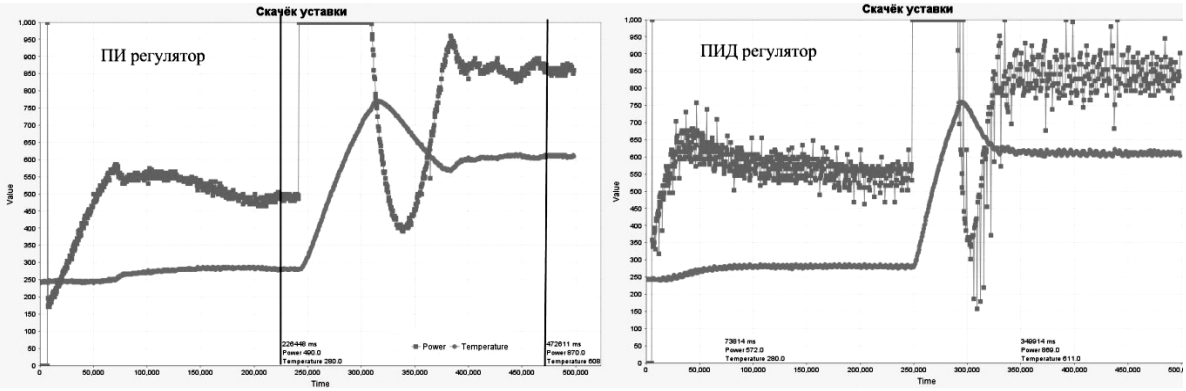


Рисунок 5. Экспериментальные результаты реакции терморегуляторов на скачёк уставки.

Вывод. Использование демонстрационных плат позволяет в ходе лабораторных работ изучить на реальном оборудовании новейшие микроконтроллеры и системы на кристалле. Глубина работ обеспечивает освоение курса «Микропроцессорные устройства и системы» и понимание его связи с другими изучаемыми курсами, как то ТАУ. Стоимость оборудования одного рабочего места не превышает 200 гривень (не включая стоимость оборудования стандартного компьютерного класса), что в десятки раз меньше, чем при использовании традиционных лабораторных стендов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фрунзе А. В., Фрунзе А. А. Микроконтроллеры? Это же просто! Т1-3, ИД СКИМЕН, 2002/2003, 336/292/224 стр.
2. Майоров В. Г., Гаврилов А. П. Практический курс программирования микропроцессорных систем, Машиностроение, 1959, 272 стр.
3. Батоврин, В. К., А. С. Бессонов, В. В. Мошкнн LabVIEW практикум по электронике и микропроцессорной технике Учебное пособие 2005.
4. Авторский перевод оригинального документа STM UM0817 http://mcu.ucoz.ru/STM8S-Discovery/User_manual/um0817_rus.pdf
5. Роман Попов Микроконтроллеры STM8 «с нуля» журнал «Новости электроники» № 6, 2010 стр.8-14 http://www.terraelectronica.ru/images/notes/NE2010_6_2.pdf

Ерков А., Хорошавцев А. Измерители-регуляторы температуры. http://icm-tec.com/main1_110.htm

Секція 8

ЕКОЛОГІЧНІ ТА ЕКОНОМІЧНІ АСПЕКТИ СУЧАСНИХ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

МЕТОД ОБРАБОТКИ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ В УСЛОВИЯХ РАБОТЫ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Голубев М.В.
Одесская национальная морская академия (Украина)

Введение. При эксплуатации судов основные затраты приходятся на топливную составляющую и по этой причине их снижение заведомо выражается в получении положительного экономического эффекта. Комплексным решением такой проблемы являются технологии по регенерации на судне тепла уходящих дымовых газов (ДГ).

При работе судов также очень актуальна экологическая проблема обработки уходящих ДГ. Очистка ДГ от вредных токсичных составляющих снижает выбросы от продуктов горения в окружающее пространство, а при концентрации 1 г/м^3 может быть даже рентабельной.

Актуальность исследований. Согласно требованиям Резолюции MEPC.176(58), принятой на 58-й сессии Комитета по защите морской среды (Пересмотренное Приложение VI к Конвенции МАРПОЛ) концентрация вредных выбросов в ДГ контролируется по двум параметрам: взвешенному выбросу окислов азота NOx и окислам серы SOx с твердыми частицами. Величина их численных значений постоянно снижается в разы, а районы контроля выбросов начиная с 2015 г покрывают практически все районы плавания планеты.

Одновременное решение проблемы регенерации остаточного тепла и улучшения состава выбрасываемых судном ДГ ранее не рассматривалась, однако такие исследования согласуются с рядом международных и отечественных нормативных документов. К ним относятся: MARPOL 73/78, “Лондонская конвенция по предотвращению загрязнения моря сбросом отходов и других материалов”, “Женевская конвенция о трансграничном загрязнении воздуха на большие расстояния”, Закони України: “Про Основні засади (стратегію) державної екологічної політики України на період до 2020 року”.

Постановка задачи. Анализ современных судовых технологических схем по регенерации тепла уходящих ДГ указал на их общий недостаток - ни одна из схем в своем технологическом контуре не предусматривает использование системы обработки выбрасываемых в окружающую среду ДГ. При эксплуатации любого судна водного транспорта остаются нерешенными две основные проблемы.

Первая проблема относится к экологическому направлению – судовые ДГ содержат большое количество вредных составляющих, некоторые из которых могут рассматриваться, как токсичные.

Вторая проблема относится к высоким значениям температуры выбрасываемых при работе судна ДГ. Обычно при эксплуатации судна они соответствуют диапазону t = 180 – 290 0С, что заведомо снижает энергетический КПД судна, указывает на нерациональность использования топлива и отрицательно сказывается на рентабельности работы судна во время рейса.

При эксплуатации СЭУ возникающие переменные нагрузки и изменение качества топлива при бункеровке судна в различных портах не позволяют добиться хороших и одинаковых показателей чистоты и температуры выпускаемых ДГ.

Для решения этих проблем в ходе научно-исследовательских работ был сделан вывод о необходимости разработки нового метода охлаждения и очистки уходящих ДГ. В его основу был положен физический принцип фильтрации, т.е. контактное взаимодействие потока ДГ с неподвижной жидкостью внутри рабочей камеры с жесткими и непроницаемыми стенками.

Результаты исследований. Общий вид разработанной конструкции судового узла обработки ДГ показан на рисунке 1. Принцип его работы основан на использовании воды

в качестве фильтрующего материала. Как видно на схеме основной поток ДГ подается по судовому дымоходу 1 в фильтрационную колонну 4, где происходит взаимодействие пузырьков обрабатываемых ДГ с неподвижной водой. Для увеличения времени контактного взаимодействия внутри фильтрационной колонны 4 установлены направляющие пластины 5.

В процессе контакта основных компонент ДГ - диоксидов азота, серы и углерода с водой будут образовываться слабоконцентрированные растворы азотной HNO_3, серной H2SO4 и угольной H2CO3 кислот. За счет этих химических реакций обеспечивается необходимая очистка судовых дымовых газов на выходе из узла обработки с удалением до нормативных требований всех токсичных составляющих (NOx, SOx).

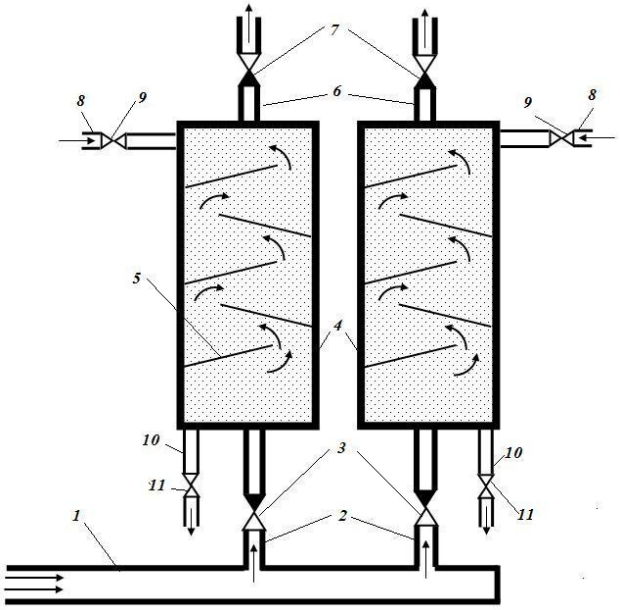


Рисунок 1. Технологическая схема очистки ДГ:
1 – дымовой тракт; 2 – линия отбора уходящих газов; 3 – невозвратный автоматический клапан; 4 – корпус водяной кассеты; 5 – направляющие пластины; 6 – линия отвода очищенных газов; 7 – невозвратный отводной автоматический клапан; 8 – линия подачи воды; 9, 11 – автоматически управляемые вентили; 10 – линия сброса отработанной воды.

Основная направленность выполненных исследований заключалась в оценке возможности снижения концентрации примесей в ДГ и получении данных, характеризующих процесс их очистки.

