

Міністерство освіти і науки України
Херсонський державний морський інститут
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова
Одеський національний морський університет
Севастопольський національний технічний
університет
Академія військово-морських сил ім. П.С. Нахімова

Матеріали

Республіканської науково-практичної конференції

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



Херсон – 2010

Організатори конференції

Міністерство освіти і науки України
Херсонський державний морський інститут
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова
Одеський національний морський університет
Академія військово-морських сил ім. П.С. Нахімова
Marlow Navigation

Програмний комітет:

Варбанець Р.А., д.т.н., доц. ОНМУ
Гедвілло О.І., к.п.н., проф. ХДМІ
Івановський В.Г., д.т.н., проф. ОНМУ
Ісаєв Є.О., д.т.н., проф. ХДМІ
Малигін Б.В., д.т.н., проф. ХДМІ
Михайлов О.М., д.т.н., проф. ДонНТУ
Настасенко В.О., к.т.н., доц. ХДМІ
Тімошевський Б.Г., д.т.н., проф. НУК
Ткач М.Р., д.т.н., проф. НУК

Організаційний комітет:

Голова

Ходаковський Володимир Федорович, проф., ректор ХДМІ

Заступники голови

Бень Андрій Павлович, к.т.н., доц., проректор з НІР ХДМІ,

Настасенко Валентин Олексійович, к.т.н., доц. каф. ЕСЕУ

Вчений секретар конференції –

Блах Ігор Володимирович, в.о. нач. НДС ХДМІ

Заст. вченого секретаря конференції –

Свиридов В'ячеслав Іванович, ст. викл. каф. ЕСЕУ

Технічний секретар –

Мірус Наталія Василівна, ст. лаб. кафедри ЕСЕУ

Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування / Матеріали Республіканської науково-практичної конференції // Під загальною редакцією к.т.н., доцента Настасенка В.О. – Херсон: Видавництво Херсонського державного морського інституту, 2010. – 152 с.

У збірнику представлені матеріали Республіканської науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування», яка відбулася у м. Херсоні 5-7 жовтня 2010 р. і була присвячена проблемам експлуатації, виробництва і проектування енергетичних установок та устаткування на транспорті, а також проблемам підготовки спеціалістів у сфері транспортної енергетики і устаткування.

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

ПЕРЕДМОВА

Розвиток транспорту в значній мірі визначає рівень розвитку країни. Україна з її науковим та промисловим потенціалом є однією з провідних країн, спроможних зробити значний внесок у розв'язання вказаних проблем, які в сучасних умовах є актуальними і важливими, як для її народного господарства, так і на світовому рівні.

Республіканська науково-практична конференція «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування» (СЕУТТОО-2010) – перша конференція відповідного профілю, що проводиться в державному ВНЗ «Херсонський державний морський інститут». Її мета – аналіз і узагальнення нових прикладних і теоретичних результатів у галузі експлуатації, виробництва і проектування енергетичних установок та устаткування на транспорті. Вона передбачає обмін новими практичними і теоретичними науковими досягненнями у сфері використання, виробництва і проектування сучасних прогресивних енергетичних установок на транспорті, обмін ідеями та пошук нових пріоритетних напрямків наукових досліджень у сфері підготовки фахівців у цих галузях, встановлення та розвиток нових контактів у сфері наукового співробітництва між навчальними закладами, науковими установами та підприємствами, залучення молодих науковців найбільш актуальних напрямків наукових досліджень на транспорті.

Напрямки роботи конференції:

- проблеми експлуатації енергетичних установок на транспорті;
- проблеми енергозбереження та надійності енергетичних установок і обладнання на транспорті;
- проблеми експлуатації допоміжного устаткування та обладнання на транспорті;
- проблеми та особливості виробництва енергетичних установок та обладнання для транспортних систем;
- проблеми розвитку та особливості проектування енергетичних установок і обладнання для транспортних систем та його програмне забезпечення;
- нетрадиційні енергетичні системи на транспорті, досвід експлуатації, виробництва та проектування;
- проблеми підготовки спеціалістів у сфері транспортної енергетики і устаткування.

Програмою конференції в перший день передбачено пленарне, в другий – секційні засідання, а після їх завершення – третій день присвячено обговоренню і підведенню підсумків роботи конференції.

Для зручності доповіді розміщено по принципу поділення на основні напрямки роботи конференції. Ми впевнені, що досить широка проблематика наукових праць конференції буде сприяти плідній роботі та обміну прогресивними ідеями у фахівців різних галузей, а дана збірка наукових праць буде корисною не тільки для її учасників, а й для широкого кола науковців, фахівців усіх рівнів та молодих вчених, які займаються теоретичними і прикладними дослідженнями в галузі експлуатації, виробництва та проектування транспортних систем.

Організатори конференції щиро дякують усім її учасникам і сподіваються, що започаткована у 2010 році Республіканська конференція СЕУТТОО-2010 стане добрим продовженням зустрічей і спілкування фахівців і молодих спеціалістів у наступні роки і перейде на новий рівень – міжнародний. Ми маємо надію, що на даній конференції будуть започатковані традиції, які знайдуть подальший розвиток у наступних конференціях.

Висловлюємо свою подяку всім авторам доповідей за порозуміння і співпрацю з організаційним та програмним комітетами під час підготовки їх до публікації.

Бажаємо всім учасникам конференції нових наукових успіхів і досягнень, наснаги та плідної роботи у сьогоденні та в майбутньому.

З повагою, Організаційний та Програмний комітети конференції.

СЕКЦІЯ 1

ПРОБЛЕМИ ТА ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК НА ТРАНСПОРТІ, ЇХ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ТА НАДІЙНІСТЬ

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭКОЛОГИЧНОСТИ КОТЛОВ ПРИ СЖИГАНИИ ВОДОМАЗУТНЫХ ЭМУЛЬСИЙ

А.В. Акимов, М.С. Агеев

Херсонский филиал НУК им. адмирала Макарова (Украина)

Херсонский государственный морской институт (Украина)

Постановка проблемы. К наиболее перспективному и оптимальному способу повышения экологической безопасности энергетических установок относится сжигание мазутов в виде водомазутных эмульсий (ВМЭ), а также сжигание природного газа с впрыском в камеру сгорания воды или пара. Повышенная эффективность процесса горения ВМЭ обусловлена микровзрывами ее капель, благодаря чему улучшается процесс перемешивания топлива с воздухом, в результате чего интенсифицируется процесс сгорания. Сжигание мазута и природного газа с добавлением влаги приводит к снижению необходимой скорости изменения и уровня температур в зоне максимальной генерации оксидов азота, а, следовательно, к значительному снижению их концентрации в дымовых газах. Следует также отметить, что использование стоков или сточных вод как добавочной воды позволяет перевести энергетические установки на малоотходную технологию путем утилизации всех сточных вод, загрязненных нефтепродуктами.

Поэтому представляет интерес экспериментальное исследование снижения эмиссии вредных выбросов энергетических установок путем сжигания в них ВМЭ.

Анализ публикаций и нерешенных проблем. Вода может подаваться в реакционную зону горения двумя способами: путем впрыска воды или пара, а также в виде ВМЭ. Ввод воды для подавления образования оксидов азота осуществляется локализовано, в зону факела с $\alpha = 1,1 \dots 1,4$ по всем их длинам и с таким условием, чтобы обеспечивать ее проникновение в зоны с $\alpha = 1,1 \dots 1,4$. При рекомендуемом локальном впрыске [1] наблюдается снижение (в 2...5 раз) концентрации образующихся оксидов азота по сравнению со сжиганием необводненного мазута. Сжигание ВМЭ можно рассматривать как локализованный ввод влаги к месту горения, т.к. в этом случае в процессе горения происходят микровзрывы капель ВМЭ. При содержании воды в ВМЭ до 10% в сопоставимых условиях сокращаются выбросы оксидов азота без значительного снижения экономичности. С увеличением обводненности мазута экологическая безопасность энергетических установок (по выбросам оксидов азота) улучшаются. По данным [2] при содержании в ВМЭ 3...11% воды выход оксидов азота снижается примерно на 40...60%. При этом, сжигание ВМЭ является более эффективным способом снижения эмиссии вредных выбросов, чем непосредственный ввод воды или водяного пара в зону горения.

При охлаждении продуктов сгорания ниже 1000 К в них остается определенное количество NO и CO. По данным [3] процессы конверсии CO идут по всему газовому тракту котла вплоть до температур 100...130 °С. Возможно, что окисление CO происходит и при более низких температурах, например, в дымовой трубе. Конверсия бензапирена (БП) ограничивается сечением за газовым воздухоподогревателем (ГВП), поэтому содержание CO лишь косвенно характеризует содержание БП в дымовых газах.

Правильная дозировка вводимой влаги имеет большое значение, т.к. при пониженном ее количестве эффект нейтрализации получается неполным, а при чрезмерном впрыске концентрации NO и CO остаются практически на том же уровне, как и до ввода влаги. При подаче топливной эмульсии с обводнением 10 % [6] концентрация оксидов азота снижается в 1,5...2,0 раза. Можно предположить, что влага воздействует на образование NO_x через кинетику реакций горения, причем образующийся при высоких температурах атомарный кислород в присутствии водяных паров в первую очередь реагирует с углеродом, водородом и гораздо хуже с азотом, при этом концентрация

атомарного кислорода, который мог бы повлиять на образование оксидов азота, снижается. Поэтому вода является не только охладителем, но и катализатором, источником активных радикалов OH и H , существенно влияющих на процесс образования NO и CO . Наряду с улучшением смесеобразования из-за микровзрывов капель ВМЭ, водяные пары участвуют в химических реакциях горения. Химическая активность воды проявляется также в газификации несгоревших сажистых остатков топлива, которые в присутствии достаточного количества паров воды взаимодействуют с ними с образованием CO_2 и H_2 [5]. Выход термических оксидов азота [4] пропорционален температуре и времени пребывания в зоне горения, а также теплonaпряжению зоны активного горения. Для уменьшения выхода оксидов азота необходимо снизить теплonaпряжение и время пребывания в ней по отдельности или одновременно, что возможно за счет турбулизации факела.

При заданном избытке воздуха при переходе от исходных условий (сжигание обычного мазута) к сжиганию эмульсий уровень выброса NO может не меняться. Это объясняется высоким содержанием азота в самом мазуте. Сжигание эмульсии сказывается только на термических NO . При режиме работы с меньшим коэффициентом избытка воздуха уменьшается и уровень выброса NO . По данным [7] в случае сжигания эмульсий с 17,5%-ным содержанием воды максимальное снижение выброса NO , равное 9%, было достигнуто при уменьшении коэффициента избытка воздуха до 1,17.

При сжигании ВТЭ необходимо учитывать не только её вид, но и дисперсные характеристики получаемой эмульсии. Авторы [5] считают, что оптимальной является влажность на уровне до 12 %, после достижения которой следует ограничивать количество воды, диспергируемой в топливо.

Под оптимальной влажностью ВТЭ рассматривается влажность, обеспечивающая минимальный выход сажистых частиц (СЧ) [5]. Но эта влажность не всегда является оптимальной с точки зрения экономических показателей работы топливосжигающего агрегата. Кроме того, в этом случае не удастся снизить выход других канцерогенных веществ (NO_x , SO_x , БП), изменить коррозионные свойства дымовых газов.

Концентрации NO_x имеет максимум в области размеров дисперсной фазы 35...43 мкм (минимальные концентрации СЧ соответствуют максимальному значению концентраций NO_x), что объясняется некоторым увеличением температуры факела за счет интенсификации процесса горения при наибольшем числе микровзрывов капель ВМЭ. При больших размерах дисперсной фазы происходит снижение температуры факела вследствие балластирования зоны активного горения парами воды.

Оптимальный размер дисперсной фазы будет зависеть также и от дисперсности распыления топлива форсунками. Эта взаимосвязь была подтверждена экспериментально [5]. Большие размеры топливных капель приводят к смещению экстремумов кривых СЧ, БП и NO_x в область больших значений диаметров капель дисперсной фазы.

При установке контактных воздухоподогревателей, использующих значительную часть горячей воды, нагретой в контактном экономайзере, для предварительного подогрева и увлажнения дутьевого воздуха наблюдается снижение температуры во всем объеме топki, что препятствует образованию оксидов азота в топке. При этом увеличивается доля NO_2 , который, обладая хорошей растворимостью в воде, в значительной мере абсорбируется в контактном экономайзере [8]. Одновременно с образованием NO_x идет процесс доокисления SO_2 и SO_3 , протекающий под влиянием имеющегося в газе атомарного кислорода и тем самым тормозящий процесс образования NO из молекулярного азота. При этом отмечается, что наличие в топливе серы также тормозит образование NO_x из азота топлива. следовательно, при контакте NO_x с конденсатом должно происходить изменение концентрации NO и NO_2 в этой смеси [9].

Цели исследования – исследование влияния сжигания ВМЭ и количества в ней влаги на повышение экологической безопасности топливосжигающих энергетических установок. Определение оптимальной влажности ВМЭ очевидно, так как содержание

влаги в топливе непосредственно влияет на эмиссию вредных ингредиентов и экономические показатели. При определенных соотношениях коэффициента избытка воздуха и влажности эмульсии можно обеспечить эффективную работу агрегата не только без снижения КПД, но и с увеличением экономичности.

Основной материал исследования. Исследования были проведены на экспериментальной установке при сжигании стандартного мазута марки М40 с содержанием серы $S^r = 1,8 \%$, дизельного топлива типа ДТ ($S^r = 0,7 \%$) и ВМЭ на основе того же стандартного мазута М40 с различным содержанием воды (от 4 до 30 %). При анализе состава дымовых газов использовался газоанализатор ОКСИ-5М. Проведенные экспериментальные исследования сжигания необводненных ДТ и мазута М40, ВМЭ на основе мазута М40 при $W^r = 30\%$, а также при вводе водяных паров к корню факела для ДТ и М40 в количествах, эквивалентных 30 % воды, показали, что при практически одинаковых условиях горения указанных топлив в неохлаждаемой камере сгорания экспериментальной установки (α находился в пределах 1,22 ... 1,26) на выходе из нее наблюдается разное содержание оксидов NO_x и SO_2 в зависимости от способа ввода влаги в зону горения (рис. 1).

Как видно из рис. 1, при сжигании мазута М40 ($S^r = 1,8\%$) содержание NO_x выше, чем при сжигании необводненного ДТ ($S^r = 0,98\%$). При этом отношение $\text{NO}_2/\text{NO} = 0,143...0,184$. При вводе водяных паров к корню факела: при сжигании ДТ содержание NO_x снижается в 1,17 раза, а отношение NO_2/NO увеличивается до 0,256; при сжигании мазута М40 содержание NO_x снизилось в 1,3 раза, а отношение NO_2/NO увеличилось до 0,268. При сжигании ВМЭ на основе этого мазута с $W^r = 30\%$ наблюдается значительное снижение содержания оксидов NO_x (в 3,2 раза), а отношение NO_2/NO возрастает до 0,33.

Содержание сернистого ангидрида SO_2 при вводе водяных паров в топку при сжигании мазута М40 (рис. 1) также снижается (в 1,85 раза) по сравнению со сжиганием ДТ, при котором концентрация SO_2 уменьшилась в 1,6 раза. При сжигании ВТЭ ($W^r = 30\%$) содержание SO_2 снизилось в 2,45 раза по сравнению со сжиганием необводненного топлива (мазута М40), что можно объяснить появлением SO_3 и взаимодействием NO_x и SO_x . Следовательно, наличие водяных паров, их равномерное распределение (как и других компонентов) по объему факела вследствие "микровзрывов", равномерное распределение и снижение температуры в зоне горения приводят к уменьшению эмиссии оксидов NO_x и SO_2 , особенно при переходе на сжигание ВТЭ. Увеличивается доля NO_2 в NO_x к выходу из топки. Это важно, так как при приближении к эквимолярному соотношению NO и NO_2 степень поглощения оксидов азота конденсатом на поверхности нагрева с температурой ниже точки росы увеличится, что уменьшит их эмиссию из котла.

С учетом принятого правила суммирования вредного воздействия оксидов азота и SO_2 суммарный показатель токсичности для максимальных концентраций

$$\Phi_{\Sigma} = \frac{C_{\text{NO}_x}}{\text{ПДК}_{\text{NO}_x}} + \frac{C_{\text{SO}_2}}{\text{ПДК}_{\text{SO}_2}}$$

при сжигании дизельного топлива составляет: без ввода

водяных паров в зону горения 13000, при вводе водяных паров 8400, т.е. токсичность снижается в 1,55 раза (данные представлены на рис. 1). При сжигании мазута М40 без ввода водяных паров – 15000, при вводе водяных паров – 10150, т.е. токсичность снижается в 1,48 раза. При сжигании ВМЭ с эквивалентным подаче пара содержанием воды токсичность уже составляет 5600, т.е. токсичность дымовых газов при сжигании эмульсии по сравнению с "сухим" топливом снижается в 2,68 раза. Однако согласно многочисленным рекомендациям при определении показателя суммарной токсичности необходимо раздельно учитывать влияние NO и NO_2 , т.к. меняется их процентное отношение (особенно при сжигании ВМЭ, что видно из рис. 1).

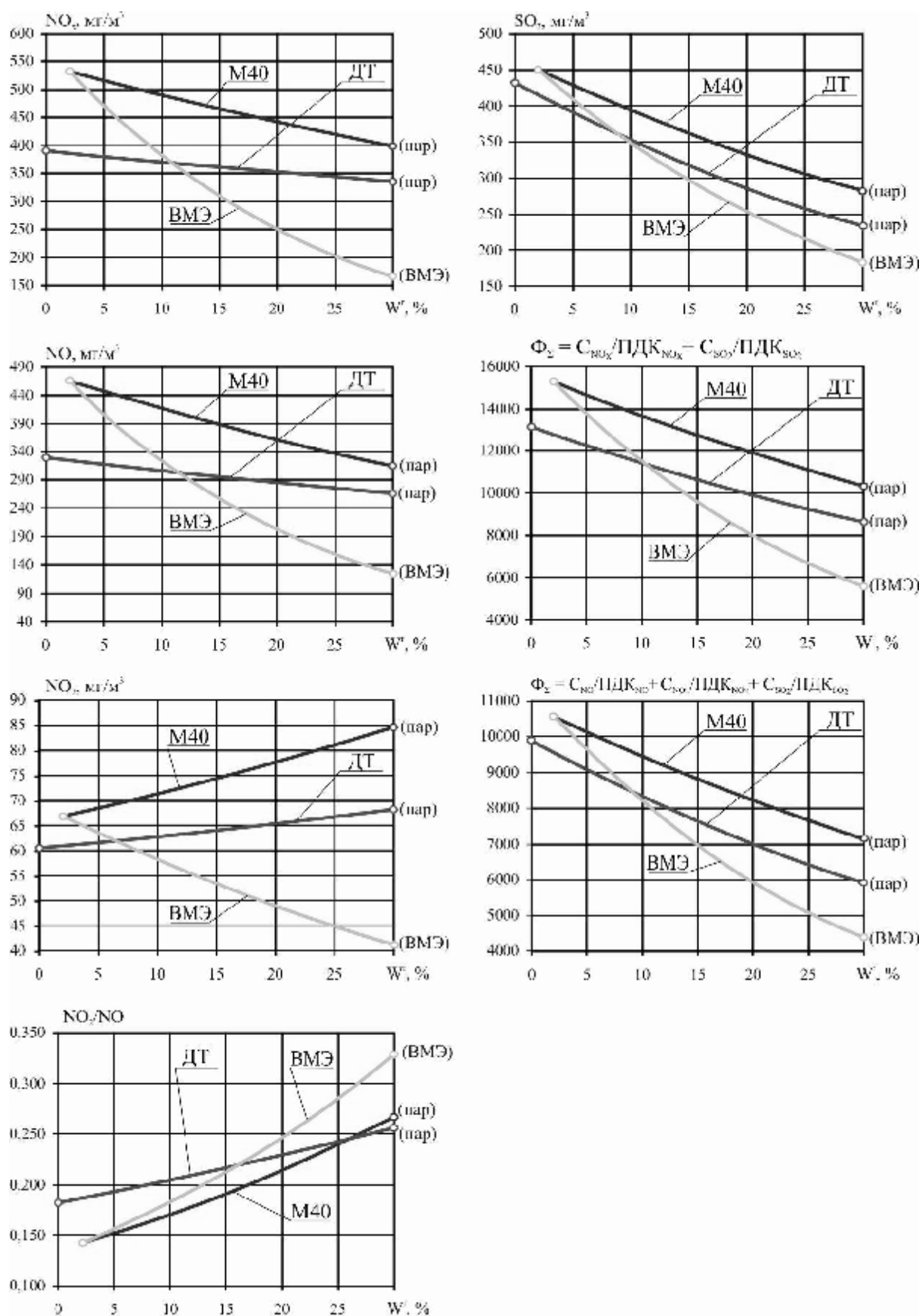


Рисунок 1. Сравнительные зависимости суммарной токсичности Φ_{Σ} и концентраций ингредиентов дымовых газов NO_x (NO и NO_2) и SO_2 от способа ввода воды при сжигании стандартного мазута М40 ($S^r = 1,8\%$), дизельного топлива ДТ ($S^r = 0,7\%$) и ВМЭ, приготовленной на основе стандартного мазута М40 (количество вводимого к корню факела водяного пара эквивалентно содержанию воды в ВМЭ)

Как показали экспериментальные исследования, увеличение W^r в ВМЭ при одновременном снижении концентрации NO_x и SO_2 увеличивается содержание аэрозоля H_2SO_4 . При охлаждении дымовых газов по тракту котла может происходить конденсация паров серной кислоты в объеме с образованием аэрозолей. Ядрами гетерогенной конденсации могут являться частички золы и сажи с размерами $10^{-3} \dots 10^{-6}$ см. При сжигании ВТЭ вследствие микровзрывов наблюдается уменьшение размеров твердых частиц и увеличение их концентрации.