Процесс фильтрации ДГ при прохождении через водяной фильтр подразумевает непрерывное изменение фазовой концентрации обрабатываемого газового потока. В этом случае имеет место испарение и конденсация воды, а также изменение размеров пузырьков пара при их разрушении или объединении.

В ходе взаимодействия ДГ с водой из-за нелинейных гидродинамических процессов при своем подъеме пузырьки движутся неустойчиво по различным отклоняющимся от вертикали траекториям. Во всей области неподвижной воды присутствует интенсивная циркуляция пузырьков. По этой причине по высоте водяного столба средняя скорость движения ДГ может на порядки отличаться от скорости всплывания одиночного пузырька.

Распространение малых возмущений внутри смеси воды с газовыми пузырьками с достаточной степенью точности описывается приближенной формулой Вуда [2]:

$$\frac{1}{a^2} = \frac{\alpha^2}{a_г^2} + \frac{(1-\alpha)^2}{a_в^2} + \frac{\alpha(1-\alpha)\rho_в}{p} \qquad (1)$$

где a – скорость распространения звука в смеси (индексы г и в соответственно в газе и воде); α – объемная концентрация газа; p – давление.

Согласно уравнению (1), если объемная концентрация ДГ составляет α=1/2, а жидкостью является вода и давление в ней составляет Р =1 бар, то минимальная скорость распространения возмущений будет 20 м/с, что почти в 75 раз меньше скорости звука в чистой воде, равной 1500 м/с и в 1 раз меньше скорости звука в воздухе, равной 340 м/с [3]. При этом рост концентрации ДГ приводит к падению степени влияния возмущений в газожидкостной смеси [2].

Эффективность всплывания пузырьков ДГ достаточно качественно характеризуется параметром эффективного градиента сдвига гидродинамического поля [4]. Он рассчитывается, как

$$G = \sqrt{\frac{Vg}{\nu}} \tag{2}$$

где V – скорость всплывания пузырьков дымовых газов, м/с; g – ускорение сил тяжести, м/с^2; ν - кинематическая вязкость жидкости, м^2/с.

Для оценки основных характеристик движения пузырька газа внутри неподвижной жидкости используется большое число физических и математических моделей [5]. К самым простым относятся модели, базирующиеся на энергетическом балансе такого движения. Так, скорость V и время всплывания газового пузырька t* на высоту h можно найти путем приравнивания работы, совершаемой пузырьком при всплывания к кинетической энергии самого пузырька. В окончательном виде эти параметры были записаны в виде:

$$V = \sqrt{2gh\frac{(\rho_в - \rho_г)}{\rho_в}} \tag{3}$$

$$t^* = \frac{h}{V} \tag{4}$$

Для описания процесса передачи массы от основных компонент ДГ (CO, SOx, NOx) в воду использовалось уравнение, описывающее скорость массопередачи:

$$\frac{\partial m}{\partial t} = J_m S(C_н - C) \tag{5}$$

где: *Jm* - коэффициент массопередачи водяной пленки, м/с; S – суммарная площадь поверхности газовых пузырьков (площадь межфазного контакта), м^2; $C_н$ - концентрация газа при полном насыщении воды, кг/м3; C – текущая концентрация растворенного в жидкости газа, кг/м^3.

Величина коэффициента массопередачи водяной пленки рассчитывалась по формуле Хигби [2]:

$$J_m = 2\sqrt{\frac{DV}{\pi d_п}} \tag{6}$$

где D – средневзвешенное значение коэффициента диффузии основных компонент ДГ в жидкость, м^2/с; V - скорость всплывания пузырька ДГ, м/с; $d_п$ - диаметр пузырька ДГ, м.

В ходе расчетов были получены результаты, показывающие, каким образом во времени изменяется скорость подъема ДГ внутри фильтрационной колонны. Был сделан вывод, что скорость подъема ДГ выходит на свое стационарное состояние через 3 секунды движения газов внутри фильтрационной колонны вне зависимости от скорости их подвода или вязкости получаемой смеси газа с водой. Влияние вязкости проявляется только на начальной стадии подъема от 0,5 до 2 секунд и является существенным только при высоких скоростях подвода.

Была выполнена оценка величины давления внутри пузырьков ДГ при их всплывании в воде. Моделировались два варианта - обычная колонна и фильтрационная колонна с направляющими разделительными пластинами. С точки зрения обработки ДГ эти конструктивные решения отличаются между собой получаемыми размерами пузырьков в верхней части водяного столба. Установлено, что при обычном подъеме объединение пузырьков практически не происходит, а в случае, когда корпус

фильтрационной колонны содержал разделительные пластины, размер пузырьков ДГ изменялся на порядок.

При нахождении величины скорости диффузии в воду NOx компоненты ДГ установлено, что по высоте фильтрационной колонны эта величина изменялась не одинаково. Максимальный отбор токсичной компоненты ДГ наблюдается в нижней части фильтрационной колонны. Начиная с высоты превышающей 0,7 высоты рабочей камеры H диффузия оксидов азота в воду резко падала, а начиная с высоты 0,8H принимала практически нулевые значения. Графическая зависимость показана на рисунке 2.

При проведении экспериментальных исследований было изучено, каким образом изменяется температура ДГ по высоте фильтрационной колонны. Замеры производились в пяти створах, расположенных по высоте рабочей камеры на одинаковых расстояниях. На рисунке 3 показаны полученные результаты в зависимости от величины объемного расхода ДГ. На графике видно, что рост скорости ДГ на входе в фильтрационную колонну приводил к ухудшению процесса отбора тепла. Сокращение времени контактного взаимодействия приводило к уменьшению разности температур ДГ на входе и выходе в установку. Как видно на рисунке 3, изменение скорости всего на 2,123 м/с привело к увеличению температуры на выходе с 90 до 98 °С.

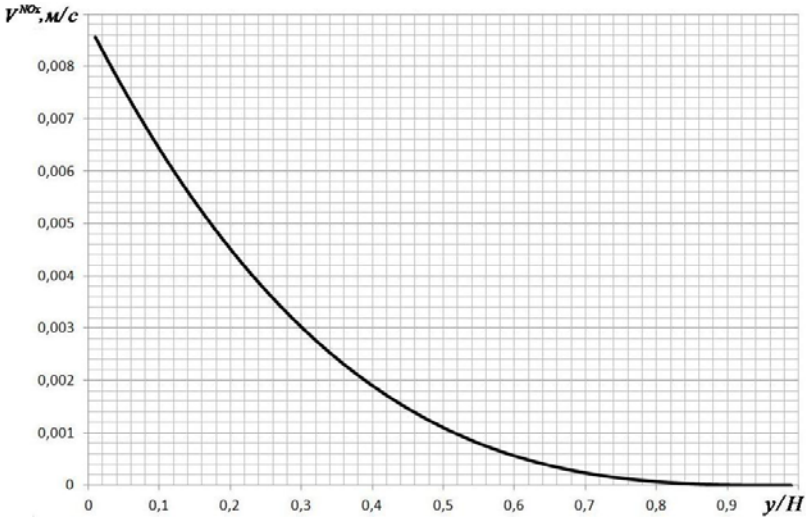


Рисунок 2. Изменение скорости диффузии оксида азота по высоте рабочей камеры

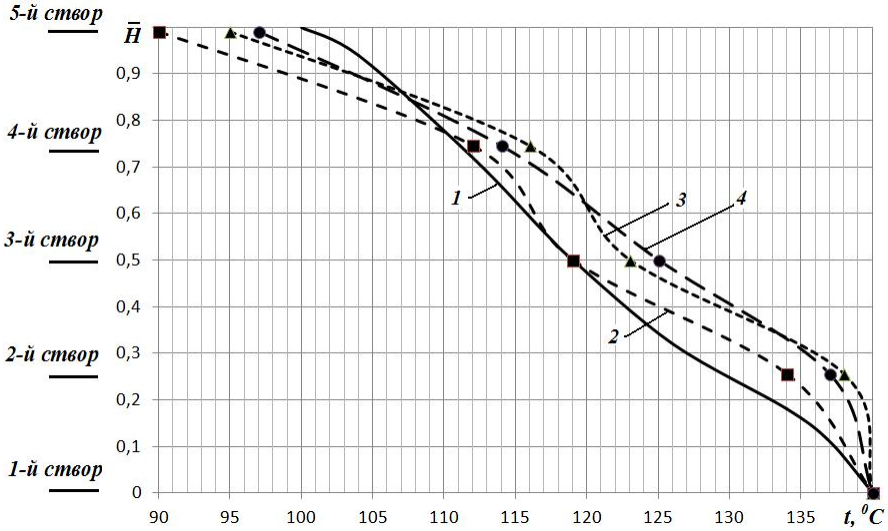


Рисунок 3. Изменение температуры по высоте колонны в зависимости от скорости подачи ДГ. 1-расчет; 2-V = 1,415 м/с; 3-V = 2,739 м/с; 4-V = 3,538 м/с.