Выводы и перспективы дальнейших исследований. Вследствие конденсации паров H_2O и H_2SO_4 при сжигании природного газа и сернистых мазутов, происходит поглощение и преобразование оксидов азота в конденсате. При сжигании ВМЭ снижается количество вредных веществ в выбросе и вследствие изменения соотношения NO_2/NO снижается показатель суммарной токсичности газов, также меняется структура выброса сернистых соединений (уменьшается количество SO_2) при одновременном росте концентрации аэрозоля H_2SO_4 серной кислоты. Эти факторы указывают на повышение экологической безопасности энергетического оборудования, сжигающего водомазутные эмульсии с содержанием воды до 30 %. При оценке суммарной токсичности дымовых газов необходимо учитывать влияние концентрации сажистых частиц и бензапирена в дымовых газах, чему будут посвящены дальнейшие исследования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кормилицын В.И., Лысков М.Г., Збраилов И.Г., Тишина Т.А., Зарецкий В.З., Енякин Б.П., Попова И.Ф. Подавление оксидов азота впрысками воды в зону горения на паровом котле ТГМП-314Ц // Тр. МЭИ. – 1986. – №10. – С. 43-51.
2. Сигал А.И. Влияние влаги в дутьевом воздухе на эффективность работы котлов промышленной и коммунальной энергетики // Теплоэнергетика. – 2004. – №12. – С. 34-37.
3. Росляков П.В., Закиров И.А., Ионкин И.Л., Егорова Л.Е. Исследование процессов конверсии оксида углерода и бенз(а)пирена вдоль газового тракта котельных установок // Теплоэнергетика. – 2005. – №4. – С. 44-50.
4. Тумановский А.Г., Тульский В.Ф. Влияние впрыска воды на образование оксидов азота за камерой сгорания с последовательным вводом воздуха в зону горения // Теплоэнергетика. – 1982. – №6. – С. 34-36.
5. Шевелев К.В., Корягин В.А. Влияние влажности водотопливных эмульсий на эффективность их сжигания // Промышленная энергетика. – №6. – 1987. – С. 38-40.
6. Росляков П.В., Двойнишников В.А., Зелинский А.Э., Тимофеева С.А., Бурлов В.Ю., Наздрюхина Г.В. Разработка рекомендаций по снижению выбросов оксидов азота для газомазутных котлов ТЭС // Электрические станции. – 1991. – №9. – С. 9-17.
7. Холл Р.Е. Уменьшение загрязняющих выбросов и повышение к.п.д. промышленных котлов при сжигании водотопливных эмульсий // Тр. американского общества инженеров-механиков: Энергетические машины и установки. – 1976. – Т. 98, серия А. – №4. – С. 1-12.
8. Альшевский В.Н. Экологическая эффективность использования контактных аппаратов в системе комплексной утилизации тепла // Промышленная энергетика. – 1992. – №10. – С. 21-23.
9. Аронов И.З., Сигал А.И. Установка контактных экономайзеров с целью снижения выбросов оксидов азота с дымовыми газами // Химическая технология. – 1988. – №1.

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ЗАПАЗДЫВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО БЛОКА НА РАБОТУ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛЯТОРА НАПРЯЖЕНИЯ СИНХРОННОГО ГЕНЕРАТОРА

В.В. Алаев

Академия военно-морских сил имени П.С.Нахимова, Севастополь (Украина)

Введение. Одной из актуальных проблем работы судовых электроэнергетических систем (СЭС) является распределение реактивной мощности между параллельно работающими синхронными генераторами (СГ) разных электростанций. Неравномерность распределения реактивной мощности между СГ зависит от различных уровней возбуждения и согласно Правилам Регистра должна быть не более 10% от реактивной мощности меньшего генератора. Проблема пропорционального распределения реактивной мощности между СГ сегодня решается с помощью уравнительных соединений и дополнительных устройств распределения реактивной мощности [1, 2]. Наличие этих соединений между СГ усложняют схему, снижая надежность и экономические показатели электроэнергетической системы (ЭЭС), что не может удовлетворять современным требованиям к судовой энергетической установке. В работах К.Г. Коноплева [3], А.М. Олейникова и А.Н. Шощого [4] показано, что используемые сегодня автоматические регуляторы напряжения (АРН) и получаемые на их основе внешние характеристики судовых СГ не позволяют реализовать параллельную работу СГ без уравнительных соединений и дополнительных устройств распределения реактивной мощности.

Одно из возможных решений данной проблемы было найдено в применении импульсного регулирования возбуждения СГ [5, 6], в частности – регулирование по пульсациям выпрямленного напряжения синхронного генератора [7].

Постановка задачи. На базе анализа импульсного регулирования по пульсациям выпрямленного напряжения предложено рассмотреть влияние эффекта запаздывания подачи импульсов напряжения в обмотку возбуждения синхронного генератора на условия параллельной работы СГ и распределение реактивной мощности между ними.

При импульсном регулировании напряжения синхронного генератора (СГ) по пульсациям выпрямленного напряжения сигналы управления, формирующие ширину импульса напряжения питания t , подаваемого на обмотку возбуждения СГ, определяются во времени пересечением заданного опорного напряжения и выпрямленного напряжения пульсаций СГ [6]. Простейшей схемой, реализующей предлагаемый способ регулирования, может быть схема на основе полупроводниковых элементов (рисунок 1).

При выполнении по схеме бесщеточного СГ регулятор состоит из измерительного органа, представляющего собой схему сравнения на стабилизаторах, выполненного на транзисторах формирователя импульсов и силового блока, состоящего из возбуждателя и двухполупериодного выпрямителя на тиристорах. Измерительный мост на стабилизаторах VD1 и VD2 представляет собой простейший компаратор, т.е. устройство сравнения. Наличие или отсутствие выходного сигнала с компаратора ($U_{вых}$) определяет состояние транзисторного ключа на транзисторах VT1, VT2, включенных по схеме с общим эмиттером и транзистора VT3 подающего управляющий сигнал на тиристоры VS1 и VS2.

Схема на рисунке 1 работает следующим образом: при напряжении генератора U_p выше опорного напряжения $U_{оп}$, т.е. $U_{оп} - U_p < 0$ на выходе компаратора сигнала нет, транзисторный ключ находится в выключенном состоянии (режим отсечки), сигнал на управляющие электроды тиристоров VS1 и VS2 не поступает и они запираются обратной полуволной напряжения возбуждателя. Импульс напряжения U_{fm} в обмотке возбуждения СГ отсутствует. Ток возбуждения в обмотке возбуждения генератора начинает уменьшаться. Напряжение СГ также будет уменьшаться.

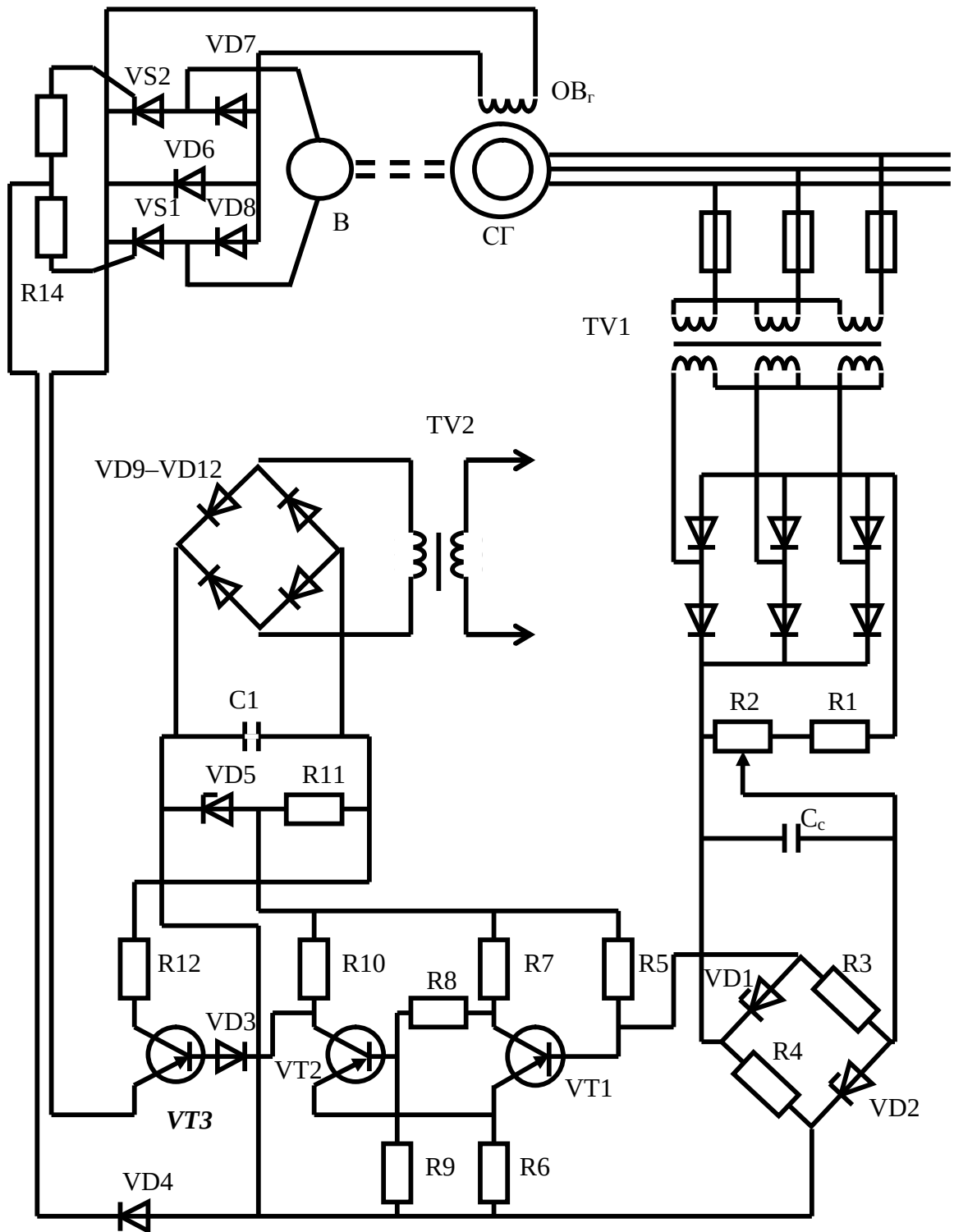


Рисунок 1. Схема импульсного регулятора возбуждения СГ работающего по пульсациям выпрямленного напряжения СГ

При достижении выпрямленного напряжения генератора $U_{\text{п}}$ значений меньше опорного напряжения $U_{\text{оп}} - U_{\text{п}} > 0$, будет выполняться условие работы устройства сравнения (компаратора) и на транзисторный ключ поступит сигнал, который переведёт его во включённое состояние. На управляемые электроды тиристоров VS1 и VS2 поступит сигнал, тиристоры откроются. Таким образом, сформируется импульс напряжения установленной форсировки, под действием которого ток в обмотке возбуждения

генератора начнет расти. Напряжение генератора вновь начнет увеличиваться, до тех пор, пока оно не превысит опорного напряжения.

Это приведёт к отсутствию сигнала с измерительного элемента и транзисторный ключ закроется. При этом прекратится подача управляющего сигнала на тиристоры. Ток возбуждения начнет уменьшаться, напряжение генератора также уменьшится и процесс повторится.

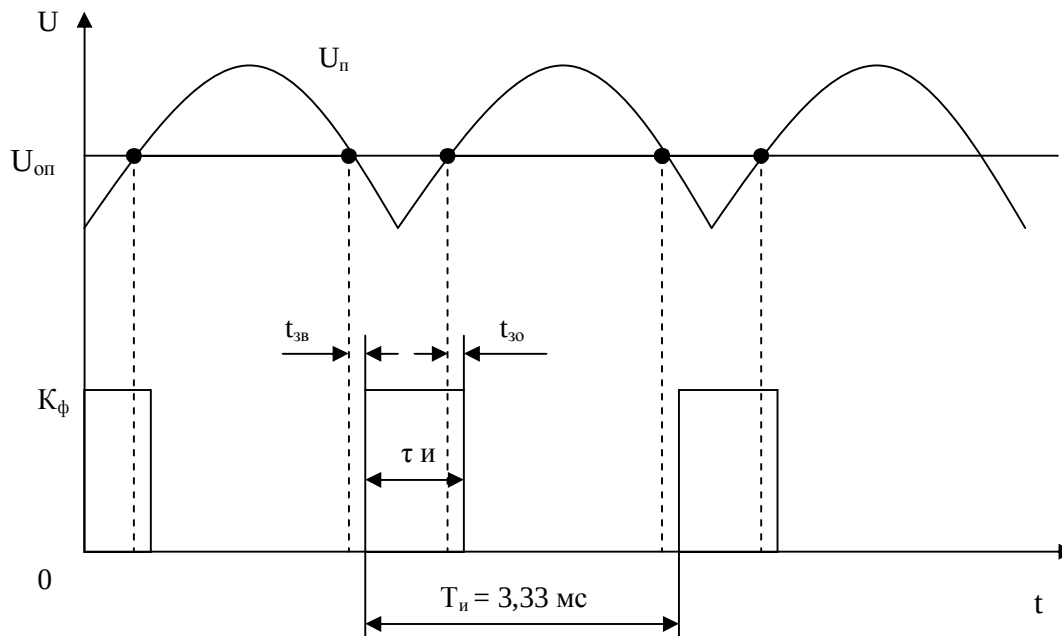


Рисунок 2. Временные диаграммы работы регулятора с учетом запаздывания, где $t_{зв}$ – время запаздывания при подаче напряжения на обмотку возбуждения; $t_{зо}$ – время запаздывания при снятии напряжения с обмотки возбуждения

Особенностью такого регулятора, согласно рисунку 1, является работа всех элементов в импульсном режиме с переходом из одного состояния в другое состояние в микросекундном диапазоне времени. Например, при 6-тактном выпрямлении трехфазного напряжения СГ период подачи импульсов на обмотку возбуждения равен 3,33 мс, а ширина импульсов при высоких коэффициентах форсировки ($K_ф$) возбуждения может быть около 0,5 мс, т.е. 500 мкс [7]. А при 12-тактном выпрямлении эти цифры уменьшаются вдвое. В этих условиях становится актуальным рассмотрение эффекта запаздывания в работе регуляторов и влияния этого эффекта на условия параллельной работы СГ.

Если принять, что на практике $t_{зв} = t_{зо} = t_з$, то эффект запаздывания при работе регулятора проявляется в смещении импульсов напряжения, подаваемых на обмотку возбуждения, с сохранением ширины $\tau_{и}$ импульса (рис. 2). Смещение во времени по отношению к минимальной ширине импульса в режиме холостого хода может составлять несколько сотых долей процента. Даже если принять, что у одного из элементов произошло увеличение на порядок времени перехода из одного состояния в другое, то и в этом случае запаздывание будет составлять 0,1 – 0,2 % от $\tau_{и\text{хх}}$ даже при $m=12$, чем в практике при автономной работе СГ можно пренебречь.

Однако в режимах параллельной работы СГ влияние такой величины как зона нечувствительности измерительного органа, составляющая в количественном отношении от нескольких десятых долей процента, до одного процента номинального значения напряжения СГ, оказывает определяющее влияние на распределение реактивной мощности между СГ. Поэтому влияние выявленного нами эффекта запаздывания необходимо проанализировать в условиях параллельной работы СГ. Так как физические процессы при параллельной работе СГ отличаются большой сложностью,

проанализируем влияние эффекта запаздывания регуляторов по времени на режим параллельной работы СГ, сначала с учетом допущения. Будем считать, что регуляторы параллельно работающих СГ имеют одинаковые m и K_ϕ , но различное время запаздывания.

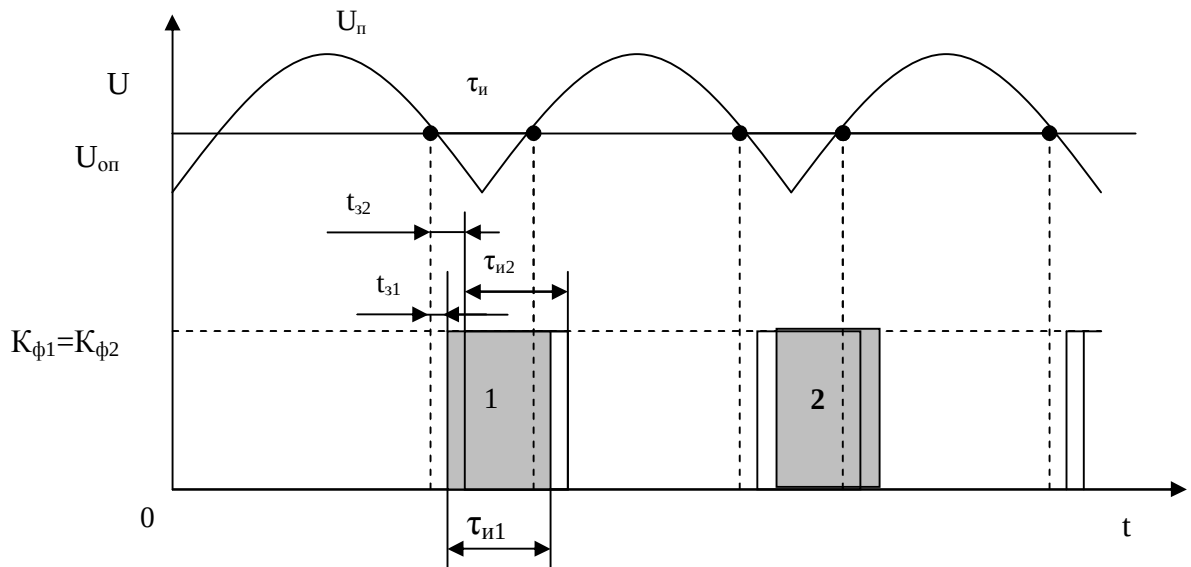


Рисунок 3. Временные диаграммы работы регуляторов напряжения двух параллельно работающих СГ с учетом различного запаздывания $t_{31} < t_{32}$, где: 1 – импульс напряжения в обмотку возбуждения СГ1; 2 – импульс напряжения в обмотку возбуждения СГ2

Из анализа рисунок 3 следует, что при различном запаздывании регуляторы напряжения обоих СГ сохраняют выбранные значения ширины импульса $\tau_{и1} = \tau_{и2}$ и, следовательно, одинаковые значения токов возбуждения, а также равное распределение реактивной мощности между СГ.