На основе результатов проведенных исследований была составлена методика конструкторского расчета узла обработки ДГ. С учетом выведенных на основании теории подобия критериальных зависимостей на ее основе возможно производить пересчет рабочих показателей узла фильтрации ДГ для получения оптимального режима эксплуатации.

Выводы.

1. Анализ методов, используемых для очистки ДГ, показал, что ни один из них в условиях работы судна не позволяет быстро и качественно их обработать. По-прежнему существует необходимость создания технологий, характеризующихся невысокой стоимостью, конструктивной простой и эффективностью очистки выбрасываемых продуктов сгорания.
2. Решением проблемы может быть процесс фильтрации ДГ в судовом узле обработки, работающего на физическом принципе контактного взаимодействия всплывающих в воде газовых пузырьков внутри специально спрофилированной камеры.
3. При эксплуатации любого судна водного транспорта остаются нерешенными две основные проблемы.

Первая проблема относится к экологическому направлению – судовые ДГ содержат большое количество вредных составляющих, некоторые из которых могут рассматриваться, как токсичные.

Вторая проблема относится к высоким значениям температуры выбрасываемых судном ДГ, которые при эксплуатации судна соответствуют диапазону t = 180…290 °С, что заведомо снижает энергетический КПД судна, указывает на нерациональность использования топлива и отрицательно сказывается на рентабельности работы судна во время рейса.

4. Скорость всплывания пузырьков ДГ выходит на свое стационарное значение через 3 секунды движения газов внутри фильтрационной колонны вне зависимости от скорости их подвода или вязкости получаемой смеси газа с водой. Влияние вязкости проявляется только на начальной стадии подъема от 0,5 до 2 секунд и является существенным только при высоких скоростях подвода.
5. Рост скорости ДГ на входе в фильтрационную колонну приводит к ухудшению процесса отбора тепла. Сокращение времени контактного взаимодействия проявляется в уменьшении разности температур ДГ на входе и выходе в установку.

ЛИТЕРАТУРА

1. Международная конвенция MARPOL 73/78.
2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука. – 1973. – 847 с.
3. Электронный справочник по свойствам веществ используемых в теплоэнергетике. ИВТ РАН-МЭИ (технический университет). 2003. – Режим доступа к докум.: http://thermophysics.ru/triptych/modules/Es/Es/.
4. Mario A.R. Talaia. Terminal velocity of a buble rise in a liquid column. World academy of Sience, engineering and technology. N. 28. 2007. 264-268 pp.
5. Н.А.Слезкин. Динамика вязкой несжимаемой жидкости. Гостехиздат. М., 1955, с. 341 – 349.
6. R. M. Davies, G. I. Taylor, “The mechanics of large bubbles rising through liquids in tubes”, Proc. of Roy. Soc., London, 200, Ser. A, pp.375-390, 1950.

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССА СЕПАРАЦИИ СУДОВЫХ ЛЬЯЛЬНЫХ ВОД ПРИ ПОМОЩИ УЛЬТРАЗВУКА

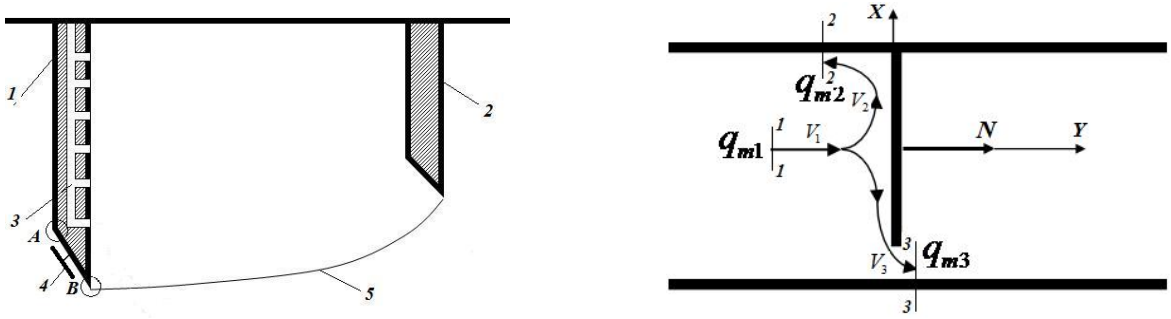
Малахов А.В., Леонов В.В., Старостин С.Н., Бендеберя Ф.А.
Одесский национальный морской университет (Украина)

Введение. Проблема сепарации судовых льяльных вод (СЛВ) является общей для всех судов водного транспорта, поскольку остаточная концентрация примесей в сбрасываемой за борт воде не должна превышать 15 мг/л. При этом до настоящего времени практически отсутствуют надежные методы, позволяющие не только очищать воду, но и получать высококонцентрированные остатки нефтепримесей. Если расматривать экономический аспект проблемы сепарации СЛВ то можно констатировать, что при использовании получаемых в ходе их переработки продуктов нефтехимии достигается экономия сопоставимая с заработной платой экипажа судна. Таким образом, решение этой проблемы может кардинальным образом повлиять на сокращение объемов используемых природных ресурсов и повысить качество контроля за состоянием экологии и биосферы в планетарном масштабе.

Актуальность исследований. С точки зрения практической реализации наиболее перспективным является метод кавитационной сепарации СЛВ. Он основан на использовании принципа холодного кипения потока за счет низкой величины его давления в локально выделенной области пространства рабочей камеры сепарационной установки. Кавитационная каверна из которой отбирается водяной пар может создаваться двумя способами - за счет высокой скорости обрабатываемого потока и за счет принудительного изменения величины давления.

Второй вариант является более перспективным. При идентичных характеристиках используемого судового оборудования для получения кавитационной каверны он позволяет снизить скорость движения обрабатываемого потока, а значит с энергетической точки зрения является более дешевым.

Постановка задачи. В ходе исследований была предложена новая конструкция кавитационного канала, которая показана на рис. 1. Получение кавитации предполагается не только за счет высокой скорости обрабатываемого потока, но и искусственным путем - вдувом воздуха или с использованием ультразвуковых колебаний.



а б

Рисунок 1. Схема кавитационного канала:
а – конструкция, б – расчетная схема, 1, 2 - входная и выходная пластины; 3 – канал для подачи воздуха на вентилляцию каверны; 4 – генератор ультразвуковых колебаний; 5 – граница кавитационной каверны.

Исходя из этих двух механизмов создания каверны, как видно на рис. 1. при использовании режима очистки СЛВ с применением искусственной суперкавитации

стенка входной разделительной пластины 1 может представлять собой одновременно канал для подачи воздуха на вентиляцию каверны или выступать в роли составного элемента для генератора ультразвуковых колебаний 4.

При создании суперкавитации особое значение имеет степень заостренности кромки входной пластины, которая влияет на градиент изменения скорости. Срыв потока с острой грани будет обеспечивать отрицательный профиль эпюры скорости, который согласно данным работы [1] приводит к возникновению мелкомасштабных вихревых образований. Эти мелкодисперсные вихри могут являться источниками зарождения ядер кавитации, а сами ядра кавитации будут четко локализованы в необходимой для процесса сепарации области рабочего канала.

В силу новизны предложенного конструктивного решения многие вопросы его практической реализации остаются по-прежнему не исследованными. В основном они связаны с созданием и поддержанием на устойчивом уровне границ суперкавитационной каверны при наименьших затратах энергии, как на создание ультразвукового поля, так и на поддержание высоких значений скорости движения обрабатываемого потока. Дополнительную сложность добавляет процесс отбора сепарируемого водяного насыщенного пара из каверны в силу которого ее динамическое поведение всегда характеризуется нестационарным характером.

В качестве наиболее рационального решения в ходе предварительных исследований был рассмотрен комбинированный способ создания и управления границами сепаркавитационной каверны. На первоначальной стадии использование ультразвукового источника волн пониженного давления приведет к получению первой стадии кавитации, а дальнейшая вентилляция каверны позволит вывести ее на режим суперкавитации.

При таком подходе основная задача исследовательских работ заключалась в получении данных указывающих на зависимость рабочих характеристик сепаратора СЛВ от динамических параметров обрабатываемого потока, а также в оценке величины устойчивости при параметрических колебаниях гибких трубопроводов, используемых в сепарационной установке.

Результаты исследований. Анализ получаемой внутри рабочей камеры сепаратора зоны суперкавитационной каверны осуществлялся теоретическим и экспериментальным путем. Верхняя скоростная граница была установлена равной числу кавитации Ω=2, а сама кавитация создавалась искусственно. Преимущество искусственного управления границами кавитационной каверны при обработке СЛВ наглядно демонстрируется экспериментальным графиком, показанным на рис. 2. На нем видно, что при переходе на меньшие скорости (с ростом числа кавитации) входа потока в сепаратор величина давления парообразования повышается. Приведенные экспериментальные результаты были получены для потока воды, движущегося в цилиндрическом трубопроводе при температуре 60 °С.

В ходе теоретических исследований была выполнена оценка силы взаимодействия потока со входной пластиной рабочей камеры кавитатора. При рассмотрении динамического баланса сил, действующих на разделительную пластину две составляющие динамической реакции потока были записаны в виде:

$$N_Y = N = q_{m1}V_1, \tag{1}$$

$$N_X = 0 = q_{m1}V_1 - q_{m2}V_2 Sin180 + q_{m3}V_3. \tag{2}$$

Для значений скорости потока на входе и внутри кавитатора равных 10 м/с, площади проходного сечения на входе в рабочую зону равной 0,0001 м^2, массовом расходе в сечении 1-1 (см. рис. 1б) q_{m1}=1 кг/с и связи между парциальными массовыми расходами равной q_{m2}= 0.001q_{m3} в первом приближении была найдена сила давления

потока на острую кромку входной пластины. В ее самой крайней точке (точка В на рис. 1а) она составила N=14,135 Н.

Поскольку жесткость углеродистой стали марки Ст2 при изгибе, задаваемом статической нагрузкой составляет 8…14 кН [2] полученный результат позволяет сделать вывод, что при обработке потока СЛВ материал стенки входной разделительной пластины с установленным генератором ультразвуковых колебаний со стороны сепарируемого потока не будет испытывать деформационное или разрушающее напряжение.

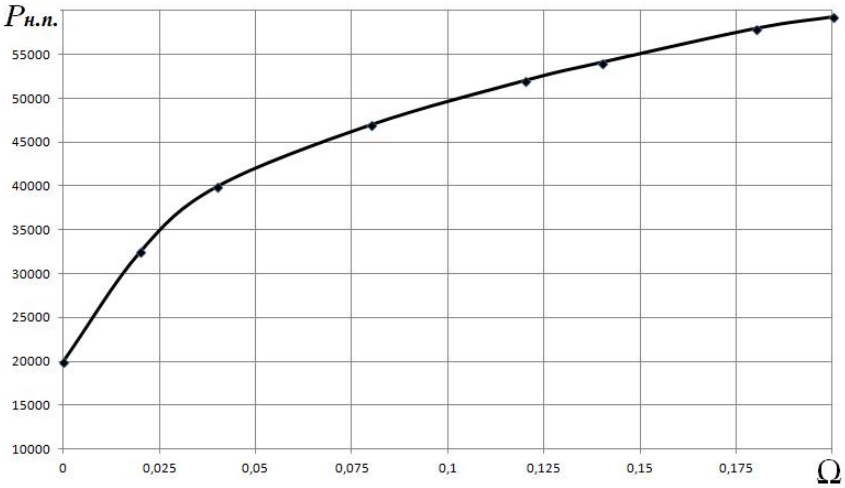


Рисунок 2. Зависимость давления кипения от числа кавитации

В ходе теоретических исследований были выполнены численные расчеты по нахождению зон неустойчивости работы гибких трубопроводов, входящих в состав сепарационной установки. На рисунке 3 показана полученная область неустойчивости. Расчет производился для трех случаев параметрических колебаний. На графике безразмерные коэффициенты n_2, n_3, n_4 соответствуют изменению статических и динамических нагрузок(усилий) в различных плоскостях смещения гибкого трубопровода.

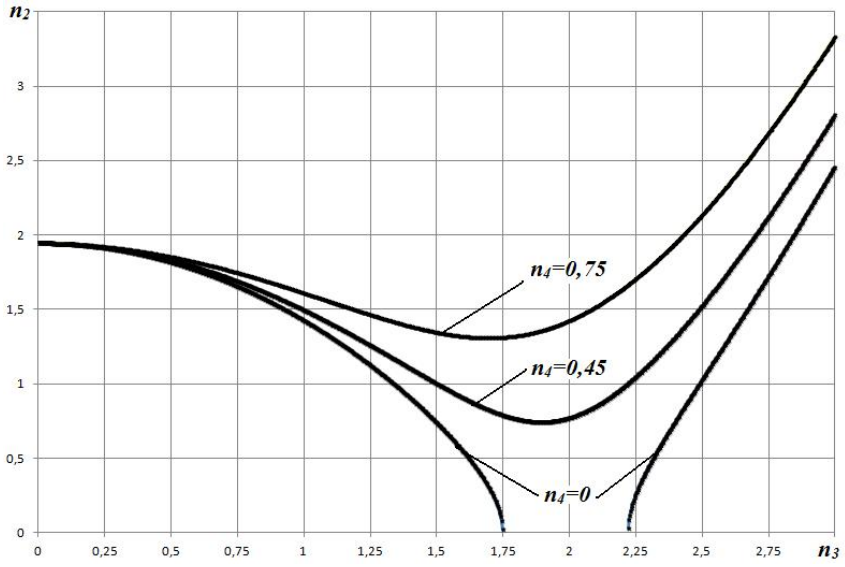


Рисунок 3. Область неустойчивости эксплуатационных характеристик гибкого трубопровода при параметрических колебаниях

Как видно из рис. 3, изменение частоты свободных колебаний в большую сторону приводит к увеличению зависимости рабочих характеристик гибкого трубопровода от прилагаемых нагрузок со стороны гидродинамических сил. Область неустойчивости расширяется и, как видно на рисунке, ее внешними границами будут являться левая и правая ветки режима n_4=0. Другими словами все динамические нагрузки на гибкий трубопровод, которые находятся вне области ограниченной кривыми n4=0, будут нарастающими, что неизменно выразится в разгерметизации сепарационной установки и остановке процесса очистки СЛВ.

В ходе исследований была также выполнена оценка влияния состава потока СЛВ на гидродинамические характеристики кавитационной каверны. Она производилась с помощью величины скорости распространения звука [1], которая в обычной чистой воде приблизительно равна 1450 м/с. При наличии воздуха этот показатель резко уменьшается. Для изотермического движения потока окончательное значение распространения скорости звука в СЛВ при сепарации было записано в виде:

$$c = \sqrt{M_в k} + \frac{(1 - M_в)p}{\rho_{воды}\sqrt{M_в k}} \qquad (3)$$

где $M_в$ - масса воздуха в единице объема судовых льяльных вод; $k=RT$, R - универсальная газовая постоянная; T - абсолютная температура; p - давление; $\rho_{воды}$ - плотность воды;

При численных значениях: массы воздуха в единице объема СЛВ равной $M_в=10^{-4}$, абсолютной температуре T=293 К, давлении p=405468 Па (4 атм), удельной газовой постоянной для сухого воздуха R=287 $\frac{Дж}{кгК}$ выражение (3) дает оценку распространения скорости звука в судовых льяльных водах равную c=139 м/с. Полученная величина в десять раз меньше аналогичного параметра для однофазного потока чистой воды.

Выводы.

1. Методы сепарации СЛВ, позволяющие выделять в ходе обработки не только воду, но и высококонцентрированные остатки нефтепродуктов, в настоящее время отсутствуют. Единственной альтернативой может выступать гидродинамический метод сепарации с использованием процесса управляемой искусственной кавитации.

2. Сравнение величины жесткости углеродистой стали марки Ст2 при изгибе, задаваемом статической нагрузкой с полученным расчетным значением нагрузки потока на конструктивные элементы рабочей камеры кавитационного канала показало, что при обработке потока СЛВ материал стенки входной разделительной пластины с установленным генератором ультразвуковых колебаний со стороны сепарируемого потока не будет испытывать деформационное или разрушающее напряжение.

3. Изменение частоты свободных колебаний в большую сторону приводит к увеличению зависимости рабочих характеристик гибкого трубопровода от прилагаемых нагрузок со стороны гидродинамических сил.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ньюмен Дж. Морская гидродинамика: Пер. с англ. - Л.: Судостроение, 1985 - 368 с.

2. Горский А. И., Иванов-Емин Е. Б., Кареновский А. И. Определение допускаемых напряжений при расчетах на прочность. НИИмаш, М., 1974.

3. И.Т.Егоров, Ю.М.Садовников, И.И.Исаев, М.А.Басин. Искусственная кавитация. Изд-во ”Судостроение”. Ленинград. 1971. 280 с.

СУДОВЫЕ СИСТЕМЫ ГИДРОРАЗМЫВА СЫПУЧИХ ГРУЗОВ

Малахов А.В., Маслов И.З., Колегаев М.А., Зуев С.В.
Одесская национальная морская академия (Украина)

Введение. Скорость и стоимостные показатели добычи или перевалки сыпучих грузов (грунт, песок и т.д.) напрямую определяется судовыми технологиями, которые используются при их отделении от основного уплотненного слоя. Чаще всего эта проблема возникает на судах дноуглубительного флота.

Спекание грунта, грунтовые пробки внутри грунтопроводов или залипание грунта на стенках трюма часто требуют от экипажа проведение дополнительных операций. Качество реализации этих операций определяется техническим состояниям судна. Модернизация используемых технологий транспортирования и перегрузки грунта при своем правильном использовании может привести к снижению простоев судна при вывалке грунта и позволит выгружать весь перевезенный объем без балластных остатков.

Актуальность исследований. Проблема повышения качества работы судов дноуглубительного флота является очень актуальной. Для территории Украины, с общей протяженностью береговой линии 2835 км, морской границы 1355 км и длиной водных путей 71139 км добыча илистых и песчаных грунтов является отдельным направлением.