Усложним условие рассмотрения вопроса. Будем считать, что регуляторы параллельно работающих СГ имеют одинаковые значения m , что не подлежит сомнению в практике, а коэффициенты форсировки, определяемые в практике уровнем возбуждения возбудителя, и время запаздывания регуляторов различны. В этом случае, очевидно, что напряжение пульсаций будет единым, а рабочие точки регуляторов в зоне пульсаций различны (рисунок 4).

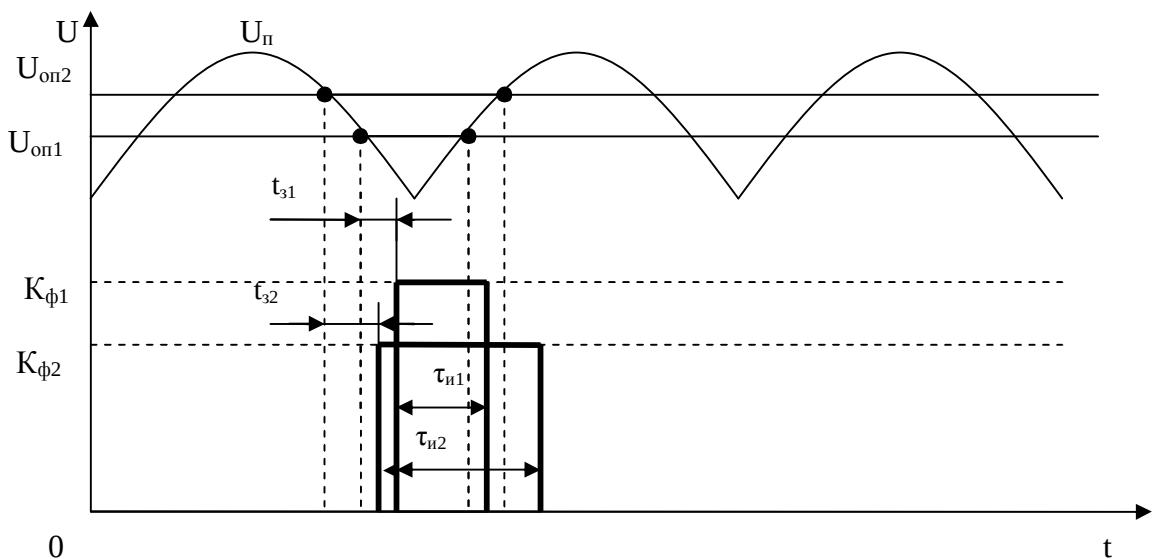


Рисунок 4. Временные диаграммы работы регуляторов напряжения двух СГ с учетом различных K_ϕ и t_3

На рисунке 4 изображены временные диаграммы работы регуляторов напряжения параллельно работающих двух СГ при $m_1 = m_2$, $K_{\phi 1} \neq K_{\phi 2}$ и $t_{31} \neq t_{32}$. Из его анализа следует, что при неравенстве времени запаздывания и коэффициентов форсировки регуляторы напряжения обеспечивают в общем случае поддержание уровня возбуждения своих СГ и, следовательно, какое-то распределение реактивной мощности между ними. Заметим, что регуляторы в этом режиме создают условия для поддержания одинаковых значений токов возбуждения корректировкой коэффициента форсировки одного из СГ. Действительно, если увеличить коэффициент форсировки регулятора напряжения 2-го СГ, рабочая точка его приблизится к рабочей точке регулятора напряжения 1-го СГ. И независимо от неравенства запаздывания в работе регуляторов они обеспечат равное распределение реактивной мощности между параллельно работающими СГ.

Выводы. 1. При регулировании возбуждения СГ по пульсациям выпрямленного напряжения зона нечувствительности по напряжению проявляется в виде запаздывания работы регулятора по времени;

2. Эффект запаздывания измерительного элемента по времени регулятора напряжения СГ, реализующего способ регулирования возбуждения по пульсациям выпрямленного напряжения, не оказывает отрицательного влияния на условия параллельной работы СГ;

3. Импульсное регулирование возбуждения по пульсациям выпрямленного напряжения СГ создает предпосылки для решения проблемы распределения реактивной мощности между параллельно работающими СГ без уравнивательных соединений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коваленко В.П. Автоматическое регулирование возбуждения и устойчивость судовых синхронных генераторов. – Л.: Судостроение, 1976. – 271 с.
2. Ясаков Г.С. Корабельные электроэнергетические системы: Учебник. – Санкт-Петербург: ВМА, 1999. – 640 с.
3. Коноплёв К.Г. Определение напряжения синхронного генератора с различными системами регулирования при включении нагрузки // Технічна електродинаміка. – 1998. – № 5. – С. 47-50.
4. Олейников А.М., Шоцкий А.Н. Параметрическая стабилизация напряжения синхронного генератора // Труды Междунар. конф. «Проблемы повышения эффективности электромеханических преобразователей в электроэнергетических системах». – Севастополь: СНТУ, 2003. – С. 21-24.
5. Алаев В.В. Системы регулирования напряжения судовых СГ и их математическое описание / В.В. Алаев // Сб. науч. тр. СВМИ им. П.С.Нахимова. Вып. 3. – Севастополь, 2003. – С. 102-106.
6. Алаев В.В. Физические процессы распределения реактивной мощности при параллельной работе судовых СГ с регулированием напряжения сопутствующим эффектом / В.В. Алаев, А.М. Олейников // Вестник СевГТУ. Сер. Механика, энергетика, экология: Сб. науч. тр. – 2003. – Вып. 48. – С. 128-133.
7. Алаев В.В. Статическая ошибка системы импульсного регулирования возбуждения синхронного генератора по пульсациям выпрямленного напряжения // Сб. науч. тр. СВМИ им. П.С.Нахимова. Вып. 2 (5). – Севастополь, 2004. – С. 172-175.
8. Алаев В.В. Зависимость статизма регулирования напряжения синхронного генератора от форсировки его возбуждения / В.В. Алаев // Сб. науч. тр. СВМИ им. П.С. Нахимова. Вып. 2 (12). – Севастополь, 2007. – С. 166-170.

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ НЕЧЕТКИХ МНОЖЕСТВ В ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКЕ УЗЛОВ СУДОВЫХ ДВС

Р.А. Варбанец, А.П. Бень, Ю.Н. Кучеренко
*Одесский национальный морской университет,
Херсонский государственный морской институт (Украина)*

Введение. Актуальность, новизна и задачи исследования. Анализ эксплуатационных качеств элементов судовых энергетических установок показывает, что наибольшие эксплуатационные потери связаны с отказами главных и вспомогательных дизелей (СДВС). При этом 70-90 % всех отказов приходится на главные дизели и обслуживающие их системы и 10-18% – на вспомогательные дизели. Наиболее частые отказы дизелей (кроме отказов подшипников и элементов кривошипно-шатунного механизма (КШМ)) связаны с системами топливоподачи (форсунки и топливные насосы высокого давления (ТНВД)), механизмами газораспределения (МГР) и цилиндропоршневой группой (ЦПГ) [1, 2]. В связи с этим диагностика СДВС по параметрам рабочего процесса является актуальной и в значительной мере позволяет техническому персоналу осуществлять эффективную и безаварийную их эксплуатацию.

Условия эксплуатации судовых дизелей, в отличие от стационарных, характеризуются нестабильностью. Это связано с рядом факторов, характерных для морской эксплуатации:

- бортовая, килевая и вертикальная качка;
- переменные влажность, температура и давление окружающей среды;
- необходимость осуществления маневров и связанные с этим переменные нагрузочные режимы;
- частый переход на разные сорта топлив от легкого дизельного до тяжелого IFO-180, -380 или даже -720;
- влияние человеческого фактора и др.

Вследствие влияния нестабильных внешних факторов судовые дизели эксплуатируются в условиях переменных нагрузок. Регуляторы частоты вращения поддерживают насколько это возможно стабильную (заданную) частоту вращения, меняя при этом цикловую подачу топлива в обратной зависимости от нагрузки, согласно ПИД закону регулирования. При этом топливная аппаратура высокого давления (ТА) работает в переменном режиме и постоянно от цикла к циклу меняется цикловая подача топлива. Во время эксплуатации, даже при хорошо настроенном регуляторе и высоком качестве регулирования, можно наблюдать постоянное изменение положения топливной рейки. Вследствие неизменного влияния протечек в ТА изменение объема цикловой подачи вызывает изменение фазы и действительного угла опережения впрыска топлива. В таких условиях индикаторная цилиндровая мощность изменяется от цикла к циклу, в среднем, за несколько циклов, компенсируя внешнюю нагрузку.

Обоснование возможности решения поставленных задач. Изменяющаяся циклично индикаторная мощность характеризует изменение режимов работы узлов ЦПГ и МГР. Фазы газораспределения могут меняться в пределах допуска (при нормальном состоянии МГР) или более (при ненормальном), вызывая при этом изменение условий продувки и наполнения цилиндра. В первую очередь это влияет на коэффициент избытка воздуха и давление в конце сжатия, что также меняет условия сгорания топлива и индикаторную мощность рабочего цикла.

В связи с этим, решение задачи диагностики технического состояния узлов СДВС выходит за рамки теории четких множеств, когда совокупность или пересечение нескольких признаков однозначно характеризуют дефект.

В табл. 1 и 2 показаны основные параметры рабочего процесса, определяемые в эксплуатации с помощью современных систем параметрической диагностики СДВС [3-5].

Таблица 1.

Индикаторные параметры рабочего процесса

Обозначение		Параметр
p_i	MIP	Среднее индикаторное давление
N_i	$iPower$	Индикаторная мощность цилиндра
n	rpm	Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹
p_C', j_{p_C}'	$p_{IGN}, j_{p_{IGN}}$	Давление и угол начала самовоспламенения топлива
p_Z, j_{p_Z}	$p_{MAX}, j_{p_{MAX}}$	Максимальное давление сгорания топлива и соответствующий угол поворота коленчатого вала (°ПКВ) за верхней мертвой точкой (ВМТ)
p_C	p_{COMP}	Максимальное давление сжатия в цилиндре
v_m, l	v_m, l	Максимальная скорость и степень повышения давления газов при сгорании топлива
p_{36}	p_{exp}	Давление на линии расширения (36° ПКВ за ВМТ)

Таблица 2.

Параметры топливоподачи и газораспределения

Обозначение		Параметр
a, j_{inj}	$aFPopen, G$	Действительные – угол опережения и угол впрыскивания топлива
a^G, j_{inj}^G	a^G, j_{inj}^G	Геометрические – угол опережения и угол впрыскивания топлива
j_{t_i}, t_i	$j_{DEL}, iDel$	Угол и время задержки самовоспламенения топлива
$j_{откр}^{ВП}, j_{зкр}^{ВП}$	$j_{опн}^{in}, j_{cl}^{in}$	Углы открытия и закрытия впускного клапана *
$j_{откр}^{ВЫП}, j_{зкр}^{ВЫП}$	$j_{опн}^{exh}, j_{cl}^{exh}$	Углы открытия и закрытия выпускного клапана

* для четырехтактных дизелей

Реальный рабочий процесс 4-тактного среднеоборотного дизеля (СОД) показан на рис. 1, при этом видно, что закрытие впускных клапанов ϕ_{inl} происходит одновременно, вследствие разрегулированности привода МГР.

Фаза закрытия выпускного клапана ϕ_{exh} также смещена относительно паспортного значения. Угол опережения впрыска топлива α и фазовая длительность впрыска ϕ незначительно, но все же отличаются от паспортных значений для данного нагрузочного режима. Это в совокупности вызывает цикличные изменения основных индикаторных параметров рабочего процесса (в первую очередь среднего индикаторного давления и индикаторной мощности).

В результате анализа приведенных данных получим, что один дефект ТА высокого давления могут характеризовать несколько признаков, или отклонения нескольких значений параметров рабочего процесса. Например, ранний угол опережения подачи топлива α может увеличить (или нет) среднее индикаторное давление p_i при том, что однозначно возрастет максимальное давление сгорания p_Z , снизится температура выпускных газов T_g , уменьшится давление на линии расширения p_{exp} и угол ϕ_{p_Z} , при этом возрастет жесткость рабочего процесса, характеризуемая максимальной скоростью v_m и степенью λ повышения давления. Примеры соответствия нескольких признаков одному дефекту показаны на рис. 3.

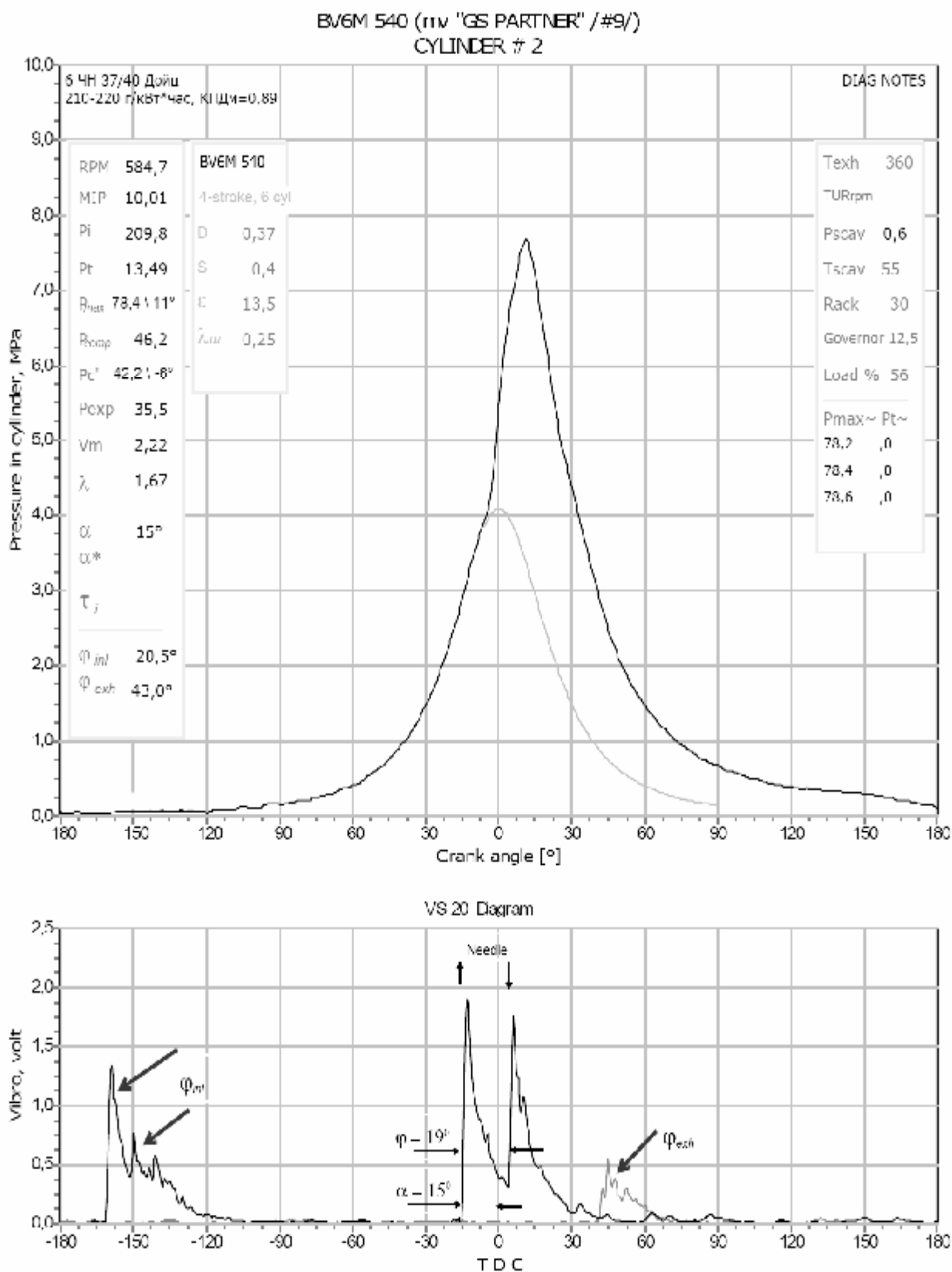


Рисунок.1. Развернутая индикаторная диаграмма и вибродиаграмма топливоподачи и газораспределения цил. №2 Deutz BV6M-540

Обоснование решения поставленных задач. В его основу положен анализ характерных неисправностей, примеры которых приведены на рисунке 3.

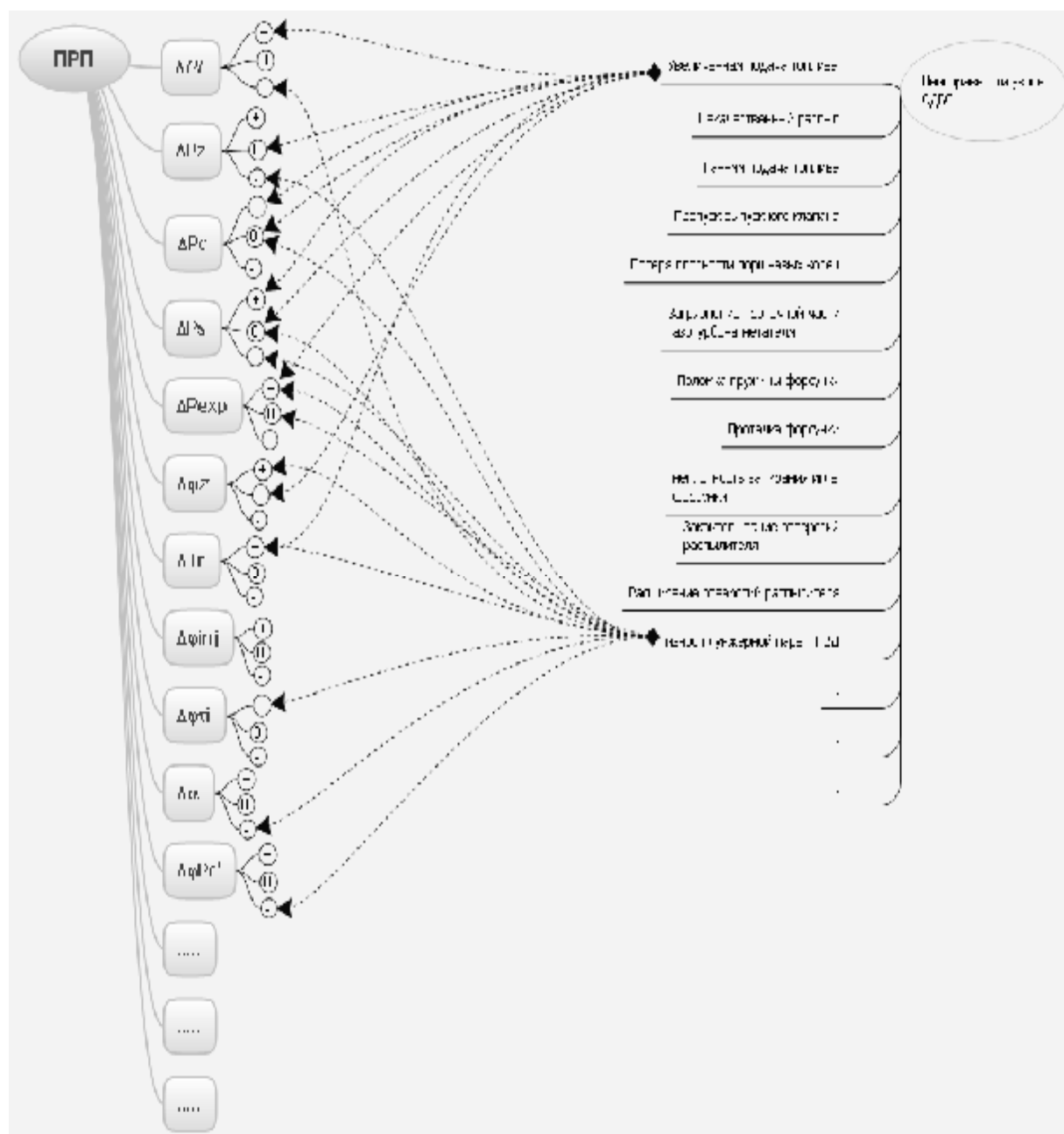


Рисунок 3. Примеры характерных неисправностей ТА высокого давления и соответствующие им изменения параметров рабочего процесса

Из рисунка 3 видно, что широко распространенный в эксплуатации дефект ТА – износ плунжерной пары – характеризуется однозначным снижением p_i и p_z , необязательным снижением p_s , необязательным повышением давления на линии расширения p_{exp} , однозначным увеличением температуры выпускных газов T_g , угла φ_{Pz} и задержки воспламенения топлива φ_{t_i} , при этом однозначным уменьшением угла опережения впрыска топлива α и угла начала сгорания $\varphi_{c'}$.

Использование нечетких оценок в диагностической матрице обеспечивает необходимый уровень точности представления экспертной информации в сочетании с простотой ее формирования на этапе экспертного оценивания. Из представленной матрицы (таблица 3) видно, что конкретный дефект СДВС всегда характеризуется

изменением нескольких значений параметров рабочего процесса, что способствует повышению точности проводимой диагностики.

Таблица 3.

Фрагмент матрицы неисправностей узлов СДВС

Неисправность узла СДВС	Параметры рабочего процесса										
	ΔP_i	ΔP_z	ΔP_c	ΔP_s	ΔP_{exp}	Δj_z	ΔTr	Δj_{inj}	Δj_{ti}	Δa	$\Delta j_{Pc'}$
Увеличенная подача топлива	+	0+	0+	0+	+	0	+	+	0	0	0
Некачественный распыл	–	–	0	–0	+	+	+	0	+	0	–
Ранняя подача топлива	0+	+	0	0	–	–	–	0	–0	+	0+
Пропуск выпускного клапана	–	–	–	–	–	0+	+	0	0+	0	–0
Потеря плотности поршневых колец	–	–	–	–	–	0+	0+	0	+	0	–0
Износ плунжерной пары ТНВД	–	–	0	–0	0+	+	+	–	+	–	–
Неплотность нагнетательного клапана ТНВД	–0	–	0	–0	+	+	+	0	+	–	–

Выводы. Представленная матрица позволяет упростить процесс перехода от экспертных оценок причин неисправности к производственным правилам экспертной системы (ЭС). При заполнении базы знаний ЭС эксперт имеет возможность визуального контроля соответствия вводимых изменений диагностических признаков и диагностируемых дефектов СДВС. Значительное количество контролируемых параметров рабочего процесса сводит к минимуму возможность ошибочной идентификации неисправности СДВС в ЭС, а интеграция ЭС с системой вибродиагностики D4.0H позволяет сократить время определения неисправности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Камкин С.В., Возницкий И.В., Шмелев В.П. Эксплуатация судовых дизелей: Учебник для вузов. – М.: Транспорт, 1990. – 344 с.
2. Шишкин В.А. Анализ неисправностей и предотвращение повреждений судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1986. – 192 с.
3. Варбанец Р.А. Диагностика рабочего процесса судовых двигателей внутреннего сгорания с определением фаз топливоподачи и газораспределения виброакустическим методом / Р.А. Варбанец, В.Г. Ивановский // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – 2005. – Вип. 2/ 2005 (31). – С. 23-26.
4. 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.
5. 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.

RESEARCH OF OPERATIONAL EFFECTIVENESS CHANGES

A.V. Goncharenko

Kherson State Maritime Institute (Ukraine)

Introduction. Operation of a ship propulsion and power plant is always aimed at reliability and effectiveness [1, 2]. There can be different criteria which combine qualities that reflect the process of operation. Optimization and research of the optimum behavior are very important scientific problems.

Urgency of researches. During operation there sometimes arises a special optimization problem, to trace the changes of the minimums of the criteria due to some certain changes of determining parameters.

Analysis of the latest researches and publications shows that one of the most convenient forms of the criterion is the one that makes allowance for both safety and cost [3, 4]. In the work [3] it has been considered the most probable character of the safety expenses $S(I)$ and losses in the result of possible events $Y(I)$ dependently on the variation of a certain parameter I , which is proportional to the probability of the events absence, see the curves on the fig. 1.

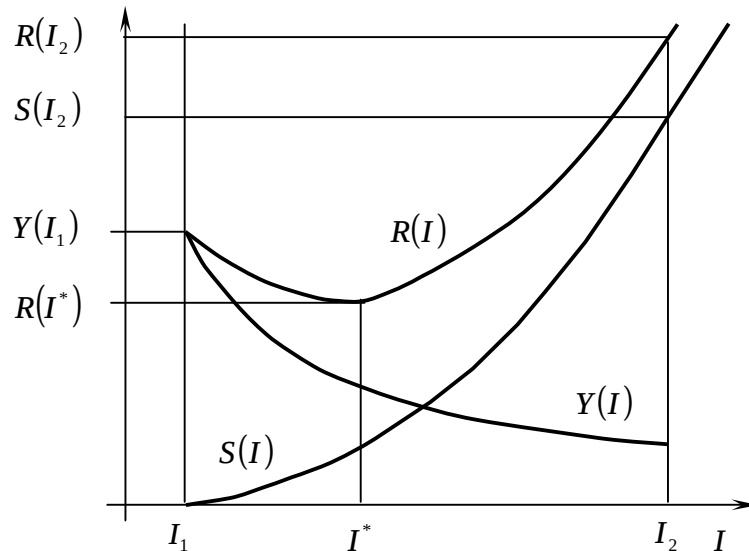


Fig. 1. Dependences of $R(I)$, $Y(I)$, $S(I)$

The curve $R(I)$ on the fig. 1 portraits the change of the summarized magnitude of all social-economic losses, conditioned by the expenditures upon both the preventions of incidents, accidents, and crashes and compensations of their results:

$$R(I) = S(I) + Y(I). \quad (1)$$

In the work [4] there has been built a criterion of expectation of expenses $E[R]$ for a certain period of time $[0, t_k]$

$$E[R] = \left(\frac{C + V_s}{\lambda_{\min} + \frac{\lambda_0 - \lambda_{\min}}{1 + \alpha \cdot V_s}} + \Delta r \right) \cdot \left(1 - e^{-\left(\lambda_{\min} + \frac{\lambda_0 - \lambda_{\min}}{1 + \alpha \cdot V_s} \right) t_k} \right), \quad (2)$$

where C – the constant value that is the summation of resources spending speeds such as generally paid money for taxes V_b , operation, amortization, and so on V_e ;

V_s – the governing variable, independent variable, the intensity of the safety support, the speed of expenses spending exclusively for the safety;

Δr – the onetime losses in the result of a catastrophe;

$\lambda_{\min}$ – the minimum achievable frequency of disastrous events;

λ_0 – the intensity of the disastrous events without the addressed expenses;

a – the effectiveness of the safety resources use.

There is a necessity for further generalization and spreading the optimization principle reflected in formulas (1, 2) that make allowance for a wider circle of operational problems.

The problem formulation. The task setting implies building a criterion of optimization and then researching changes of the minimums due to changes of determining parameters.

The main content (material) is a theoretical background for an operational mode optimization. Let us assume that we have an optimization point A, for example, like the point with the coordinates $(I^*, R(I^*))$, fig. 1, for a criterion given in an analytical view of

$$y = f(x, t), \quad (3)$$

where x – the independent variable;

t – the parameter which influence is explored.

Then

$$y'(x_A) = \left. \frac{dy}{dx} \right|_{x=x_A} = 0 \Rightarrow f'(x, t)|_{x=x_A} = 0 \Rightarrow t_{opt} = \varphi(x)|_{x=x_A} \Rightarrow y_{opt} = f(x, t_{opt}(x)). \quad (4)$$

The problem solution in an analogous setting to (1, 2), in the way of (3, 4), for instance, gives the next three relations:

$$f_1(x) = \frac{1}{a \cdot x}, \quad (5)$$

where a – a parameter;

$$f_2(x) = b \cdot x^c, \quad (6)$$

where b and c – parameters;

$$F(x) = f_1(x) + f_2(x). \quad (7)$$

The formulas (5-7) are equivalent by the physical sense to the relations of $Y(I)$, $S(I)$, $R(I)$ on the fig. 1 correspondingly.

Let us consider the influence of the parameter b of the equation (6) upon the change of the point of minimum, which in this particular case we will consider as the determining parameter for the optimal values of the criterion (7). That is the dependence (7) in this example corresponds to the criterion (3).

Then

$$\frac{dF(x, b)}{dx} = F'(x, b) = 0 \Rightarrow b_{opt} = b_{opt}(x). \quad (8)$$

$$F'(x, b) = -\frac{1}{a \cdot x^2} + b \cdot c \cdot x^{c-1} = 0 \Rightarrow b_{opt}(x) = \frac{A(x)}{B(x)}. \quad (9)$$

Where for optimal values of b in equations (8, 9)

$$A(x) = \frac{1}{a \cdot x^2}, \quad B(x) = c \cdot x^{c-1}. \quad (10)$$

After that, using relations (10)

$$F_{opt}(x) = F_{opt}(x, b_{opt}(x)) = f_1(x) + f_2(x, b_{opt}(x)) = \frac{1}{a \cdot x} + b_{opt}(x) \cdot x^c. \quad (11)$$

Analytical expressions (7) and (11) are identical. They are analogous to (1) and (4).

Researches results. For values of $a = 0,5$; $c = 3$; $b = 1, 2, \dots, 9$; relative values of $F_1(x)$, $F_2(x)$, ..., $F_9(x)$ it is plotted the curves shown in the figure 2. In the fig. 2 $Opt(x) = F_{opt}(x)$, $b(x) = b_{opt}(x)$.

Calculations illustrate that practically identical analytical relations (7) and (11) for $F(x)$ and $F_{opt}(x)$ have different character in the graphical view.

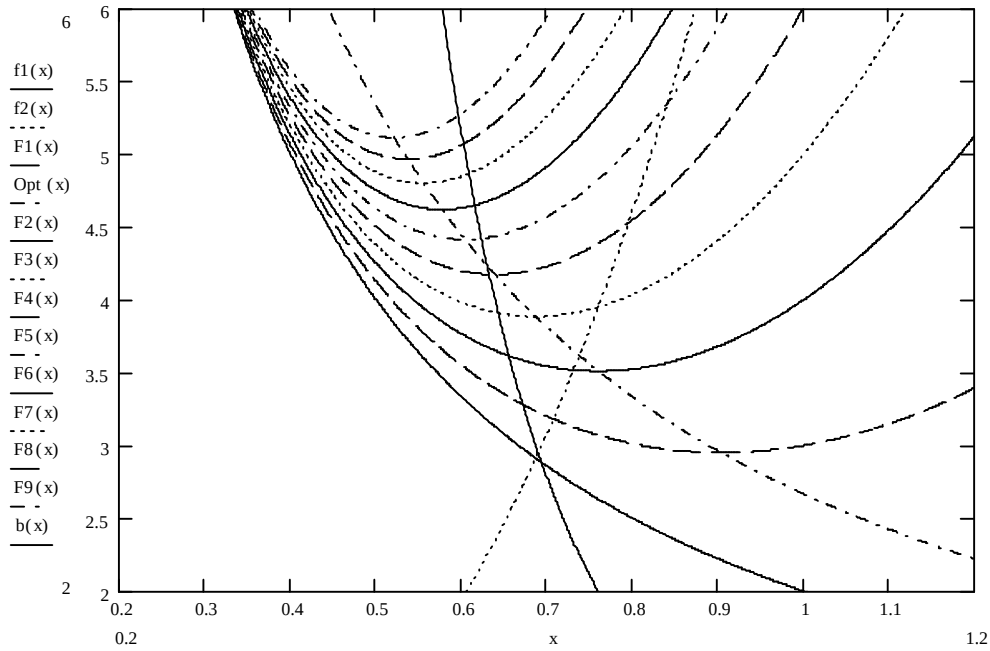


Fig. 2. The change of the optimal values of the criterion and the corresponding curves of the optimal values and determining parameter

A practical application of the problem solution has been made in the work [4] for the criterion (2) and parameter of Δr . The method according to the procedures (3, 4), (5-7), or (8-11) yielded

$$\frac{dE(V_s, \Delta r)}{dV_s} = E'(V_s, \Delta r) = 0.$$

That is

$$E'(V_s, \Delta r) = \left[\frac{1}{\lambda_{\min} + \frac{\lambda_0 - \lambda_{\min}}{1 + \alpha \cdot V_s}} + \frac{V_{r0}(V_s)}{\left(\lambda_{\min} + \frac{\lambda_0 - \lambda_{\min}}{1 + \alpha \cdot V_s} \right)^2} \cdot \frac{\lambda_0 - \lambda_{\min}}{(1 + \alpha \cdot V_s)^2} \cdot \alpha \cdot \left[1 - \exp \left\{ \left(-\lambda_{\min} - \frac{\lambda_0 - \lambda_{\min}}{1 + \alpha \cdot V_s} \right) \cdot t_k \right\} \right] \right] - \left[\frac{V_{r0}(V_s)}{\lambda_{\min} + \frac{\lambda_0 - \lambda_{\min}}{1 + \alpha \cdot V_s}} + \Delta r \right] \cdot \frac{\lambda_0 - \lambda_{\min}}{(1 + \alpha \cdot V_s)^2} \cdot \alpha \cdot t_k \cdot \exp \left\{ \left(-\lambda_{\min} - \frac{\lambda_0 - \lambda_{\min}}{1 + \alpha \cdot V_s} \right) \cdot t_k \right\} = 0$$

Here $V_{r0}(V_s) = V_t + V_e + V_s$.

The transformations (4) or (9) in this case

$$\Delta r_{opt}(V_s) = \frac{Z(V_s)}{X(V_s)} - Y(V_s).$$

Where

$$Y(V_s) = \frac{V_{r0}(V_s)}{\lambda_{\min} + \frac{\lambda_0 - \lambda_{\min}}{1 + \alpha \cdot V_s}}.$$

$$X(V_s) = \frac{\lambda_0 - \lambda_{\min}}{(1 + \alpha \cdot V_s)^2} \cdot \alpha \cdot t_k \cdot \exp \left\{ \left(-\lambda_{\min} - \frac{\lambda_0 - \lambda_{\min}}{1 + \alpha \cdot V_s} \right) \cdot t_k \right\},$$

$$Z(V_s) = \left[\frac{1}{\lambda_{\min} + \frac{\lambda_0 - \lambda_{\min}}{1 + \alpha \cdot V_s}} + \frac{V_{r0}(V_s)}{\left(\lambda_{\min} + \frac{\lambda_0 - \lambda_{\min}}{1 + \alpha \cdot V_s} \right)^2} \cdot \frac{\lambda_0 - \lambda_{\min}}{(1 + \alpha \cdot V_s)^2} \cdot \alpha \right] \cdot \left[1 - \exp \left\{ \left(-\lambda_{\min} - \frac{\lambda_0 - \lambda_{\min}}{1 + \alpha \cdot V_s} \right) \cdot t_k \right\} \right],$$

Thus, similarly to the expressions (4) or (11)

$$E_{opt}[R] = \left(\frac{V_{r0}(V_s)}{\lambda_{\min} + \frac{\lambda_0 - \lambda_{\min}}{1 + \alpha \cdot V_s}} + \Delta r_{opt}(V_s) \right) \cdot \left(1 - \exp \left[- \left(\lambda_{\min} + \frac{\lambda_0 - \lambda_{\min}}{1 + \alpha \cdot V_s} \right) \cdot t_k \right] \right).$$

Calculations have been performed and results are presented in the figure 3.

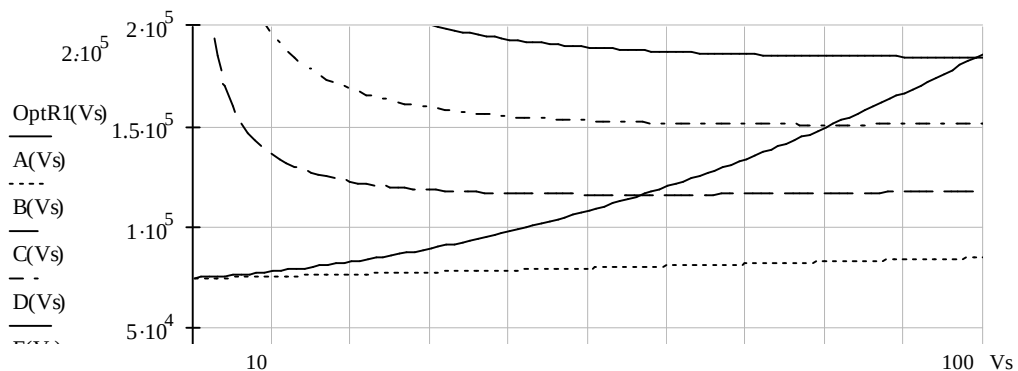


Fig. 3. Expectations of expenses at the given value of possible onetime losses

In the figure 3 there are OptR1(Vs) – the curve of the optimal values of the expectations of expenses; the series of the curves of A(Vs), . . . , D(Vs) – for the expectations of expenses.

Conclusions. Criteria of optimization can be composed in different ways, but in any way it is always convenient to have an analytical expression for a complex criterion which has a view identical to the original.

LITERATURE

1. Kuiken K. Diesel engines for ship propulsion and power plants from 0 to 100,000 kW: in 2 parts / K. Kuiken. – Target Global Energy Training, Onnen, The Netherlands, 2008. – 1 part. – 512 p.
2. Kuiken K. Diesel engines for ship propulsion and power plants from 0 to 100,000 kW: in 2 parts / K. Kuiken. – Target Global Energy Training, Onnen, The Netherlands, 2008. – 2 part. – 444 p.
3. Белов П.Г. Теоретические основы системной инженерии безопасности. – К.: КМУГА, 1997. – 426 с.
4. Гончаренко А.В. Керування підтриманням безпеки польотів через технічні та витратні чинники: Дис. ... к-та техн. наук: 05.13.03. – К., 2005. – 198 с.

ОЦЕНКА ИНТЕНСИВНОСТИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ КОРРОЗИОННЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ СЖИГАНИИ ВОДОМАЗУТНЫХ ЭМУЛЬСИЙ

А.В. Горячкин, Н.А. Дикий, В.В. Мандровский, В.Н. Михайленко, Э.А. Мордань,
И.Р. Нерезов, С.Ф. Ножевник, В.В. Сирин, В.А. Смирнов

*Киевская академия водного транспорта
им. гетмана Петра Конашевича – Сагайдачного (Украина)*

Введение. В последнее время много внимания уделяется снижению выбросов оксидов азота с продуктами сгорания топлив путем введения в зону горения водяных паров или воды, а также сжигания специально подготовленных водомазутных эмульсий (ВМЭ). Для снижения выбросов оксидов азота на 30% рекомендуется осуществлять сжигание ВМЭ с содержанием воды до 15% [3, 5, 6, 7, 8, 10, 11, 12, 13]. Увеличение содержания водяных паров в зоне горения оказывает влияние на процесс горения, на состав дымовых газов и, по-видимому, на их коррозионные свойства. Поэтому было принято решение о проведении исследований скорости коррозионных процессов при сжигании ВМЭ с содержанием воды 15%.