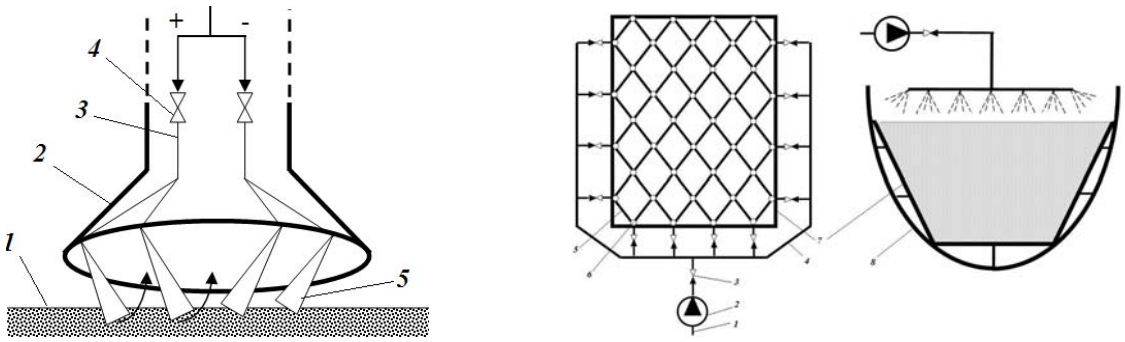
Постановка задачи. Направленность исследований импульсной системы, используемой для добычи со дна разрабатываемого участка или выгрузки грунта из трюма судна должна обеспечивать непрерывную реализацию циклического процесса ”размыв – отбор грунта – транспортирование”. Приоритетным направлением в ходе технического решения этой проблемы должно выступать создание таких устройств, которые повысят эксплуатационные показатели работы судна без изменения его конструкции. Эти технологии должны быть направлены на модернизацию отдельных технологических узлов судна. Одними из таких узлов являются участки грунтозабора со дна разрабатываемой траншеи, при добыче грунта, и из трюма при его выгрузке на место складирования.

На стадии предварительных исследований было предложено использовать гидродинамическую импульсную систему разрушения поверхностного слоя грунта. Принцип ее работы основан на создании вблизи слоя грунта волн ударного давления. При использовании этих волн, вызываемых при помощи запорно-регулировочной аппаратуры [1], возможно создавать чередующиеся гидроудары о поверхность разрабатываемого грунта. При этом предлагается использовать противоположную направленность углов атаки струй, возникающих от импульсных скачков давления.

Получение зависимости конструктивных параметров предлагаемой системы от динамических характеристик обрабатываемого потока грунта с водой является основной задачей исследований. При этом все получаемые данные должны соответствовать широкому диапазону физических свойств транспортируемого многофазного потока (вязкости, плотности, консистенции жидкой и твердой фаз и т.п.).

Результаты исследований. В ходе проведения научно-исследовательских работ были разработаны два варианта системы гидравлического размыва. Они показаны на рисунке 1. Первая схема - рис.1а должна использоваться в случае добычи грунта, а вторая – рис. 1б является технологически более сложной и предназначена для операций по выгрузке грунта из трюма судна.

Анализ обоих вариантов показывает, что при помощи автоматически управляемых клапанов возможно создавать гидроудары в двух и более линиях подачи воды на размыв грунта. Попеременно чередующиеся волны ударного давления (на рис.1а обозначены, как ”+” и”–”) создаются за счет мгновенного открытия клапана наборами сопловых насадок, попеременно соединяемых с линией подачи рабочей жидкости.



а б

Рисунок 1. Схема импульсной системы гидроразмыва грунта
а: 1 – грунт; 2 – грунтозаборник; 3 –линия подачи волн импульсного давления на сопловую насадку; 4 – запорно-регулировочная арматура; 5 – волна импульсного давления
б: 1 – питательный трубопровод; 2 – насос; 3 – электромагнитный управляемый клапан; 4 – контурный трубопровод; 5 – размывочный трубопровод; 6 – размывочное отверстие; 7 – трюм; 8 – корпус судна.

В случае использования разработанной системы в операциях по выгрузке грунта из трюма судна ее максимальный габарит должен соответствовать площади дна трюма. В этом случае как видно на рис. 1б вода, подается при помощи насоса 2 в размывочные трубопроводы 5. За счет давления, создаваемого в системе, вода, через размывочные отверстия 6 попадает на поверхность грунта в трюме в виде направленных струй. При этом за счет автоматизации процесса подачи воды каждый из участков сложного трубопровода 5 может быть отключен. Такое отключение возможно за счет работы автоматически управляемых электромагнитных клапанов 3.

В предлагаемых двух вариантах импульсной системы гидроразмыва предполагается использование прямого гидравлического удара при котором время закрытия клапана всегда будет меньше фазы гидравлического удара. Несжимаемость жидкости будет обеспечивать практическое полное отсутствие запаздывания ударной волны даже в тех случаях, когда изменение настройки гидравлической системы будет происходить непосредственно в ходе эксплуатации судна или системы.

С точки зрения надежности работы системы гидроразмыва важное значение имеет конструкция клапанов, которые используются для создания волн ударного давления. Достаточно полных обзор существующих конструкций клапанов изложен в работе [2]. Согласно представленным материалам исследований наиболее подходящими для рассматриваемой системы гидроразмыва конструкциями клапанов могут быть пулнжерные и грузовые. В силу конструктивных особенностей и более высокой надежности плунжерные являются более предпочтительными.

Стартовое давление, которое должна развивать система размыва грунта будет всегда соответствовать данным о величине нормативного давления на основания из песчаных грунтов [3]. Эти цифры приведены в таблице 1 и их анализ показывает, что система гидроразмыва не должна обладать высоким давлением выходной струи.

Максимальное нормативное давление составляет всего 0,45 МПа. Если учитывать гидростатическое давление столба жидкости, то при проведении дноуглубительных работ эта цифра увеличится не более чем в 2…3 раза, а при работах, связанных с вывалкой грунта из трюма останется неизменной.

Одним из основных элементов системы гидроразмыва являются сопловые насадки. При их расчете главным является определение площади выпускных сечений при заданных расходе и давлениях перед и за сопловыми насадками. В этом случае давление за

сопловыми насадками можно принимать равным гидростатическому напору над точкой забора грунта. В случае, если у поверхности дна присутствует сильное течение, то в зависимости от его направления необходимо к гидростатическому напору добавлять скоростной напор, рассчитываемый по формулам гидравлики открытых русел.

Таблица 1. Нормативные давления на основания из песчаных грунтов, МПа. [3]

Вид грунта	Плотный грунт	Грунт средней плотности
Глинистый грунт	0,25	-
Пески гравелистые и крупные	0,45	0,35
Пески средней крупности	0,35	0,25
Пески мелкие	0,25	0,15
Пески пылеватые	0,25	0,2

В первом приближении в зависимости от величины входного и выходного давлений диаметр сопла можно рассчитать с использованием стандартных формул для истечения несжимаемых жидкостей из насадков [4-5].

Так массовый расход через сопло определяется как

$$Q_m = \varepsilon S_{вых} \sqrt{2g\rho(P - P_{вых})} \tag{1}$$

где $S_{вых}$ – площадь выходного сечения сопла; ε – коэффициент расхода; P – давление потока на входе в сопло; $P_{вых}$ – абсолютное давление на выходе из сопла.

Из (1) легко получить необходимую площадь и соответственно диаметр насадки

$$S_{вых} = \frac{Q_m}{\varepsilon\sqrt{2g\rho(P - P_{вых})}} = 0{,}226\frac{Q_m}{\varepsilon\sqrt{\rho(P - P_{вых})}} \tag{2}$$

Выводы.

1. Современные механические или пневматические системы, работающие на принципе электропитания и на электроуправлении не способны по своим показателям скорости изменения ударной нагрузки быть сопоставимыми с гидравлическими системами размыва.

2. Разработанная импульсная система размыва грунта за счет волн ударного давления характеризуется высокой надежностью поскольку несжимаемость жидкости обеспечивает практическое полное отсутствие запаздывания ударной волны даже в тех случаях, когда изменение настройки гидравлической системы происходит непосредственно в ходе эксплуатации судна или системы.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. П. Темный. Гидравлические регуляторы. М.-Л., Изд-во ”Энергия”. 1966. 144 с.

2. Т. Ф. Кондратьева. Предохранительные клапаны. Л., - Машиностроение. 1976. 232 с.

3. Michael H. de Freitas. Withdrawal of Support by Surface Excavations. Engineering Geology. 2009, pp 247-294.

4. Башта Т.М., Руднев С.С. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М. - Машиностроение. 1982. 423 с.

5. Гейер В.Г., Дулин В.С., Заря А.Н. Гидравлика и гидропривод: Учеб для вузов. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Недра, 1991.