Анализ состояния проблемы. В литературе приведено недостаточное количество экспериментальных данных по коррозионным процессам, имеющим место при сжигании обводненных мазутов [2, 3, 5, 11, 12, 13]. Все приведенные данные носят качественный характер: заносы поверхностей нагрева оказались меньшими, зола становилась рыхлой и легко удаляемой, увеличился период между капитальными ремонтами котла. Причем, эти сведения относятся к поверхностям нагрева с температурой выше температуры точки росы паров серной кислоты. Однако, имеются данные, указывающие на интенсификацию коррозионных процессов [2, 5]. Поэтому целесообразно проведение эксперимента и получение количественных данных по коррозии и загрязнению поверхности труб при сжигании обводненных мазутов при температурах стенки выше и ниже температуры точки росы.

Сущность работы. Скорость низкотемпературной коррозии (НТК) зависит от многих факторов, среди которых в первую очередь следует отметить: содержание серы в топливе; коэффициент избытка воздуха при горении; состав металла и состояние поверхности нагрева; состав, количество и температура электролита (конденсата кислот); количество и состояние слоя отложений на поверхности металла и др. Во многих работах указывается, что скорость коррозионного процесса низкотемпературной поверхности нагрева во многом определяется количеством конденсирующейся на поверхности нагрева серной кислоты [1, 2, 6].

Работа с низкими избытками воздуха при сжигании сернистого мазута практически устраняет проблемы, связанные с коррозией. Но сжигание мазута с малыми избытками воздуха вызывает большие трудности при организации этого процесса, обеспечении работы системы автоматического регулирования процесса горения, равномерного распределения концентрации O_2 , а значит и SO_3 , по сечению газохода, что приводит к неравномерной коррозии поверхностей нагрева. В промышленных котлах, а также вспомогательных судовых котлах невозможна организация процесса горения с малыми избытками воздуха. При эксплуатации котлов коэффициент избытка воздуха находится на уровне $\alpha = 1,3 \dots 1,6$. С увеличением избытка воздуха, при котором сжигается жидкое топливо, растет содержание SO_3 и паров H_2SO_4 в дымовых газах. При достижении $\alpha = 1,5$ содержание серного ангидрида SO_3 и паров серной кислоты в дымовых газах стабилизируется. Это дает возможность более четко определить влияние содержания воды в эмульсии на скорость коррозионных процессов. Поэтому было принято решение о

проведении исследований интенсивности коррозионных процессов при сжигании ВМЭ с повышенными избытками воздуха, имеющими место в реальных условиях эксплуатации котлов, чтобы затем сравнить полученные результаты с интенсивностью процессов при сжигании мазута с малыми избытками воздуха.

Исследования для сравнения интенсивности коррозионных процессов при сжигании ВМЭ проводились на экспериментальной установке. Проведение исследований на огневом стенде позволяет обеспечить стабильность процессов горения и теплообмена в газоходах, а значит более четко выделить влияние отдельных факторов на скорость процессов, определяющих уровень НТК. Исследования были проведены при сжигании ВМЭ, подготовленной на основе мазута М40 с содержанием серы 1,8 %, воды 15% при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1,5$. Проводились аналогичные опыты при сжигании того же мазута при содержании воды $W^p=2\%$ и коэффициенте избытка воздуха, равном 1,5.

Оценка интенсивности низкотемпературных коррозионных процессов при сжигании ВМЭ осуществлялась по интенсивности загрязнения поверхности нагрева и массопотока кислоты, скорости коррозии в зависимости от температуры стенки, так как величина этой температуры определяет значение температуры уходящих газов и КПД котла. Интенсивность загрязнения и коррозии поверхностей нагрева, величина массопотока кислоты определялись гравитационным методом, который широко применяется при проведении коррозионных исследований. Температура стенки поддерживалась постоянной с помощью термостатирования охлаждающей жидкости. Температура газов перед образцами труб также поддерживалась постоянной и составляла 250°C . Температура поверхности образцов находилась в пределах от 60 до 220°C .

При исследовании коррозионных процессов на экспериментальной установке время проведения опытов составляло 6 часов, что согласно литературным данным [1, 4] и данным наших исследований позволяет с достаточной точностью выявить влияние различных факторов на скорость коррозионных процессов. Систематическая погрешность при определении скорости коррозии определяется по формуле:

$$\Delta K = \sqrt{\left(\frac{\Delta(\Delta m)}{\tau \cdot F}\right)^2 + \left(\frac{\Delta m}{\tau^2 \cdot F} \cdot \Delta \tau\right)^2 + \left(\frac{\Delta m}{\tau \cdot F^2} \cdot \Delta F\right)^2}.$$

Убыль массы металла образца Δm вследствие коррозии определялась взвешиванием образца до и после опыта на аналитических весах АДВ-200 с точностью 0,0001 г. Так как для определения Δm необходимо образец взвешивать дважды (до и после опыта), абсолютная погрешность определения $\Delta(\Delta m)$ составит 0,0002 г. При принятых геометрических размерах образца (наружный диаметр $d_{\text{нар}}=25$ мм, длина $l=23$ мм) и точности измерений диаметра образца 0,01 мм, длины образца – 0,05 мм значение $\Delta F=4,05 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. Площадь поверхности образца составляла $F=0,001805 \text{ м}^2$.

Точность продолжительности коррозионных испытаний $\Delta \tau$ принята 10 мин (0,167 ч), так как в течение этого времени стабилизируются процессы в экспериментальной установке при ее разогреве после размещения сборок образцов в газоходе. В этом случае, при продолжительности испытаний 6 часов систематическая погрешность определения скорости коррозии ΔK составит 0,0196 г/($\text{м}^2 \cdot \text{ч}$). При проведении коррозионных испытаний предельное значение систематической погрешности допускается до 10%. В этом случае минимальное значение скорости коррозии, соответствующее такой точности, должно составлять $K=10 \cdot \Delta K \approx 0,2 \text{ г}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$. При проведении наших исследований минимальное значение скорости коррозии зафиксировано на уровне 0,25 г/($\text{м}^2 \cdot \text{ч}$). Кроме того, имеется возможность сравнить полученные за это время значения скорости НТК с литературными данными. В [4] приводятся значения скорости коррозии за 6 часов испытаний при сжигании мазута с содержанием серы 2,5...3% при $\alpha=1,03 \dots 1,04$, что дает возможность сравнить интенсивности коррозионных процессов при сжигании ВМЭ с большим

содержанием воды при повышенных коэффициентах избытка воздуха и обычного мазута, сжигаемого при низких коэффициентах избытка воздуха.

Результаты исследований показывают, что загрязнение поверхности нагрева при сжигании ВМЭ происходит более интенсивно, чем при сжигании обычного мазута [4]. Так, при сжигании обычного мазута интенсивность загрязнения поверхности с температурой стенки $70...80^{\circ}\text{C}$ составила $2,5 \text{ г}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, а при сжигании ВМЭ $7,5 \text{ г}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$. Интенсивность загрязнения поверхности в области «кислотного пика» (температура стенки $95...100^{\circ}\text{C}$) при сжигании обычного мазута составила $16,5 \text{ г}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, а при сжигании ВМЭ $18,0 \text{ г}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, т.е. загрязнение поверхности нагрева при сжигании ВМЭ увеличивается. Объясняется это, скорее всего тем, что отложения на поверхности нагрева при сжигании эмульсии более влажные, чем при сжигании необводненного мазута, что способствует налипанию золовых и сажистых частиц на этой поверхности. Необходимо отметить различия во внешнем виде отложений, что обусловлено, по-видимому, их составом. При сжигании необводненного мазута отложения в районе «кислотного пика» черного цвета и влажные. При сжигании эмульсии отложения более влажные и многослойные: верхний слой серого цвета, под ним слой отложений черного цвета, а непосредственно на поверхности металла плотный слой продуктов коррозии. С дальнейшим повышением температуры стенки загрязнение поверхности нагрева уменьшается. Интенсивность этого процесса при сжигании эмульсии и обычного мазута при температуре стенки выше 130°C становится практически одинаковой.

В отличие от загрязнения поверхности нагрева при сжигании эмульсии скорость коррозии меньше, чем при сжигании обычного мазута. Минимум коррозии наблюдается при температуре стенки около $70...80^{\circ}\text{C}$: при сжигании обычного мазута она составляет $0,35 \text{ г}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, а при сжигании ВМЭ – $0,25 \text{ г}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, т.е. в 1,5 раза ниже. Скорость коррозионного процесса практически стабилизируется после 4...12 часов воздействия потока дымовых газов на поверхность нагрева, при продолжительности опытов 6 часов четко проявляется наличие «кислотного пика» как при сжигании обычного мазута, так и при сжигании ВМЭ с $W^p=15\%$. В области «кислотного пика» при температуре стенки $95...100^{\circ}\text{C}$ наблюдается более существенная разница в скорости коррозии. При сжигании мазута М40 скорость коррозии составила $3,6 \text{ г}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, а при сжигании ВМЭ – $2,0 \text{ г}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, т.е. в 1,8 раза меньше. Следовательно, с увеличением содержания воды в топливе скорость коррозии снижается. Поэтому, с дальнейшим увеличением воды в эмульсии, например, до 30% скорость коррозии должна снижаться.

Сравнение скорости коррозии, полученной при сжигании эмульсии, с данными [4] при сжигании обычного мазута с низкими избытками воздуха $\alpha=1,03...1,04$ (правда, при несколько большем содержании серы при одинаковом времени воздействия потока дымовых газов показывает, что скорости коррозии в области «кислотного пика» находятся практически на одинаковом уровне. Следовательно, оказались соизмеримыми скорости коррозии при сжигании ВМЭ ($W^p=15\%$) с большим коэффициентом избытка воздуха ($\alpha=1,5$) и скорости коррозии при сжигании обычного мазута с малыми избытками воздуха ($\alpha = 1,03...1,04$). При более высоких температурах стенки скорость коррозии резко снижается по сравнению с «кислотным пиком». Причем, при температуре выше 130°C скорость коррозии при сжигании эмульсии несколько выше, чем при сжигании обычного мазута, что объясняется более низкой концентрацией серной кислоты в отложениях.

Для оценки массопотока серной кислоты на поверхность нагрева вначале оценивалось количество остаточной кислоты, находящейся в отложениях. Для этого продукты загрязнения смывались 25 мл дистиллированной воды. Полученный раствор фильтровался, а затем проводилось его титрование. Таким образом оценивалось количество оставшейся в отложениях серной кислоты в пересчете на 100% концентрацию.

Количество прореагировавшей серной кислоты оценивалось по скорости коррозии металла с учетом коэффициента пересчета, соответствующего появлению на поверхности металла сульфатов в виде FeSO_4 . Суммируя количество оставшейся кислоты с

прореагировавшей при соответствующих температурах стенки металла, получаем общее количество кислоты, доставляемой к поверхности нагрева в процессе массопереноса паров серной кислоты из потока дымовых газов при конденсации. Сравнение массопотоков серной кислоты (в пересчете на 100% концентрацию) при сжигании обычного мазута и при сжигании ВМЭ показывает, что массопотоки близки по своим значениям. Если учесть, что концентрация серной кислоты при сжигании обычного мазута в районе «кислотного пика» находится на уровне 70%, а при сжигании ВМЭ на уровне 60%, то массопотоки кислот действительной концентрации при сжигании эмульсии и обычного мазута оказываются практически одинаковые.

Таким образом, несмотря на то, что при исследованных режимах сжигания ВМЭ и обычного мазута массопотоки кислот практически одинаковые, скорость коррозии при сжигании ВМЭ почти в 2 раза меньше. При этом еще необходимо учесть, что при сжигании ВМЭ серная кислота в отложениях имеет меньшую концентрацию и, следовательно, более агрессивна. По-видимому, значительное снижение скорости низкотемпературной коррозии (особенно в области «кислотного пика») при сжигании ВМЭ происходит благодаря появлению на поверхности нагрева более плотного слоя сульфатов, который препятствует доступу кислоты к поверхности металла. При этом может наблюдаться процесс солевой пассивации поверхности металла, что требует проведения специальных исследований состава отложений на поверхности нагрева.

Выводы. При сжигании водомазутной эмульсии с содержанием воды 15% на основе мазута М40 с $S^p=1,8\%$ при $\alpha=1,5$ массопоток серной кислоты на низкотемпературную поверхность практически равен массопотоку кислоты при сжигании обычного мазута.

Скорость низкотемпературной коррозии при сжигании водомазутной эмульсии значительно ниже, чем при сжигании обычного мазута. При сжигании ВМЭ с содержанием воды 15% при $\alpha=1,5$ скорость коррозии находится на уровне скорости коррозии обычного мазута с $\alpha=1,03-1,04$.

С увеличением содержания воды в мазуте с 2 до 15% скорость коррозии снижается почти в 2 раза. Можно предположить, что с увеличением содержания воды в эмульсии выше 15% скорость коррозии также должна снижаться.

Снижение скорости коррозии при сжигании водомазутной эмульсии при практически одинаковом массопотоке кислоты может быть объяснено несмотря на большую агрессивность серной кислоты лучшими защитными свойствами пленки сульфатов, пассивирующей поверхность металла.

ЛИТЕРАТУРА

1. Внуков А.К. Теплохимические процессы в газовом тракте паровых котлов. – М.: Энергоиздат, 1981. – 296 с.
2. Геллер З.И. Мазут как топливо. – М.: Недра, 1965. – 495 с.
3. Закиров К.З., Айрих Р.А. Эффективность совместного влияния ввода воды и рециркуляции дымовых газов на образование оксидов азота при сжигании сероводородсодержащего газа в топке котла ТГМП – 114 // Оксиды азота в продуктах сгорания и их образование в атмосфере: Тезисы конференции – Киев, 1987.
4. Магадеев В.Ш. Коррозия газового тракта котельных установок. – М.: Энерго-атомиздат, 1986. – 272 с.
5. Сигал И.Я. Защита воздушного бассейна при сжигании топлива. – Л.: Недра, 1977. – 294 с.
6. Стриха И.И. Эколого-экономические показатели работы котла ТГМЕ-206 при сжигании обводненных мазутов // Изв. вузов. Сер. "Энергетика". – 1997. – №7-8. – С. 45-53.

7. Эффективность применения водотопливных эмульсий в судовых котлах / В.Н.Стаценко, В.М.Суменков, Ю.С.Селезнев. – Судостроение. – №2. – 1999.
8. Авдудевский В.С., Пирулов У.Г. Снижение выбросов окислов азота от энергетических установок путем ввода воды в зону горения факела. Труды МЭИ. – 1984. – 250 с.
9. Тув И.А. Сжигание обводненных мазутов в судовых котлах. – Л.: Судостроение, 1968. – 216 с.
10. Кормилицын В.И., Мысков М.Г., Збраилов И.Г. и др. Подавление оксидов азота впрысками воды в зону горения на паровом котле ТГМП-314Ц – М.: Труды МЭИ, 1987. – 165 с.
11. Гаврилов А.Ф., Горбаненко А.Д., Туркестанова Е.Л. Влияние влаги, вводимой в горячий воздух, на содержание окислов азота в продуктах сгорания и мазута // Теплоэнергетика. – 1983. – №6. – С. 130.
12. Гедгаудас А., Смайлис В., Страздаускене Р. Определение выбросов оксидов азота двигателей морского парома в условиях эксплуатации // Двигателестроение. – 2005. – №4. – С. 33-38.
13. Ведрученко В.Р., Крайнов В.В., Кокшаров М.В. О влиянии коэффициента избытка воздуха и нагрузки котельных установок на их экономичность при сжигании разных видов топлива // Промышленная энергетика. – 2002. – №3. – С. 24-28.

ПУТИ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ АВТОНОМНЫХ СИСТЕМ ГЕНЕРИРОВАНИЯ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА СТАБИЛЬНОЙ ЧАСТОТЫ

В.Н. Казак, Е.Н. Тачинина, Н.Д. Красношапка, Т.А. Мазур
Национальный авиационный университет (Украина)

Введение. Многообразие вариантов построения автономных энергетических систем (АЭС) специального назначения, а также непрерывный рост мощностей потребителей выдвигают целый ряд научно-технических проблем, связанных с их разработкой и проектированием. Одной из перспективных АЭС транспортных средств является система переменного тока постоянной частоты с отбором мощности от первичной силовой установки (СУ). Если для привода систем генерирования переменного тока постоянной частоты использовать тепловые двигатели с изменяющейся скоростью вращения, то для поддержки постоянной частоты вращения вала синхронного генератора, используемого в качестве первичного источника электроэнергии, обычно применяют приводы постоянной частоты вращения (ППЧВ) или преобразующие устройства. Требования, предъявляемые к первичным системам генерирования АЭС [5], накладывают ограничения на применение широко распространенных в авиации гидромеханических и пневмомеханических ППЧВ из-за их высокой стоимости изготовления и эксплуатации, а также трудности достижения больших сроков службы. Системы со статическими преобразователями, которым все больше отдают предпочтение при разработке АЭС, обладают существенным недостатком – сильными электромагнитными помехоизлучениями с широким спектром частот, что негативно сказывается на электронном оборудовании. Поэтому наиболее рациональным для систем генерирования переменного тока постоянной частоты при переменной скорости вращения теплового двигателя является использование электромеханических ППЧВ на основе электродинамических редукторов (ЭДР) [2]. Такие ППЧВ позволяют обеспечить необходимое качество электрической энергии [2, 4], улучшить экономические и экологические показатели автономной системы генерирования в целом.

Актуальность исследований. Применяемые в настоящее время аэродромные передвижные электроагрегаты (АПА), как источники электроэнергии, используют каналы генерирования переменного тока постоянной частоты и постоянного тока независимо от соотношения мощностей потребителя в пределах установленной электрической мощности АПА [2]. Это приводит к неэффективному использованию электроэнергетической системы АПА, уменьшению ресурса источников электрической энергии и приводного двигателя, а также к увеличению расхода горюче-смазочных материалов (ГСМ). Устранения указанных недостатков можно достичь, применив ППЧВ на базе ЭДР в системе генерирования переменного тока постоянной частоты АПА с регулированием скорости вращения вала двигателя внутреннего сгорания (ДВС) пропорционально изменению мощности сети переменного тока.

Постановка задачи исследований. Анализ электромеханических устройств стабилизации частоты посвящены работы Радина В.И., Загорского А.Е., Белоноговского В.А., Красношапки М.М., Красношапки Д.М. Работы по исследованию динамики приводов постоянной скорости с гидродинамическим и пневмомеханическим редукторами проводили Страхов С.В., Комаров А.А. Однако малоисследованными на сегодняшний день остаются статические и динамические режимы работы электромеханических ППЧВ на базе электродинамического редуктора, конструкция которого была предложена Красношапкой М.М. [2]. Поэтому вопросы исследования динамических свойств и обеспечения требуемого качества электроэнергии таких систем являются актуальными.

Разработка нового варианта. Важной особенностью ППЧВ на базе ЭДР является улучшение энергетических характеристик привода (ограничение максимальной величины мощности потерь скольжения) путем сочетания ступенчатого изменения скорости вращения магнитного поля в пространстве с плавным регулированием скольжения ведомого ротора асинхронной муфты (АМ), что позволяет уменьшить инерционность привода [2]. Изменение величины скольжения и плавного изменения передаточного отношения ЭДР с целью стабилизации скорости вращения ведомого вала ЭДР осуществляется изменением уровня возбуждения ведущего ротора АМ регулятором скорости вращения привода (регулятором тока возбуждения СМ). При этом для обеспечения устойчивой работы ЭДР во всем диапазоне изменения скорости приводного двигателя необходимо обеспечить требуемый вид механической характеристики, что удачно решается за счет использования ферромагнитной гильзы на ведомом роторе АМ.