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ДВИГАТЕЛЯ С ВИНТО-РУЛЕВОЙ КОЛОНКОЙ

Пучков О. С.
Одесский национальный морской университет (Украина)

Поворотные винто-рулевые колонки (ВРК), работающие в качестве движительно-рулевого комплекса (ДРК), на современных судах характеризуются повышенной управляемостью, по сравнению с традиционными пропульсивными комплексами. Применение таких ДРК позволяет одновременно менять упор и направление движения судна.

Особенностью работы ДРК с ВРК является характерное взаимодействие движителя и двигателя [1]. При выполнении разворота ВРК обтекается потоком жидкости под углом к ее оси. Гидродинамические характеристики гребного винта (ГВ) будут меняться в зависимости от угла поворота колонки.

Для проведения научно – исследовательских работ по изучению работы ГВ при углах натекания $0 \le \alpha \le 360°$ в опытовом бассейне кафедры «Теория и проектирование корабля им. проф. Ю.Л. Воробьева» ОНМУ была разработана экспериментальная установка [2]. Исследования работы ГВ могут проводиться в неподвижном и подвижном состояниях с любым углом набегания потока жидкости. Принципиальная схема разработанной экспериментальной установки изображена на рис. 1.

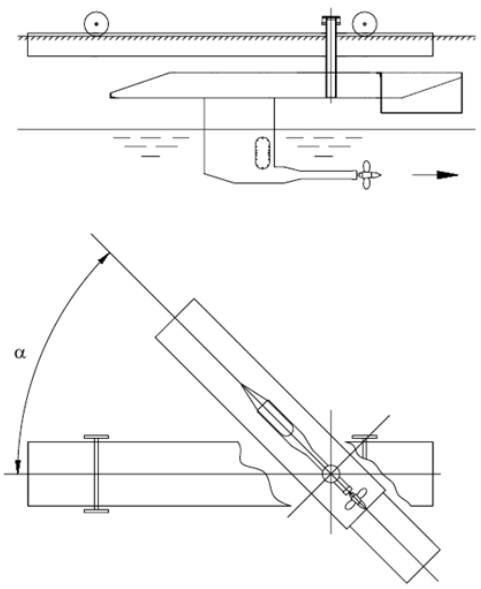


Рисунок 1. Экспериментальная установка для изучения работы гребного винта в косом потоке

Установка позволяет в режиме реального времени фиксировать ряд параметров. К силовым относятся – упор и момент ГВ, а к кинематическим – скорость движения буксировочной тележки с моделью ВРК и частота вращения ГВ.

Для качественного функционирования экспериментального стенда была разработана беспроводная система передачи и обработки данных. Измерительная система реализована в новой аппаратной и программной частях. Аппаратная часть состоит из тензорезисторных и магнитоуправляемых датчиков, аналого-цифрового преобразователя СИМ-А04.13 и ПЭВМ. Программная часть состоит из блока записи и обработки данных по разработанному программному обеспечению «Цифровая тензостанция». Интерфейс программы показан на рисунке 2.

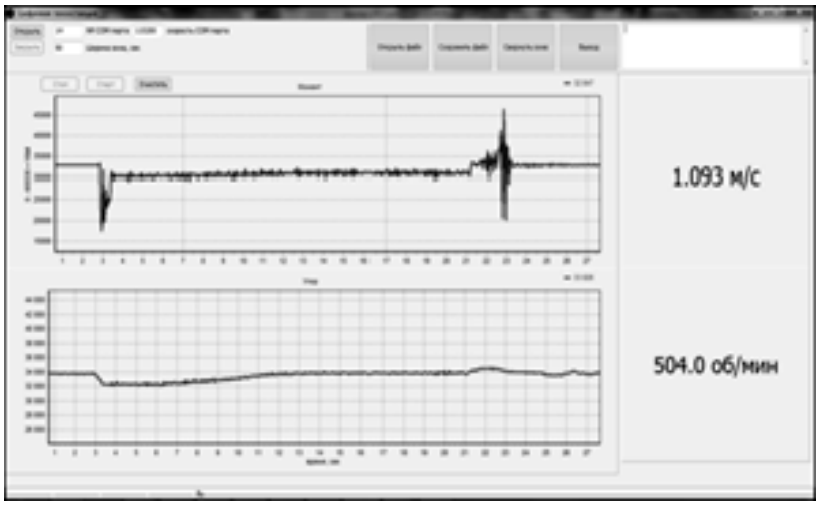


Рисунок 2. Интерфейс программы «Цифровая тензостанция»

Испытания модели ГВ в свободной воде проводились в диапазоне от -90º до 90º с шагом 5º. Скорость движения буксировочной тележки варьировалась от 0 до 1,5 м/с. Изменение угла атаки и направление действия основных сил, действующих со стороны потока на винт, показаны на рисунке 3.

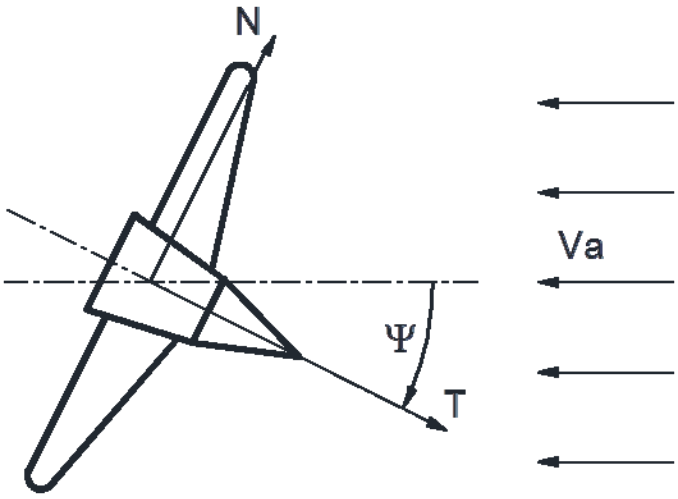


Рисунок 3. Схема обтекания гребного винта косым потоком

Результаты экспериментального исследования работы гребного винта с различными углами натекания потока жидкости представлены в традиционной безразмерной форме, с использованием следующих формул:

$$\lambda_p = \frac{V_p}{nD}, \tag{1}$$

$$K_1 = \frac{T}{\rho n^2 D^4}, \tag{2}$$

$$K_2 = \frac{M}{\rho n^2 D^5}, \tag{3}$$

где, Vp – скорость потока в диске винта, n – обороты гребного винта, T – упор гребного винта, M – момент гребного винта, ρ – плотность жидкости.

На рис. 4, показана полученная экспериментальным путем зависимость коэффициентов упора от угла поворота ГВ.

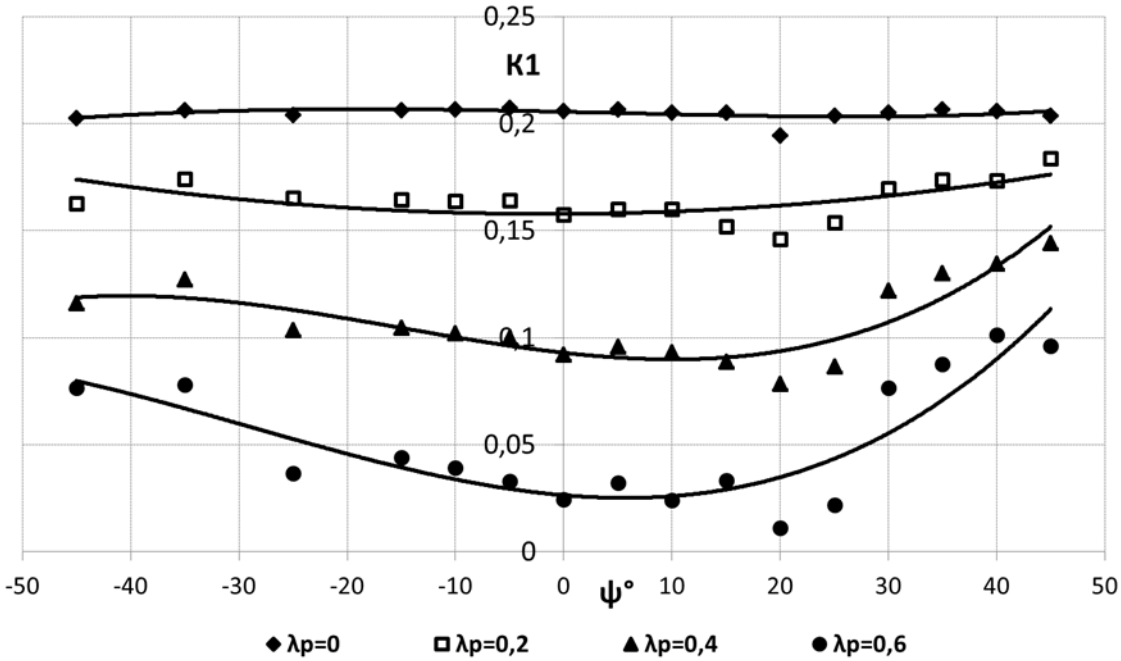


Рисунок 4. Зависимость коэффициентов упора от угла скоса потока (-45° ÷ 45°)

На основании результатов выполненных исследований [3] был сделан вывод о том, что, во время поворота ВРК будут меняться гидродинамические характеристики ГВ в зависимости от угла поворота колонки. Такое изменение приводит сначала к увеличению значений упора ГВ по сравнению с упором в осевом потоке, а затем к уменьшению. Увеличение угла поворота сопровождается увеличением момента на валу ГВ, что сказывается на его «гидродинамическом утяжелении», идентичным эффекту присоединенных масс. Это явление негативно сказывается на работе двигателя, поскольку в конечном итоге приводит к завышению требований к запасу мощности или снижению частоты вращения ГВ.