Для исследования вопросов качества переходных процессов при изменении скорости вращения вала ДВС ЭДР целесообразно представить в виде системы интегрально-дифференциальных и алгебраических уравнений, при введенных допущениях, наиболее полно отражающих сущность протекающих в нем реальных физических процессов [1, 3].

Согласно [2], электродинамический редуктор представляет собой каскадное соединение электрических машин – асинхронной муфты (АМ) и синхронной машины (СМ) обращенной конструкции, используемой в качестве возбудителя. Поэтому математическая модель включает математическое описание данных машин и уравнения связи, характеризующие схемо-технические особенности их совместной работы. Для математического описания переходных электромеханических процессов воспользуемся методом мгновенных значений.

Опираясь на [3] и предполагая, что величины индуктивностей остаются постоянными, запишем уравнения каскада:

$$\begin{cases} 0 = (r_{am1} + r_{cm})i_{d1} + (L_{am1} + L_{dcm})\frac{di_{d1}}{dt} + M_{am}\frac{di_{d2}}{dt} + M_{adcm}\frac{di_f}{dt} + (L_{am1} - L_{qcm})i_{q1}w_1 + M_{am}i_{q2}w_1; \\ 0 = (r_{am1} + r_{cm})i_{q1} + (L_{am1} + L_{qcm})\frac{di_{q1}}{dt} + M_{am}\frac{di_{q2}}{dt} - (L_{am1} - L_{dcm})i_{d1}w_1 - M_{am}i_{d2}w_1 - M_{adcm}i_fw_1; \\ 0 = i_{d2}r'_{am2} + L_{am2}\frac{di_{d2}}{dt} + M_{am}\frac{di_{d1}}{dt} + L_{am2}i_{q2}w_\Sigma(1-s) + M_{am}i_{q1}w_\Sigma(1-s); \\ 0 = i_{q2}r'_{am2} + L_{am2}\frac{di_{q2}}{dt} + M_{am}\frac{di_{q1}}{dt} - L_{am2}i_{d2}w_\Sigma(1-s) - M_{am}i_{d1}w_\Sigma(1-s); \\ U_f = r_f i_f + L_f \frac{di_f}{dt}, \end{cases} \quad (1)$$

где s – скольжение ЭДР, r_{cm} – активное сопротивление обмотки якоря СМ;

r_{am} – активное сопротивление обмотки ротора АМ;

r_f – активное сопротивление обмотки возбуждения;

i_d, i_q – токи в обмотках якоря по продольной и поперечной осям;

i_f – ток в обмотке возбуждения;

L_{dcm}, L_{qcm} – индуктивности обмоток якоря по продольной и поперечной осям СМ;

L_f – индуктивность обмотки возбуждения;

M_{adcm} – взаимная индуктивность между обмотками по продольной оси;

w_1 – скорость вращения ведущего вала ЭДР;

L_{am} – индуктивность обмоток роторов АМ;

где r_{am1} , i_{d1} , i_{q1} – величины активного сопротивления и составляющих токов по осям d и q ведущего ротора АМ,

r'_{am2} , i_{d2} , i_{q2} – величины приведенного активного сопротивления и составляющих токов по осям d и q ведомого ротора АМ.

При этом сопротивление r'_{am2} вычисляется с учетом особенностей конструкции ведомого ротора АМ, M_{am} – взаимная индуктивность обмоток машины.

$$w_{\Sigma} = w_1 \pm w_n,$$

где w_n – скорость вращения магнитного поля обмотки ведущего ротора относительно ведущего ротора.

Математическая модель (1) позволяет производить исследования электромагнитных и электромеханических процессов в ЭДР специальной конструкции при переходных режимах работы теплового двигателя.

При выводе уравнений для исследования динамических режимов, в дополнение к (1) должны быть учтены автоматические регуляторы скорости, уравнение движения валов ЭДР и уравнение электромагнитного момента.

Однако начальными условиями для проведения таких расчетов являются значения параметров статического режима работы ЭДР. Рассмотрим особенности работы ЭДР на повышающей передаче. В случае, когда скорость выходного вала ЭДР выше скорости вращения входного вала, АМ работает в двигательном режиме. СМ ЭДР работает генератором, питая электроэнергией переменной частоты обмотку ведущего ротора АМ.

Согласно энергетической диаграмме (рисунок 1), механическая мощность, передаваемая через ЭДР от приводного двигателя к синхронному генератору, определяется величиной результирующего момента, развиваемого приводным двигателем и скоростью вращения ведомого ротора АМ $P_{\text{мех}} = Mw_2$.

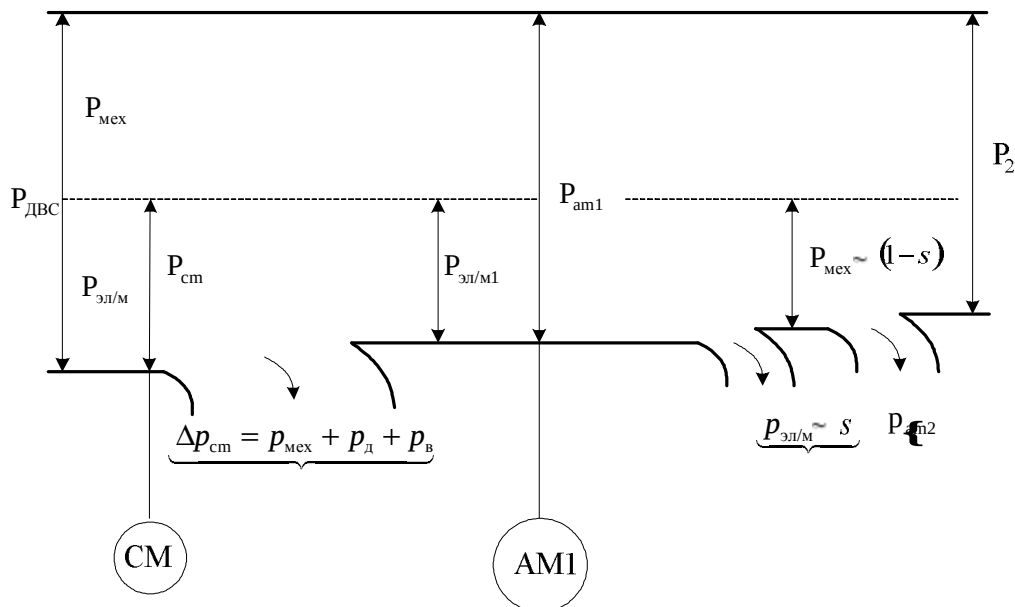


Рисунок 1. Энергетическая диаграмма повышающего ЭДР, где P_{am1} – мощность, передаваемая от ДВС и СМ на ведущий вал АМ, p_{am2} – потери в ведомом роторе АМ.

Значение полной электрической мощности, подводимой к ведущему ротору АМ от СМ, можно выразить через величину максимальной мощности на валу ЭДР при известных

значениях КПД, коэффициента мощности и номинального (минимального) скольжения АМ:

$$S = \frac{P_{\text{мех}}}{(1 - s_n) \eta_{\text{ам}} \cos j_{\text{ам}}} \cdot \frac{p_{\text{см}}}{p_{\text{см}} + p_{\text{ам}}}, \quad (2)$$

где $\frac{p_{\text{см}}}{p_{\text{см}} + p_{\text{ам}}}$ – отношение скорости магнитного поля токов обмотки ведущего ротора АМ

к результирующей скорости поля в воздушном зазоре,

$\eta_{\text{ам}}$ – КПД АМ,

s_n – величина номинального скольжения,

$\cos j_{\text{ам}}$ – коэффициент мощности АМ.

В свою очередь величина электромагнитного момента, развиваемого АМ на валу ведомого ротора, может быть выражена через величины полной электрической мощности ведущего ротора АМ и скорость вращения магнитного поля токов обмотки ведущего ротора:

$$M_{\text{эл./м}} = \frac{S \cos j_{\text{ам}}}{w_1 \cdot (p_{\text{см}}/p_{\text{ам}})} \cdot \frac{E_{\text{ам}}}{U}, \quad (3)$$

где $\frac{E_{\text{ам}}}{U}$ – отношение ЭДС фазы обмотки ведущего ротора к величине фазного напряжения, подводимого от СМ.

Метод расчета статических режимов ППЧВ на базе ЭДР осуществляется исходя из предположения о фиксированных скоростях вращения первичного ротора и потоках мощностей ЭДР. На основе системы уравнений (1) нами был разработан алгоритм и проведен расчет статического режима работы ЭДР на повышающей передаче. При классическом расчете рассматривается полная мощность ведущего ротора ЭДР, не позволяющая учитывать уровень изменения ЭДС синхронной части, поэтому для расчета статического режима работы ЭДР были введены следующие допущения:

- есть напряжение, которое подводится к ведущему ротору АМ, при этом источник напряжения является источником переменной частоты;
- приняв, что величина электромагнитного момента ведомого ротора примерно равна механическому моменту на его валу, разделим поток полной входной мощности ЭДР на две части (рис. 1): электромагнитную составляющую, поступающую в ведомый ротор через поле со скоростью w_n и механическую составляющую мощности.

Тогда алгоритм расчета определим следующими шагами:

- в функции скольжения по известным значениям выходной мощности на валу ЭДР и скорости ведомого ротора определяются момент и потоки мощностей ведомого ротора;

- по известной величине момента при данном скольжении и полной мощности потерь скольжения в роторе определяется величина тока ротора, при котором потери в нем равны полным потерям скольжения ротора;

- определяются доли составляющей полного тока ведомого ротора АМ, трансформирующиеся через электромагнитное поле, пропорциональные соответственно скорости ведущего ротора и скорости «докрутки» («скрутки») ведомого ротора АМ;

- в функции величины долевого тока от скольжения через коэффициент приведения по току k_r определяем ток ведущего ротора с учетом потерь в обмотке ведущего ротора и $\cos j$ муфты;

- по известной величине тока ведущего ротора и мощности, подводимой к ведущему ротору, определяем величину напряжения на выходе СМ, после чего рассчитываем величину

ЭДС, необходимую для стабилизации скорости вращения выходного вала ЭДР во всем диапазоне регулирования.

В результате расчета статического режима работы ЭДР при мощности канала генерирования 96 кВт получены начальные данные изменения величин питающего напряжения и тока, потребляемых АМ от СМ, необходимые для расчета переходных режимов работы (рис. 2).

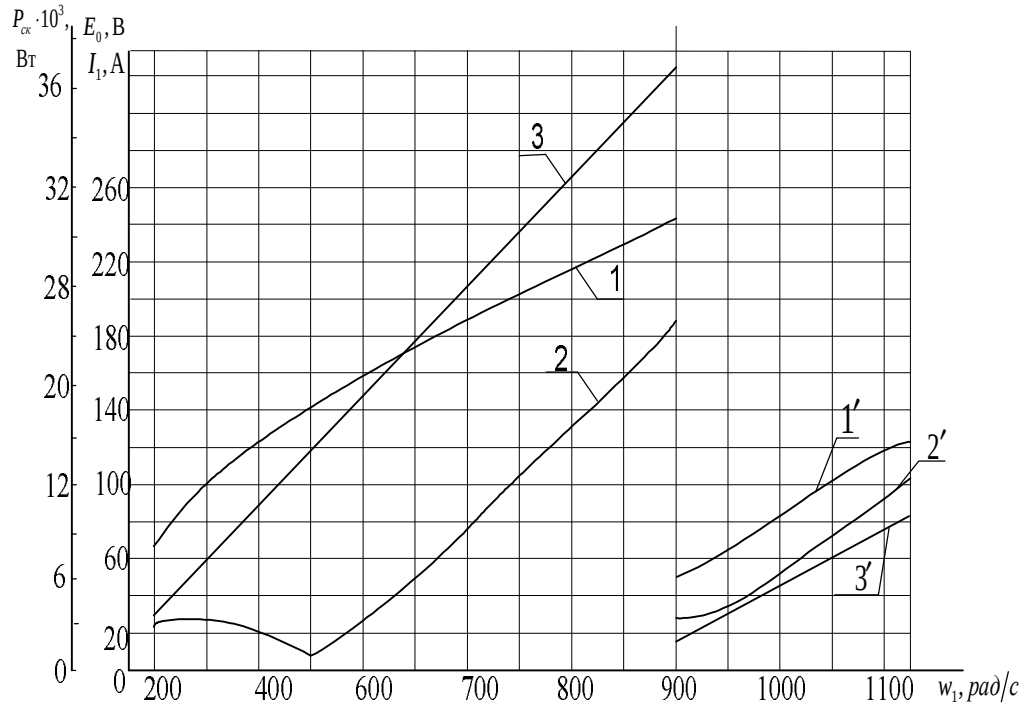


Рисунок 2. График изменения уровня питающего напряжения (2) и тока (1) при изменении скорости вращения ведущего ротора ЭДР для режимов работы на повышающей и понижающей передаче (1' и 2').

Выводы. Решение вопросов, связанных с исследованием динамических свойств и обеспечения требуемого качества электроэнергии автономных систем генерирования с электромеханическими ППЧВ на базе ЭДР, требует проведения предварительного расчета статических режимов работы ЭДР. В статье приведен алгоритм такого расчета, учитывающий специфику работы и конструктивные особенности ЭДР. Для более детальной проработки математической модели продолжаются исследования по данной тематике.

ЛИТЕРАТУРА

1. Казак В.Н. Оценка влияния показателей качества электроэнергии на надежность характеристики потребителей / В.Н. Казак, Т.А. Мазур // Матеріали міжнародної конференції «ISDMCI'2009». – 2009. – Т. 2. – С. 521-525.
2. Красношарпа М.М. Генераторы переменного тока стабильной и регулируемой частоты. [Текст]: учебник для высших учебн. заведений / М.М. Красношарпа. – К.: Техніка, 1974. – 168 с.
3. Копылов И.П. Математическое моделирование электрических машин / И.П. Копылов – М.: Высш. шк., 1994. – 318 с.
4. Куприн Б.В. Системы электроснабжения летательных аппаратов / Б.В. Куприн, В.М. Зонтов. – М.: ВВИА, 1988. – 395 с.
5. Перспективы развития автономных систем генерирования переменного тока стабильной частоты / А.И. Бертинов, С.Р. Мизюрин, В.В. Бочаров, С.Б. Резников, С.В. Смирнов [и др.] // Электричество. – 1988. – №10. – С. 28-39.

К ВОПРОСУ О ПОДБОРЕ ДИЗЕЛЕЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ, СОСТОЯНИЕ ПРОИЗВОДСТВА ДВИГАТЕЛЕЙ НА РЫНКЕ СНГ

Н.Н. Кобяков

Херсонский государственный морской институт (Украина)

Введение. Анализ состояния проблемы, цели и задачи работы. Дискуссии о компоновке машинных отделений новых судов либо не ведутся, либо присутствуют, но на когнитивном уровне устаревших концепций.

К сожалению, смысловую нагрузку вопросу компоновки СЭУ зачастую задают заказчики. Особенно вмешиваются в этот вопрос заказчики новых автомобилевозов, навязывающие для будущей электростанции огромного судна автомобильные дизеля для привода генераторов, учитывая свой опыт применения этих дизелей на грузовиках. Примеров таких дискуссий несколько. Но всегда заказчик позже сожалел о своей настойчивости в статусе Заказчика, который – «...всегда – прав!». Дизеля грузовиков не годятся для флота, даже самые проверенные. Далее мы вернемся к этой теме.

Анализ главных двигателей. Их принято подбирать с учетом будущей работы судна. Если будут превалировать длинные переходы морем и океанскими условиями плавания, (танкеры и балкеры) обычно заказывали малооборотные машины, как наиболее экономичные во всех случаях эксплуатации, надежные и ремонтно-пригодные для самого необученного экипажа. Для контейнеровозов с большим количеством портов захода предпочитают среднеоборотные две машины или для редукторов или – двухвальные. И здесь всплывает загоняемый в угол конфликт проектантов и старших механиков флота, поскольку думающий старший механик (а таких не более 20%) знает, но чаще всего скрывает истину, что 63-80% времени морские малооборотные машины работают на переходных режимах, наименее изученных наукой, которая не хочет ими (переходными режимами) заниматься. Объясняется это сложностями анализа – требуется привлекать теорию «массового обмена», в которой и сейчас много противоречивых результатов. Например, главный двигатель судна океанского плавания (балкер 60 тыс. тонн на линии Ванкувер – Иокогама, Австралия – Северная Европа, с зерном, 35-40 суток переход) работает 63-80% времени плавания на «**переходных режимах**», в условиях меняющихся ежечасно метеоусловий – качки, ветра, высоты волны и температуры наружного воздуха, заборной воды, влажности, меняющихся по размеру, направлению и силе. И главный двигатель надо под все это «подстроить», поскольку вчера была ледовая обстановка, через двое суток судно попадает в тропики.

Обо всем этом уже 45 лет молчат исследователи и коммерческие службы, занимающиеся фрахтом кораблей, задающие балкеру скорость в контрактах «тайм-чартера». Все делают вид, что эксплуатация судна протекает нормально и рассматривают «переходные режимы» как кратковременные. Старшим механикам большого труда – составляет задача выдержать заданную скорость. И только старшие механики с большим опытом знают, что происходит на самом деле в цилиндрах их машин, потому как ответ им дать никто не может. Если установить на ГД (МОД) чувствительный регулятор скорости и оборотов, то он издержит машину весом 430-570 тонн и сам через 6-8 суток износится. Электронные регуляторы, которые появились еще в 80-е годы XX века, также не отвечают всем требованиям. Хотя регулятор останется исправным, но большим количеством своих команд может вывести из строя исполнительную механику управления топливоподачей.

Комплекс других недостатков связан с переходом, в последние 25 лет, балкеров на экономичный ход, потребовавший пониженной частоты вращения машин с фиксированным шагом винта. С этим начались замедленные и поздние впрыски, горения на линии расширения и т.д., износ головок огромных поршней в виде вымываний металла в районах впрыска топлива форсунками. Но главная беда в том, что требуемые обороты

оказывались в зоне критических. И старшие механики обычно не находят выхода, особенно в условиях качки и «забрасываний» оборотов в запретную зону, поскольку информация о возможностях коррекции отсутствует. Мне на свой страх и риск довелось рассчитать дополнительные противовесы коленчатого вала на свой шестицилиндровый двигатель МСЕ, идя на ремонт в Сингапур. Тщательные расчеты показали, что противовесы получались разного веса, хотя по теории, должны быть одинаковыми. На мой запрос ведущему ученому СССР в области динамики ДВС – проф. д.т.н. А.А.Фоку (в прошлом старшему механику) по радиотелефону, полных ответов я так и не получил. Мои крутильные колебания показали, что влияние оказывали даже разные зазоры в движении цилиндров и собственные колебания остова машины.

Пройдя длительный путь разрешений и согласований в Сингапуре при заводе, противовесы я все-таки поставил (с помощью мистера Боха, представителя МАН в Сингапуре), узаконил их Регистром, прочувствовав до конца, что всякая поршневая машина как механизм – несовершенна. А после пришлось скрывать сделанное от технической службы ЧМП! С этим помогла справиться неудовлетворительная работа Брянского машиностроительного завода, строящего неплохие лицензионные машины, но выпускающего их в эксплуатацию неуравновешенными «по критическим оборотам» и упрямо называющего эту проблему домysлом, против чего выступили эксплуатационщики.

Однако лишь половину проблем можно решить, уравновесив машину по вращающимся массам. Надо также что-то делать с удлинённым впрыском топлива, чаще всего имеющим отвратительное качество, с каждым годом ухудшающееся и все более дорогое? Длина трубки от ТНВД до форсунки или от топливоподогревателя до ТНВД такая, что нужно 145 циклов, чтобы нагретое до 140 °С топливо зашло в форсунку, а оно остывает и его приходится греть еще сильнее. При этом механику приходится обманывать собственное задание своей же автоматике. И ТНВД надо ставить поближе к форсунке, т.е., повыше. А у двигателей «ФИАТ» и «Зульцер» они внизу, что является недостатком.