Выводы.

1. Разработана экспериментальная установка для изучения работы ВРК;
2. Во время поворота ВРК изменяются практически все гидродинамические характеристики ГВ. Определяющим параметром в таком изменении является угол поворота колонки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Колесник Д.В. Влияние скоса потока на гидродинамические характеристики судовых винторулевых колонок [Текст] // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 15. – Одесса: ОНМА. – С. 32-36.
2. Пучков О.С. Экспериментальная установка для исследования гидродинамики винто-рулевой колонки [Текст] // Вістник ОНМУ: збірник наукових праць - 2009. – Вып. 28. - Одеса: ОНМУ. - С. 51-53.
3. Пучков О. С. Экспериментальное исследование работы гребного винта в косом потоке [Текст] // Проблеми техніки: Науково-виробничий журнал. – 2013. - №3 – С. 125-132.

ЗМІСТ

ВСТУП……..... 3

ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ТРАНСПОРТІ……. 4

Акимов А.В. Определение толщины слоя загрязнений на низкотемпературных поверхностях нагрева судовых котлов при сжигании водотопливных эмульсий….. 5

Варбанец Р.А., Ивановский В.Г., Кучеренко Ю.Н., Головань А.И., Александровская Н.И. Анализ метода устранения «утечки» спектра при диагностике систем турбонаддува судовых дизелей……. 9

Бойко М.О., Савчук В.П. Вибір оптимального режиму роботи системи циліндрового мащення під час зміни сорту палива……..…… 12

Гнатов А.В. Шиндерук С.А. Расчет возбуждаемых усилий универсальным инструментом магнитно-импульсной рихтовки…….. 18

Голиков С.П, Сметюх Н.П., Скидан О.С. Проблемы и задачи автоматизации тралового лова……. 23

Груздев В.В. Принципы формирования отказов судовых технических средств…… 28

Гусев В.Н., Селиванов С.Е., Евдокимова В.А. Измерение шума в машинном отделении судна…….. 33

Данилюк О.А., Данилюк І.М. Автоматизація процесу сушіння та грануляції амофосної пульпи……. 36

Єнчев С.В., Таку С.О. Формування нейромережевої моделі гвинтовентилятора двигуна Д-27……. 39

Єнчев С.В., Товкач С.С. Моделювання зносу вузлів ГТД з використанням вейвлет-перетворення нейронечіткої мережі…… 42

Жуковицкий И.В., Егоров О.И. Идентификация подвижных единиц на железнодорожном транспорте…… 45

Исаев Е.А., Дощенко Г.Г., Симаненков А.Л. Об одном методе диагностики работы главного двигателя судна в процессе его эксплуатации…… 47

Кривошапов С.И. Алгоритм расчета базовой нормы расхода топлива транспортных машин…….. 48

Матвеев В.В. Особенности применения поверхностно-активных веществ при химической обработке топлив на судне……... 53

Онищенко В.В. Градуировка (определение вместимости) топливных танков судов с учётом особенностей их конструкции и изменения осадки судна..……... 56

Свешников В.В. Общий подход к эффективности функционирования механических систем кораблей и судов……... 58

Степкова В.В., Кулинич В.Г. Целесообразность внедрения некоторых инноваций в торговом флоте и проблемы при их использовании…… 64

Худяков И.В. Индицирование рабочих процессов ДВС с помощью волоконно-оптических систем измерений…… 66

ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, НАДІЙНОСТІ ТА БЕЗПЕКИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ТРАНСПОРТІ…….. 68
Агєєв М.С. Особливості застосування газоподібних паливних елементів в суднових енергетичних установках……. 69
Акімов О.В. Використання теплоти конденсації пари в димових газах енергетичних установок……..... 74
Бадищук В.І., Чихіра І.В., Голотенко О.С. Використання методів теорії автоматизованого управління для прогнозування властивостей епоксикомпозитів……... 78
Богданов А.В., Погорлецкий Д.С. Установка для иследования влияния магнитного поля на процесс горения органических топлив……. 80
Букетов А.В., Браїло М.В., Красненький В.М. Дослідження впливу твердників у комплексі на фізико-механічні властивості епоксидної матриці…….. 83
Букетов А.В., Кравцова Л.В., Пирог А.П. Решение задач анализа и прогнозирования состояний эпокомпозитного материала под воздействием статической нагрузки при эксплуатации СЭУ……..... 87
Букетов А.В., Сапронов О.О., Алексенко В.Л., Яцюк В.М. Дослідження впливу нанодисперсного алмазу на властивості нанокомпозитів…….. 89
Букетов А.В., Скирденко В.О. Вплив природи і вмісту наповнювачів на адгезійну та когезійну міцність епоксидних композитів…….. 92
Букетова Н.Н., Шоркин В.С., Долгов М.А., Бесов А.В. Исследование поведения эпоксикомпозитов при ударном нагружении…….. 94
Вороненко С.А., Ищенко И.М. Выбор системы охлаждения электрических машин комбинированных турбокомпрессорных агрегатов наддува……..... 97
Голотенко О.С., Карташов В.В., Золотий Р.З. Вплив надвисокочастотної обробки на адгезійні характеристики захисних епоксикомпозитних покриттів……. 100
Добротвор І.Г., Стухляк П.Д. Технологія диспергування мінеральних наповнювачів епоксидних композитів із впливом низьких температур……. 102
Карташов В. В., Голотенко О. С. Дослідження залишкових напружень епоксикомпозитних матеріалів сформованих при підвищеній температурі в присутності феромагнітного наповнювача……. 106
Кашицький В.П., Савчук П.П., Садова О.Л., Давидюк О.І. Дослідження інтенсивності зношування мультинаповнених епоксикомпозитів триботехнічного призначення…… 108
Коробко В.В., Московко О.О. Особливості запуску термоакустичних двигунів за умов використання низькопотенційних джерел теплової енергі…….. 111
Лебеденко Ю.О., Омельчук А.А, Тимофеєв К.В. Керування складними електромеханічними системами зі змінним моментом інерції……. 115
Левицький В.В., Тотосько О.В. Дослідження адгезійної міцності у модифікованих епоксидних композитах…… 118
Литвин С.М., Манзюк В.М., Данильченко О.В. Економічні та технічні аспекти застосування генераторного газу в якості моторного палива для поршневих двигунів……. 120
Ляшенко Б. А., Букетов А. В., Рутковский А. В., Кумуржи А. Ю. Повышение ресурса деталей судовых энергетических установок путем применения ионно-плазменного термоциклического азотирования…….…….. 123
Маткова А.В., Матвійчук С.М. Дослідження причин зниження надійності робочих лопаток ГТД в процесі їх експлуатації……. 129

Погорлецкий Д.С.,Малыгин Б.В., Галкин С.А., Тыцьков А.И. Разработка опытного образца установки для магнитно-импульсной обработки углеводородных топлив на транспорте……. 132
Прилепский Ю.В., Грицук И.В. Использование энергии реостатных испытаний двс за счет системы комплексной рекуперации энергии…….. 135
Савчук В.П., Скрипка Г.Л., Ганжа І.О. Використання методів математичної статистики при дослідження якості відновлення колінчастих валів суднових двигунів внутрішнього згоряння……. 140
Свешников В. В., Мосейчук Ю. П. Общие современные подходы к живучести небольших кораблей…….. 144
Селиванов С.Е., Тригуб С.Н., Корзун В.В., Семенов В.Г. Использования в дизельных двигателях растительных масел и топлив на их основе……..… 148
Стадник І., Дзяна О. Узагальнений підхід до оцінювання надійності технологічного обладнання у суднобудуванні……... 153
Стрелковская Л.А. Автоматизированная интеллектуальная система поддержки принятия решений при прогнозировании показателей надежности судовых дизельных установок……. 155
Стухляк П.Д., Митник М.М., Мороз К.М. Вплив наночасток на теплостійкість епоксикомпозитів…….. 158
Ткач М. Р., Тімошевський Б. Г., Галинкін Ю. М. Експериментальне дослідження гідридного реактору для утилізації тепла малообертових двигунів внутрішнього згоряння…….. 160
Тотосько О.В., Левицький В.В. Дослідження залишкових напружень у модифікованих епоксидних композитах…….……. 162
Чередниченко А.К., Ткач М.Р. Диапазоны применимости промежуточных теплоносителей при термохимической конверсии углеводородных топлив……..…. 164
Чихіра І.В., Бадищук В.І., Байсарович І.М. Використання компютерно-інтегрованих технологій для оцінки характеристик структури епоксидних композитів…… 166
Шпаковский В.В. Кравченко С.А, Олейник А.К., Карягин И.Н. Повышение надёжности работы пары коленчатый вал – вкладыш двигателей типа Д100 путём применения новых технологий……. 168
Ярема І.Т., Колибаб'юк П.В., Наконечний Ю.І., Антонов А.М., Бутковська Л.С. Кінетика водопоглинання поліамідних зразків різної товщини та його вплив на величину модуля пружності ……..……. 172