Предлагаемый путь решения поставленных задач. Поскольку опубликованные работы по этому поводу носили характер диссертаций, решающих проблему чисто теоретически, бесценный опыт старших механиков впитали только японцы, почерпнувшие из литературы других стран массу технических идей – они нацепили противовесы на коленчатые валы ГД и решили проблему критических оборотов. Только сейчас японцы в условиях глубокой секретности разрабатывают насосы «подвпрыска» на малых оборотах (не путать с существующими ТНВД впрыска от индивидуального привода). А на Брянском машзаводе до сих пор льют втулки ГД как болванки для Царь-пушки. Пора возвращаться к идее «насос-форсунка», чтобы угольную пыль впрыскивать. Правда, сейчас становится все более очевидным, что проблема подачи тяжелых топлив на малых оборотах МОД не решена, внедренные на судах системы подачи в цилиндры МОД дорогие в исполнении, трудны в окупаемости и ненадежны. Но МОД остается на прежних позициях. Доведенный Брянский МОД можно экспортировать не только в Монголию, не смотря на критические мнения проектантов и строителей новых судов.

Второй очень важной проблемой являются устанавливаемые на строящихся судах дизель-генераторы. Какие же здесь проблемы? В первую очередь – концептуальные. О судах под флагами первых и вторых реестров стран – лидеров мирового судоходного бизнеса, для сегодняшнего флота нет проблемы выбора и компоновки судовой электростанции. Но дело в том, что компоновка и проектирование СЭУ отдано на откуп недавно созданным компьютерным бюро, имеющих слабую подготовку в морском деле. И они «ставят» на суда высокооборотные дизель-генераторы, не учитывая того, что высокооборотный дизель ненадежен, шумный в работе и требует присутствия персонала (как на берегу – водителя трактора или грузовика). Представьте себе моряков в условиях шума и «рева» в МКО от высокооборотной машины на протяжении 4-8 месяцев! Эти «проектанты» мотивируют установку высокооборотных машин на судах двумя факторами: их малыми весом и габаритами, а также надежностью, якобы проверенной на

берегу. О требованиях Регистра и санитарных нормах шума на судах при этом забывают, а может, и не знают, как и того, какими же Требованиями Регистра или Конвенций необходимо при этом руководствоваться.

Техническая безграмотность имеет место на всех уровнях постройки судов. Обнаруженные специалистами-моряками проектные ошибки мотивируют экономической целесообразностью. Страна с огромной судостроительной промышленностью – Южная Корея, попыталась поставить на строящуюся серию судов дизель-генераторы «Янмар», заявив при этом, что ДГР «Янмар» надежны в эксплуатации. Мы показали им статистику страхового общества «Cally». Корейцы были шокированы – не статистикой, а тем, что мы об этом знаем. Давно отработано число оборотов дизель-генераторов: 580-840 в мин. Регистр не ограничивает этот параметр Правилами, однако рекомендует. Данный диапазон не очень шумный. Дизель-генераторы с умеренным числом оборотов окупаются по логарифмической шкале. Они прочны, спокойны в работе, неприхотливы. Созданные на Первомайском заводе дизеля прекрасны в эксплуатации, но заброшены наукой и не разрекламированы дискуссиями. А на самом деле традиционный ряд моделей ДГР, включая Первомайские. Даже сегодня они конкурентноспособны, но их характеристики и достоинства еще не раскрыты до конца. Они легко переводятся на тяжелые сорта топлива и даже на «твердый распыл». Над ними, несправедливо причисленными к уже отжившим, нужно работать, слегка «наддуть», применять «Вудвардом» (можно и не применять, ОРН его может заменить) и весь ряд первомайских дизелей доводить по критериям эргономичности и затем экспортировать. Это для нашей науки – отличный полигон.

Третьей проблемой является дипломное проектирование. При подготовке дипломных проектов часто приходится слышать о модернизационных заменах машин и агрегатов. В том числе и о замене ГД или ДГР. Однако проектируются установки для отживших судов, а бывает, что МОД нового типа заменяют в дипломных проектах МОД старой модели, уже не выпускавшейся сегодня, или осуществляют подбор дизелей для электростанции «автотракторного» типа. Допустимо, когда дизель такого судна работает на водотопливной смеси, пусть дипломники фантазируют и поднимают самые фантастические проекты в своих работах, но два условия должны быть строго соблюдены:

- 1) проект должен иметь тему «судовые энергетические установки и их эксплуатация»;

- 2) к «фантазиям» должен допускаться сильный студент, знающий то, что имеется на сегодняшний день, сделавший хороший тепловой расчет.

Плохо, что дипломники не рассчитывают в тепловых схемах СЭУ утилизационных опреснителей морской воды, экономии от получения пресной мытьевой воды. Их как будто и нет на судах, хотя опреснитель дает судну 10-25 тонн пресной воды в сутки. Мало «ремонтных» проектов, мало снотшибательных СЭУ – электроходов мощными судовыми электростанциями, хотя в ОНМА очень много холодильных и котловых проектов.

Четвертая проблема – проектирование СЭУ, выбор главных элементов. Анализ украинской дизелестроительной составляющей транспортного комплекса показал, что проектирование судов сегодня ведется непрофессионалами, не имеющими опыта и не желающими следовать наработанным практиками канонам, которые им и мало известны. Усугубляется вопрос и тем, что проектанты идут на уступки заказчику, часто не имея нормального допуска Регистра на проектирование.

Еще хуже дела обстоят дела с проектами выбора машин и механизмов для компоновки СЭУ. Желая выиграть тендер, проектанты защищают не Правила Регистра, а свой коммерческий интерес. Принимаются к установке дизеля из «ангаров» гаражей, устаревшие модели без наддува с переуложенными коленвалами из дизелей берегового исполнения, что недопустимо.

Выводы и рекомендации. Вузу рекомендуется расширить связи с Первомайским заводом и заводом «Моторсич», проработав тематику проектов с учетом экономического базиса, нужна их поддержка кафедре, которой пока нет. Их дизельный ряд перспективен для продажи, им надо помочь с выходом на рынок, что даст полигон и поддержку ХГМИ.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ С МЕХАНИЧЕСКИМ И ГИДРАВЛИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ ИГЛОЙ ФОРСУНКИ

П.В. Мельников

Одесский национальный морской университет (Украина)

Введение. Одним из главных преимуществ гидравлического управления иглой по сравнению с механическим, принято считать улучшение качества распыливания топлива в начальной и конечной фазах его впрыскивания, что способствует повышению экономичности двигателя и более устойчивой его работе на малых нагрузках. Но анализ опубликованных исследований показал, что данный вывод фактически был сделан предположительно, без опытной проверки.

Постановка задачи. В связи с изложенным выше, в данной работе было изучено влияние способа управления иглой форсунки на процесс впрыскивания топлива.

Предлагаемое решение задачи. Проведенные исследования позволили сделать вывод, что процесс впрыскивания топлива не зависит от способа управления иглой (гидравлического, механического или гидромеханического) по следующим причинам:

- в период подъема и посадки иглы форсунки давление управляющей жидкости, воздействующей на иглу сверху, существенно меняется, при этом изменение приложенного к игле усилия находится в тех же пределах, что и изменение усилия пружины в механической форсунке;

- во время подъема и посадки иглы происходит "саморегулирование" давления топлива в полостях распылителя под иглой, давления управляющей жидкости или усилия пружины, а также подъема иглы;

- способ управления иглой не оказывает существенного влияния на минимально устойчивую цикловую подачу и качество распыливания топлива малых цикловых подач, если обеспечивается одинаковое давление начала подъема иглы, а впрыскивание осуществляется через распылитель, гидравлическая плотность которого удовлетворяет требованиям ГОСТ 9928-61;

- при повышенной скорости подъема иглы с гидравлическим управлением, обусловленной значительным снижением массы подвижных деталей форсунки, качество распыливания топлива в начальный период процесса впрыскивания остается практически таким же, как при механическом управлении иглой.

Исследование влияния способа управления иглой форсунки на рабочий процесс производилось на дизеле 4Ч17,5/24, оборудованном гидромеханическими форсунками с устройством для подъема всех подвижных деталей, воздействующих на иглу. Переход с гидравлического управления иглой на механическое и обратно, осуществлялся без остановки двигателя.

Изменение удельного и часового расходов топлива, температуры выпускных газов на выходе из цилиндров, максимального давления сгорания, среднего давления в цилиндрах по времени в зависимости от способа управления иглой показано на рисунке. Здесь же представлено и изменение температуры охлаждающей воды. На основании анализа кривых зависимостей, приведенных на рисунке, можно сделать вывод, что способ управления иглой форсунки не оказывает влияния на экономичность двигателя. По результатам осциллографирования установлено, что способ управления иглой незначительно влияет и на все основные характеристики его рабочего процесса.

Способ управления иглой не оказывает какого-либо заметного влияния на минимально устойчивую частоту вращения двигателя ($n_{\min} = 370 \text{ мин}^{-1}$) и его пусковые качества, если давление начала подъема иглы остается неизменным. Однако, в общем, пусковые качества двигателя, оборудованного гидроуправляемыми форсунками, резко

ухудшаются, так как в этом случае очень часто двигатель приходится запускать при нулевом давлении управляющей жидкости, когда форсунки открыты. Пуск прогретого двигателя при нулевом давлении управляющей жидкости, существенно увеличивает расход пускового воздуха (в 1,4 раза) и ухудшает приемистость двигателя.

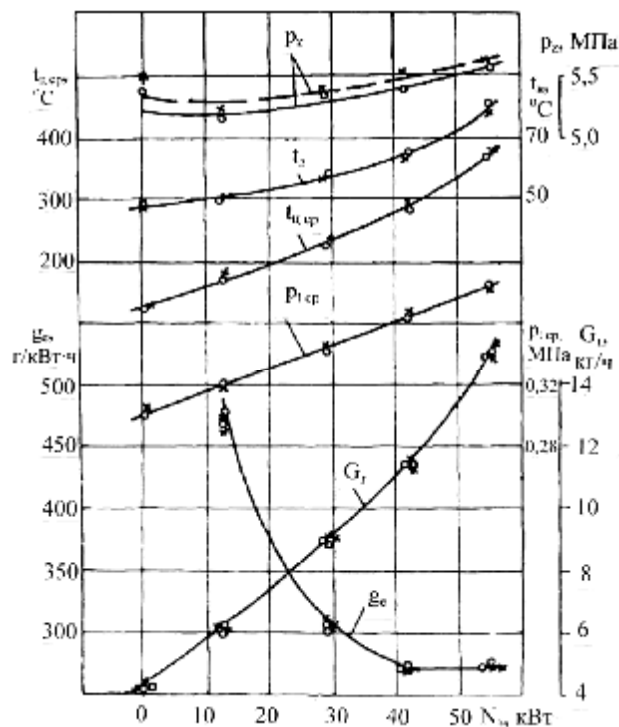


Рисунок. Характеристики работы дизеля 4Ч17,5/24, где О – механический способ управления иглой; Х – гидравлический способ управления иглой, p_z – максимальное давление сгорания; t_v – температура воды на выходе из двигателя; $t_{ц,ср}$ – средняя температура выпускных газов на выходе из цилиндров; $p_{г,ср}$ – среднее давление газов в цилиндрах по времени; G_t и g_e – соответственно часовой и удельный расходы топлива

Выводы. На основании результатов исследований и опыта эксплуатации можно сделать вывод о нецелесообразности установки форсунок с гидравлическим управлением иглой взамен механических на дизелях с обычной топливной аппаратурой. Длительный опыт эксплуатации форсунок с гидравлическим управлением иглой показывает, что для устранения недостатков изготовления распылителей следует идти не по пути внедрения сложных систем гидравлического управления, а по пути совершенствования конструкции форсунок, технологии производства распылителей и улучшения условий их эксплуатации.

Однако необходимо отметить, что гидравлическое управление иглой может оказаться более целесообразным по сравнению с механическим в тех случаях, когда использование преимуществ форсунок с гидравлическим управлением будет иметь решающее значение.

Кроме того, не исключена возможность создания принципиально новых схем гидравлического управления, в которых будет ликвидировано большинство из их недостатков. И, наконец, гидравлическое управление иглой представляет несомненный интерес при решении ряда специальных вопросов, возникающих в дизелестроении, а именно, при создании топливных систем с управляемым впрыском, а также в форсунках с электронным управлением.

Совершенствование конструкции топливных систем с управляемым впрыскиванием топлива – один из основных путей дальнейшего развития дизелей, в связи с этим, более глубокое изучение возможностей гидравлического управления иглой в системах управляемого впрыскивания представляет практический интерес для дизелестроения.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСА

К.Л. Ржепецкий, С.Б. Токманев

Петровская академия наук и искусств, Санкт-Петербург (Россия)

Введение. В процессе эксплуатации и создания главных энергетических установок большой интерес представляет взаимосвязь таких показателей, как скорость судна, мощность главного двигателя и частота вращения гребного винта. Поиск универсального математического выражения для определения этой взаимосвязи продолжается более ста лет. Однако задача окончательно не решена, поэтому поиск решений является актуальным.

Предлагаемое решение поставленной задачи. В настоящее время наиболее простой и близкой к решению этой задачи является графическая модель использования пропульсивного комплекса (рисунок 1).

Эта модель совмещает следующие характеристики элементов пропульсивного комплекса:

- поле допустимых режимов работы главного двигателя (I), ограниченное его неизменными в эксплуатации характеристиками (при условии исправности двигателя и стабильности его рабочего процесса) – ограничительными (4, 8), регуляторными (3, 7), расхода топлива (2);

- собственные характеристики гребного винта (линии постоянной скорости воды в диске винта). Эти линии также неизменны в процессе эксплуатации (1);

- винтовые характеристики – номинальная (для водоизмещающих судов близка к кубической зависимости – 5) и эксплуатационная – 6, изменяющаяся от воздействия природных условий (волнение, обрастание, мелководье и т.д.) и управленческих решений (парциальная работа гребных винтов, буксировка и т.д.).

Таким образом, каждая точка в поле допустимых режимов работы двигателя характеризуется скоростью, мощностью и частотой вращения.

Наибольшую универсальность приобретает такой график при его представлении в относительных величинах (за базовые значения принимаются полная скорость судна и соответствующая ей частота вращения винта). Мощность главного двигателя определяется с учетом принятого запаса мощности на винте (ΔN_0). Приняв допущения о постоянстве в диапазоне предусмотренных частот вращения (обычные при проектировании) КПД валопровода, передачи, винта, коэффициентов засасывания и попутного потока, и пропульсивного коэффициента – для установок с механической передачей можно принять равенство относительных величин:

- скорости судна – $\bar{U}_c$ и скорость воды в диске винта – $\bar{U}_p$;
- частоты вращения двигателя – n_0 и винта – $n_в$;
- мощности главного двигателя – N_0 , мощности, подведенной к винту **WPS** и эффективной (буксировочной) мощности – **EPS**.

График в таком виде (рисунок 1) может быть полезен:

- в условиях плавания для контроля режимов двигателя (по замерам скорости судна и частоты вращения винта), расходом топлива, а также для оценки максимально возможной скорости (точка A2);

- при планировании длительных плаваний для учета прогнозов и статистических данных (скорости, расходы топлива, ресурса);

- при проектной оценке подверженности эксплуатационным условиям.

Для построения модели можно использовать:

- ТУ на поставку двигателей (поле допустимых режимов);
- рекомендации по построению линий постоянной скорости и эксплуатационных винтовых характеристик, изложенные в работе [1].

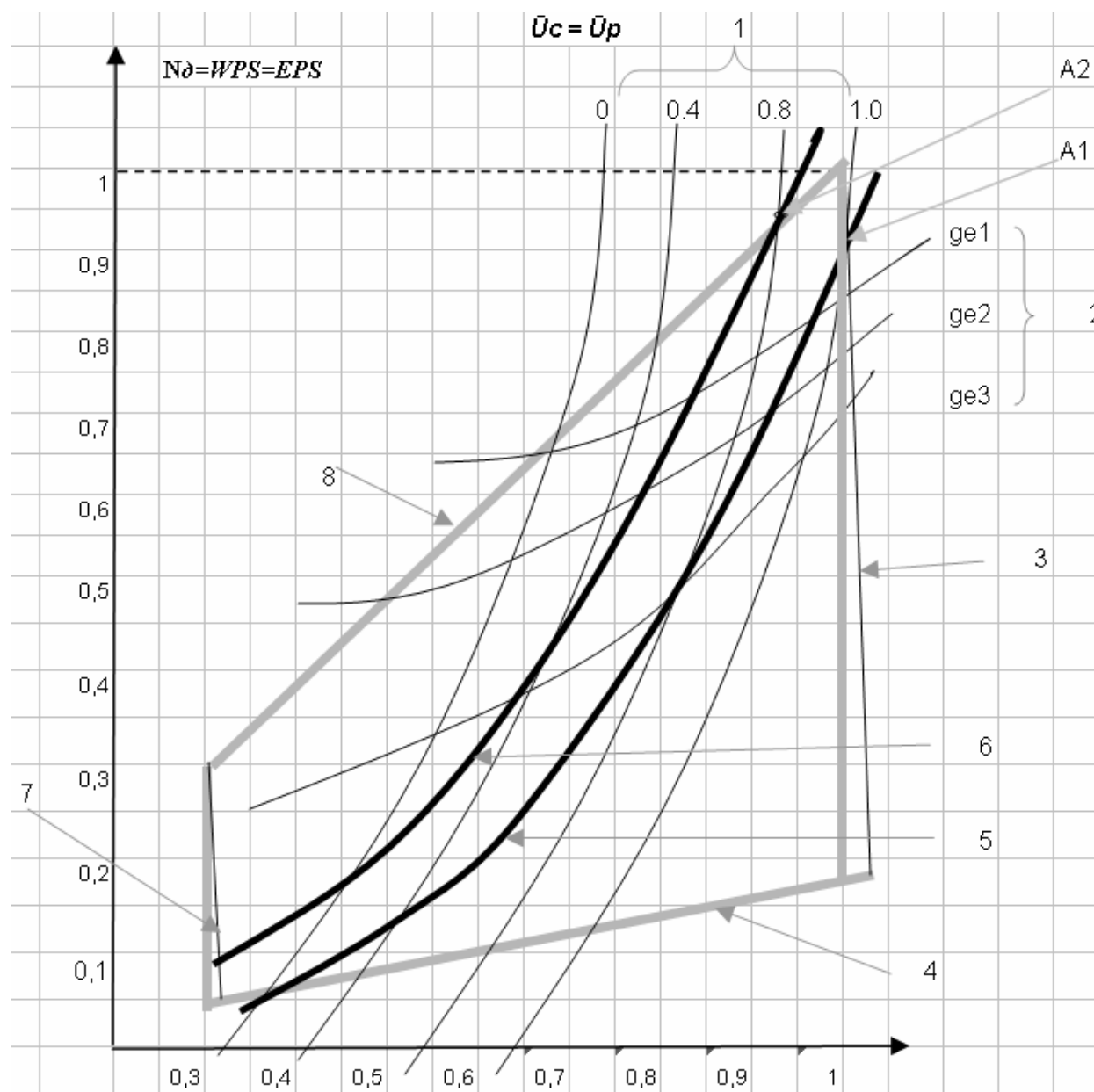


Рисунок 1. Графическая модель использования пропульсивного комплекса

Выводы. Предложенный вариант является более простым и удобным в использовании, поэтому рекомендуется к широкому внедрению.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ржепецкий К.Л., Рихтер А.А. Дизель в судовом пропульсивном комплексе. – Л.: «Судостроение», 1978. – 253 с.