РОБОЧІ ПРОЦЕСИ, ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ ТРАНСПОРТНОГО І ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ……. 173
Бабій М.В., Проценко В.О., Настасенко В.О. Визначення сили закріплення багатогранної непереточуваної пластини при бічній її установці у збірному відрізному різці……..…… 174
Бычкова К.Н. Регулирование и оптимизация толщины и равномерности клеевой прослойки в неразъемных соединениях……... 178
Кухтов В. Г., Лысенко С. В., Самарин А.Е. Расчетные исследования нагрузок клиноременного вариатора……..... 184
Луців І.В., Волошин В.Н., Буховець В.М. Моделювання втулкових елементів затиску та динамічної стійкості складових самоналагоджувального оснащення для багатолезової обробки…… 190

Проценко В.О. Аналіз причин руйнування муфти насосного агрегату рульової машини…….. 195
Проценко В.О., Авраменко О.М. Перспективи розвитку пристроїв, що виключають падіння вантажу при обриві канату……. 201
Проценко В.О., Клементьєва О.Ю. Перспективи застосування стиснутих канатів у кранових буферах……. 205
Савків В.Б., Проць Я.І., Скочиляс В.В., Федорів П.С. Дослідження силових характеристик струминних захоплювальних пристроїв з різними формами активної поверхні за допомогою числового моделювання…… 208
Савчук В.П. Чисельні розрахунки впливу зміни геометричної осі рамової шийки колінчастого вала на напружено-деформований стан тонкостінних рамових підшипників малообертових дизелів……..... 212
Самарін О. Є. Лабораторне дослідження роботи гідроциліндрів обертового типу… 217
Стухляк П.Д., Ляшук О.Л., Золотий Р.З., Ярема І.Т. Дослідження роботи гнучкого канатного транспортера при транспортуванні сипких матеріалів по криволінійній трасі 221
Троцан Г.Н. Перспективы исследования высокопрочных Al-Zn-Mg-Cu-сплавов…. 224
Шарко А.В., Погребняк И.Ф. Об оптимизации процедуры двухступенчатого контроля прочностных свойств стали…….. 227

ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ ТА ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ, ЙОГО ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ…….. 230
Алексеев А.В., Богданов В.А., Радин В.К., Гнатов А.В. Возможности автоматизации процесса изменения геометрической формы металлических заготовок воздействием серией мощных импульсов магнитного поля……... 231
Барбашова М.В. Преимущества способов бесконтактного измерения удельной электропроводности…… 233
Богданов В.А., Алексеев А.В., Радин В.К., Гнатов А.В. Использование датчиков величины деформации металлических заготовок под воздействием мощных импульсов магнитного поля ……..... 238
Исаев Е.А., Завальнюк О.П., Шумиский И.И. Представление электропривода насоса вязких жидкостей как двух массовой электромеханической системы……. 241
Ищенко И.М., Черненко В.В. Валогенераторная установка комбинированного пропульсивного комплекса с дифференциальным асинхронно-синхронным агрегатом 244
Копп В.Я., Балакин А.И., Чуйко Е.А., Заморенов М.В. Информационная оценка необходимого числа измерений на основе энтропии…… 247
Малигін Б.В., Котило О.В., Погорлецький Д.С., Тицьков О.І. Перспективи використання нейронних мереж в автоматизації обладнання насосних комплексів……...……... 250
Пастух О.А. Передача сигналу по квантовому каналу зв'язку……...…… 253
Пелевін Л.Є., Горбатюк Є.В. Проведення експериментальних досліджень робочих органів скребкового грунтоприбирача траншейних безківшових екскаваторів……... 254
Скатков А.В., Воронин Д.Ю. Обеспечение информационной безопасности программно-управляемых транспортных средств ……...…… 259

ПРОБЛЕМИ ТА ОСОБЛИВОСТІ ВИРОБНИЦТВА ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ…… 263

Литвин С.М., Швець І.А., Манзюк В.М., Данильченко А.В. Дослідження впливу ступеня стиску та фаз газорозподілу на паливну економічність газового двигуна…. 264

Наговский Д.А. Проблемы управления качеством гранулообразования при гранулировании рыбной муки на рыболовном судне…… 267

Настасенко В.А., Подзолков А.И., Лещенко А.И. Разработка приспособлений для упрощенных технологий изготовления гиперболоидных червяков и червячных фрез 271

Поляков М.А., Василевский В.В. Определение границ области оптимальности технологических процессов изготовления…….. 276

Скирденко О.І., Казаренко В.М. Особливості охорони праці при проведенні досліджень та роботі з епоксидними смолами……. 279

Фомін А.В., Тетерятник О.А. Визначення геометричних параметрів розташування різальних елементів на конусній фрезі……..... 281

Ходаковский А.В., Кобяков Н.Н. Судовые главные двигатели с электронным управленим…… 284

Чернова Л.С. Повышение конкурентоспособности отечественного наукоемкого предприятия, выпускающего газотурбинную технику…… 288

Швець І.А. Математичне моделювання імпульсної подачі газового палива…….. 292

Юрчишин Н.М., Грицай І. Є. Спосіб компенсації похибки профілювання у радіально-коловому методі нарізання черв'ячних глобоїдальних коліс…… 294

НЕТРАДИЦІЙНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ НА ТРАНСПОРТІ, ДОСВІД ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ, ПРОЕКТУВАННЯ ТА ВИРОБНИЦТВА 295

Богданов А.В., Богданов В.А. Установка для иследования влияния магнитно-импульсной обработки на вязкость мазута……..... 296

Настасенко В.О. Гідрохвильова енергетика та нові можливості підвищення її енергетичного потенціалу……... 298

Поляков В. А., Хачапуридзе Н. М. Динамика тяговой подсистемы магнитолевитирующего поезда (полевая парадигма исследования)……..... 303

Редчиц Д.А., Щеглов Г.А., Марчевский И.К. Математическое моделирование аэродинамики ротора вертикально-осевой ветроэнергетической установки …….. 307

Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р., Проскурин А.Ю., Митрофанов А.С., Познанский А.С. Результаты исследований параметров работы ДВС 2Ч7,2/6 с системой термохимической паровой конверсии биоэтанола……... 312

ПРОБЛЕМИ ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ У СФЕРІ ПРОЕКТУВАННЯ, ВИРОБНИЦТВА ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ…….. 316

Алексенко В.Л., Букетов В.А. Замечания к методике изложения сокращённого курса «Прикладная механика»…… 317

Білоусов Є.В., Ляшкевич А.І. Упровадження компетентнісного підходу в процесі підготовки суднових механіків……. 322

Знамеровська Н.П., Васильченко Г.Ю., Івченко Т.І. Технічна механіка як основа формування професійних компетентностей майбутніх фахівців з експлуатації суднових енергетичних установок…… 326

Проценко В.О. Роль курсового проектування з деталей машин у забезпеченні компетентності суднового механіка…… 330

Рева А.Н., Вдовиченко В.И., Борсук С.П., Шульгин В.А., Мирзоев Б.М., Мухтаров П.Ш., Насиров Ш.Ш. Актуальные направления разработки проактивных моделей решения «треугольника рисков» ИКАО……... 334
Тищенко А. Ю. Новый метод в организации лабораторного практикума по микропроцессорным судовым системам…….. 339

ЕКОЛОГІЧНІ ТА ЕКОНОМІЧНІ АСПЕКТИ СУЧАСНИХ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК……... 344
Голубев М.В. Метод обработки дымовых газов в условиях работы судовой энергетической установки……. 345
Малахов А.В., Леонов В.В., Старостин С.Н., Бендеберя Ф.А. Интенсификация процесса сепарации судовых льяльных вод при помощи ультразвука……. 353
Малахов А.В., Маслов И.З., Колегаев М.А., Зуев С.В. Судовые системы гидроразмыва сыпучих грузов…… 354
Пучков О. С. Взаимодействие двигателя с винто-рулевой колонкой……..…. 357

Відповідальний за випуск *Р. Є. Врублевський, А. В. Букетов*
Технічний редактор *В. П. Савчук*
Друк, фальцювально-палітурні роботи *В. Г. Удов*

Формат 60х84/16. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 22
Підписано до друку 03.10.13 р.
Тираж 80 прим.

Видавництво
Херсонська державна морська академія,
просп. Ушакова, 20, м. Херсон, 73000
Тел. 091-32-65-473

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої
справи до Державного реєстру
ДК № 4319 від 10.05.2012