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТУПИКОВЫХ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ГРУПП МЕХАНИЧЕСКИХ КОРАБЕЛЬНЫХ И СУДОВЫХ СИСТЕМ

В.В. Свешников

Академия военно-морских сил им. П.С. Нахимова, Севастополь (Украина)

Введение. Механические системы представляют собой совокупность механизмов, аппаратов, трубопроводов, арматуры (А), ёмкостей (Ё), приборов контроля и управления. На кораблях такие системы называют корабельными (КС), а на судах – судовые (в дальнейшем КС). Сложилось так, что отношение к таким системам простое – это насос, труба и клапаны, которые никакой сложности не представляют, хотя КС являются тем звеном, которое связывает в единый комплекс все виды оружия, вооружения и оборудования, обеспечивая им эмерджентные специфические свойства.

В настоящее время идёт процесс бурного развития новых оружия, вооружения и технических средств, меняющие облик кораблей и судов (КиС), их цели и задачи, что приводит к появлению новых типов и развитию имеющихся плавсредств. Поэтому существующие КС отечественных КиС в той или иной степени не отвечают современным требованиям эффективности их функционирования. Это приводит к тому, что КиС в боевых, аварийных и даже некоторых повседневных условиях эксплуатации не всегда могут выполнить поставленные перед ними задачи из-за несовершенства КС и в частности их функциональных групп (ФГ). ФГ представляет собой совокупность элементов КС, определяющая расчётные величины передаваемой энергии транспортируемого вещества (ТВ) или рабочего тела (РТ), изменение его параметров, физико-химического или иного состояния в зависимости от режима и внешних условий функционирования КС.

На каждом КиС количество КС достигает нескольких десятков и даже сотен, и они в значительной степени влияют на тактико-технические, технические и даже некоторые оперативно-тактические характеристики КиС. И каждая КС имеет одну или несколько ФГ, обеспечивающих необходимое функционирование КС.

Проведённые многолетние исследования [1÷6, 8] показали, что функциональность систем зависит от боевых, аварийных и повседневных условий их эксплуатации.

Анализ функциональности общекорабельных систем [2÷6] и основных функциональных групп [8] показал, что большинство КС не выполняют поставленные перед ними задачи, особенно в боевых и аварийных условиях эксплуатации, снижая эффективность использования оружия, вооружения и технических средств КиС.

Новизна заключается в оценке эффективности принципиальных схем ФГ КС, влияющей на функциональность КС, в условиях боевой (экстремальной), аварийной и повседневной эксплуатации, и оценка условной стоимости ФГ в поле «цена – качество».

Цель и задачи исследований. Целью работы является исследование эффективности функционирования ФГ механических КС с точки зрения совершенства их структуры построения и определение их стоимости. Задачи исследования; 1) исследовать эффективность ФГ в боевых (экстремальных), аварийных и повседневных условиях эксплуатации; 2) оценить эффективность ФГ с разной степенью совершенства их элементов; 3) оценить стоимость ФГ с разной степенью совершенства их элементов.

Функциональность КС – вероятность, с которой конкретная КС обеспечивает функционирование всех своих потребителей. Потребитель – обслуживаемый КС объект. Повседневные условия эксплуатации – эксплуатация оружия, вооружения и технических средств (ТС) КиС в нормальных (расчётных) условиях. Аварийные условия эксплуатации – эксплуатация оружия, вооружения и ТС КиС в условиях возникновения, течения и ликвидации аварии. Боевые условия эксплуатации – эксплуатация оружия, вооружения и ТС КиС в условиях ведения боя и получении при этом боевых повреждений.

Экстремальные условия эксплуатации – эксплуатация вооружения и ТС КиС в условиях террора, диверсий, природных катаклизмов, военных действий и пиратства.

Сущность исследований. Исследования проводились на впервые разработанных [7] ранее структурных схемах ФГ. При этом, для удобства сравнения, анализировались ФГ одинаковых гипотетических КС.

В данной работе исследована эффективность функционирования структурных схем тупиковых ФГ (ТФГ) КС и дана их сравнительная оценка [9]. По схемам построения ТФГ разделяются на группы: простые; последовательные; параллельные; последовательно-параллельные; параллельно-последовательные; последовательно-параллельно-последовательные; параллельно-параллельные.

Во всех схемах ТФГ может быть различное количество ёмкостей (Ё) элементов КС. Различный их набор влияет на особенность работы ФГ. Число и порядок включения пассивных элементов арматуры (А) КС при этом никакого значения не имеют. Особое значение имеет система, которая обеспечивает различные режимы работы ФГ и её отключение от КС или внешней среды КиС или водогазонепроницаемой зоны.

Активный элемент КС – Ё, обеспечивающая РТ или ТВ энергией перемещения, а также трубопровод и А, распределяющие РТ и ТВ по объектам КС. Пассивный элемент КС – трубопровод и А, выполняющие вспомогательные функции, приборы контроля и управления, а также Ё, потребляющие энергию РТ или ТВ.

Водогазонепроницаемая зона (водонепроницаемый отсек и/или пожарозащищённая зона) – пространство в основной части корпуса и надстройки, ограниченное по длине, ширине, высоте, имеющее возможность герметизироваться от проникновения газов, жидкостей и огня при условиях заданных внешних воздействий.

Тупиковая схема ФГ представляет собой ограниченный для прохода ТВ или РТ, с одной стороны, открытый или закрытый участок КС в которой периодически происходит пополнение и расходование энергии в противоположных направлениях основная магистраль (ОМ), обеспечивая необходимые спецификационные характеристики КС.

Простая ТФГ, в которой имеется одна активная Ё, подключаемая ОМ с А к КС, через которую происходит расход и пополнение запасов энергии. При необходимости Ё может отключаться от КС. Эта ФГ работает только в одном режиме – подачи ТВ или РТ из Ё в КС. При этом возможна кратковременная подпитка ТВ или РТ из КС.

Последовательная ТФГ, в которой имеется несколько активных Ё, подключаемых к КС и между собой ОМ параллельными (ПТ) и соединительными (СТ) трубопроводами с нормально открытой А (НОА), через которые происходит расход запасов энергии, которая у последующей Ё меньше или равна энергии предыдущей Ё, а через ОМ с нормально открытой для последней Ё и нормально закрытой А (НЗА) для остальных Ё происходит пополнение запасов энергии. В случае необходимости Ё могут отключаться от последующих.

Последовательная ТФГ с двумя Ё, в которой имеются активные Ё, подключаемые к КС и между собой ОМ и ПТ с НОА и НЗА, через которую происходит расход и пополнение РТ и ТВ. При отключении ближней от КС Ё расход и пополнение РТ и ТВ происходит через открытую НЗА. Эта ФГ работает в четырёх режимах: расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух Ё в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из двух Ё в КС; расход и подача ТВ или РТ из ближней Ё в КС; расход и подача ТВ или РТ из дальней Ё в КС.

Последовательная ТФГ с тремя Ё – в которой имеются активные Ё, подключаемые к КС и между собой ОМ с НОА и НЗА, через которую происходит расход и пополнение РТ и ТВ. При отключении ближней или средней от КС Ё расход и пополнение РТ и ТВ происходит через ПТ и СТ трубопроводы и соответствующую открытую НЗА. Эта ФГ работает в 8-ми режимах: расход и подача ТВ или РТ последовательно из трёх Ё в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух ближних Ё в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух дальних Ё в КС; расход и подача ТВ или РТ последова-

тельно из двух крайних $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из ближней $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из средней $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из дальней $\ddot{E}$ в КС.

Последовательная тупиковая ФГ с четырьмя $\ddot{E}$, в которой имеются активные $\ddot{E}$, подключаемые к КС и между собой ОМ с НОА, через которую происходит расход и пополнение РТ и ТВ. При отключении ближней или средней от КС $\ddot{E}$ расход и пополнение РТ и ТВ происходит через ПТ и СТ и соответствующую открытую НЗА.

Эта ФГ работает в пятнадцати режимах: расход и подача ТВ или РТ из четырёх $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из трёх ближних $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из двух ближних и одной дальней $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной ближней и двух дальних $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из трёх дальних $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из двух ближних $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной ближней и одной средней дальней $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из двух крайних $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из двух средних $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной средней ближней и одной дальней $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из двух дальних $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из ближней $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из средней ближней $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из средней дальней $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из дальней $\ddot{E}$ в КС.

Параллельная ТФГ, в которой имеется несколько активных $\ddot{E}$, подключаемых к КС и между собой ПТ и ОМ с НОА, через которые одновременно или выборочно по отдельности происходит расход и пополнение запасов энергии. В случае необходимости $\ddot{E}$ могут отключаться друг от друга и от КС

Параллельная ТФГ с двумя $\ddot{E}$, в которой имеется две активных $\ddot{E}$, подключаемых к КС и между собой ПТ и ОМ с НОА, через которую одновременно или выборочно по отдельности происходит расход и пополнение РТ и ТВ. В случае необходимости $\ddot{E}$ могут отключаться друг от друга и от КС. Эта ФГ работает в двух режимах: расход и подача ТВ или РТ параллельно из обеих $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной $\ddot{E}$ в КС.

Параллельная ТФГ с тремя $\ddot{E}$, в которой имеется три активных $\ddot{E}$, подключаемых к КС и между собой ПТ и ОМ с НОА, через которую одновременно, или выборочно попарно, или по отдельности происходит расход и пополнение РТ и ТВ. В случае необходимости $\ddot{E}$ могут отключаться друг от друга и от КС. Эта ФГ работает в трёх режимах: расход и подача ТВ или РТ параллельно из трёх $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из двух $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной $\ddot{E}$ в КС.

Параллельная ТФГ с четырьмя $\ddot{E}$, в которой имеется 4 активных $\ddot{E}$, подключаемых к КС и между собой ПТ и ОМ с НОА, через которую одновременно, или выборочно попарно, или по отдельности происходит расход и пополнение РТ и ТВ. В случае необходимости $\ddot{E}$ могут отключаться друг от друга и от КС. Эта ФГ работает в четырёх режимах: расход и подача ТВ или РТ параллельно из четырёх $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из трёх $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из двух $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной $\ddot{E}$ в КС.

Последовательно-параллельная ТФГ, в которой имеется несколько активных $\ddot{E}$, подключаемые на первых ступенях последовательно, а на последующих – параллельно к КС и между собой ПТ и ОМ с НОА и НЗА, через которые происходит расход или пополнение запасов энергии, которая у последующих $\ddot{E}$ меньше или равна энергии предыдущей $\ddot{E}$. В случае необходимости предыдущие $\ddot{E}$ могут отключаться от последующих.

Последовательно-параллельная двухступенчатая ТФГ с одной последовательной и двумя параллельными $\ddot{E}$, в которой имеется две активные $\ddot{E}$, подключаемых на второй ступени параллельно, а одна $\ddot{E}$ на первой – последовательно к КС и между собой ПТ и ОМ с НОА, через которую происходит расход РТ и ТВ. В случае необходимости $\ddot{E}$ второй ступени могут подключаться к КС параллельно первому через НЗА. Эта ФГ работает в шести режимах: расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух параллельных и одной последовательной $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из трёх $\ddot{E}$ в КС;

расход и подача ТВ или РТ параллельно из двух параллельных $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной параллельной $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной последовательной $\ddot{E}$ в КС.

Последовательно-параллельная двухступенчатая тупиковая ФГ с тремя параллельными и одной последовательной $\ddot{E}$, в которой имеется две активные $\ddot{E}$, подключаемых на второй ступени параллельно, а одна $\ddot{E}$ на первой — последовательно к КС и между собой ПТ и ОМ с НОА, через которую происходит расход РТ и ТВ. В случае необходимости $\ddot{E}$ второй ступени могут подключаться к КС параллельно первой через НЗА. Эта ФГ работает в десяти режимах: расход и подача ТВ или РТ последовательно из трёх параллельных и одной последовательной $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из четырёх $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух параллельных и одной последовательной $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из трёх $\ddot{E}$ второй ступени в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из двух $\ddot{E}$ второй ступени и одной $\ddot{E}$ первой в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из двух $\ddot{E}$ в КС (одна из которых первой ступени); расход и подача ТВ или РТ параллельно из двух $\ddot{E}$ второй ступени в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной последовательной $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной параллельной $\ddot{E}$ в КС.

Последовательно-параллельная трёхступенчатая тупиковая ФГ с двумя последовательными и двумя параллельными $\ddot{E}$, в которой имеется две активные $\ddot{E}$, подключаемых на третьей ступени параллельно, а по одной $\ddot{E}$ на первой и второй ступенях — последовательно к КС и между собой ПТ и ОМ с НОА, через которую происходит расход РТ и ТВ. В случае необходимости $\ddot{E}$ второй и третьей ступеней могут подключаться к КС параллельно первому через СТ с НЗА. Эта ФГ работает в одиннадцати режимах: расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух параллельных и из двух и последовательных $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно включёнными $\ddot{E}$ всех ступеней в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из $\ddot{E}$ первой ступени с последовательно включёнными $\ddot{E}$ второй и третьей ступени в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из трёх $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух параллельных и из любой последовательной ступеней $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из двух параллельных и из любой последовательной ступеней $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из $\ddot{E}$ первой и второй ступеней в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из $\ddot{E}$ третьей и любой последовательной ступеней в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной $\ddot{E}$ первой ступени в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной $\ddot{E}$ второй ступени в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной $\ddot{E}$ третьей ступени в КС.

Параллельно-последовательная ТФГ, в которой имеется несколько активных $\ddot{E}$, подключаемых на первых ступенях параллельно, а на следующих — последовательно к КС и между собой ПТ и ОМ с НОА и НЗА, через которые происходит расход и пополнение запасов энергии, которая у последующей $\ddot{E}$ меньше или равна энергии предыдущих $\ddot{E}$. В случае необходимости предыдущие $\ddot{E}$ могут отключаться от последующих.

Параллельно-последовательная двухступенчатая ТФГ с двумя параллельными и одной последовательной $\ddot{E}$, в которой имеется две активные $\ddot{E}$, подключаемые на первой ступени параллельно, а одна $\ddot{E}$ на второй — последовательно к КС и между собой ОМ и ПТ с НОА, через которую происходит расход РТ и ТВ. В случае необходимости $\ddot{E}$ второй ступени может подключаться к КС параллельно первой через НЗА. Эта ФГ работает в семи режимах: расход и подача ТВ или РТ последовательно из одной и двух параллельных $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из трёх $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из двух $\ddot{E}$ первой ступени в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из двух $\ddot{E}$ первой и второй ступеней в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной параллельной $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной последовательной $\ddot{E}$ в КС.

Параллельно-последовательная двухступенчатая ТФГ с тремя параллельными и одной последовательной $\ddot{E}$, в которой имеется три активные $\ddot{E}$, подключаемые на первой ступени параллельно, а одна $\ddot{E}$ на второй — последовательно к КС и между собой ОМ и ПТ с НОА, через которую происходит расход РТ и ТВ. В случае необходимости $\ddot{E}$ второй ступени может подключаться к КС параллельно первой через НЗА. Эта ФГ работает в десяти режимах: расход и подача ТВ или РТ последовательно из трёх параллельных и одной последовательной $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из четырёх $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из трёх параллельных $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из одной и двух параллельных $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из трёх $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из двух $\ddot{E}$ первой ступени в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из двух $\ddot{E}$ первой и второй ступеней в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной параллельной $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной последовательной $\ddot{E}$ в КС.

Параллельно-последовательная трёхступенчатая ТФГ с двумя параллельными и двумя последовательными $\ddot{E}$, в которой имеется две активные $\ddot{E}$, подключаемые на первой ступени параллельно, а две $\ddot{E}$ на второй и третьей – последовательно к КС и между собой ОМ и ПТ с НОА, через которую происходит расход РТ и ТВ. В случае необходимости $\ddot{E}$ второй и третьей ступеней могут подключаться к КС параллельно первой через СТ с НЗА. Эта ФГ работает в одиннадцати режимах: расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух параллельных и двух последовательных $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух параллельных $\ddot{E}$ и параллельно соединённых двух последовательных $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из одной последовательной $\ddot{E}$ любой ступени и параллельно соединённых двух параллельных и одной последовательной $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из четырёх $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух параллельных и одной последовательной $\ddot{E}$ любой ступени в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из двух параллельных $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух $\ddot{E}$ любых ступеней в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной параллельной $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной последовательной $\ddot{E}$ второй ступени в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной последовательной $\ddot{E}$ третьей ступени в КС.

Последовательно-параллельно-последовательная тупиковая ФГ, в которой имеется несколько активных $\ddot{E}$, подключаемых на средних ступенях параллельно, а на первых и последних – последовательно к КС и между собой ПТ и ОМ с НОА и НЗА, через которые происходит расход и пополнение запасов энергии, которая у последующей $\ddot{E}$ меньше или равна энергии предыдущих $\ddot{E}$. В случае необходимости предыдущие $\ddot{E}$ могут отключаться от последующих.

Последовательно-параллельно-последовательная трёхступенчатая ТФГ с двумя параллельными и двумя последовательными $\ddot{E}$, в которой имеется две активные $\ddot{E}$, подключаемые на второй ступени параллельно, а две $\ddot{E}$ на первой и третьей – последовательно к КС и между собой ПТ и ОМ с НОА, через которую происходит расход РТ и ТВ. В случае необходимости $\ddot{E}$ второй и третьей ступеней может подключаться к КС параллельно первой через СТ с НЗА. Эта ФГ работает в одиннадцати режимах: расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух параллельных и двух последовательных $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из одной последовательной $\ddot{E}$ любой ступени и параллельно соединённых двух параллельных и одной последовательной $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из четырёх $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из трёх $\ddot{E}$ ступеней в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из трёх $\ddot{E}$ любых ступеней в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух параллельных и одной последовательной любой ступени $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух $\ddot{E}$ первой и второй ступеней в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух $\ddot{E}$ любых ступеней в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно

из двух $\ddot{E}$ любых ступеней в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной последовательной $\ddot{E}$ первой ступени в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной параллельной $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной последовательной $\ddot{E}$ третьей ступени в КС.

Параллельно-параллельная ТФГ, в которой имеется несколько активных $\ddot{E}$, подключаемых на всех ступенях параллельно к КС и между собой ПТ и ОМ с НОА и НЗА, через которые происходит расход и пополнение запасов энергии, которая у последующих $\ddot{E}$ меньше или равна энергии предыдущих $\ddot{E}$. В случае необходимости предыдущие $\ddot{E}$ могут отключаться от последующих.

Параллельно-параллельная двухступенчатая ТФГ с четырьмя параллельными по две $\ddot{E}$, в которой имеется по две активные $\ddot{E}$, подключаемые на первой и второй ступенях параллельно к КС и между собой ПТ, СТ и ОМ с НОА, через которую происходит расход РТ и ТВ. В случае необходимости $\ddot{E}$ второй ступени может подключаться к КС параллельно первой через НЗА. Эта ФГ работает в восьми режимах: расход и подача ТВ или РТ параллельно-последовательно из четырёх параллельных по две $\ddot{E}$ двух ступеней в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из четырёх $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух $\ddot{E}$ первой ступени и одной любой другой в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из одной $\ddot{E}$ первой ступени и параллельных двух любых других в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из трёх $\ddot{E}$ любых ступеней в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из двух $\ddot{E}$ любых ступеней в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух $\ddot{E}$ любых ступеней в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной $\ddot{E}$ любой ступени в КС.

Параллельно-параллельная трёхступенчатая ТФГ с шестью параллельными по две $\ddot{E}$, в которой имеется по две активные $\ddot{E}$, подключаемые на всех трёх ступенях параллельно к КС и между собой ПТ, СТ и ОМ с НОА, через которую происходит расход РТ и ТВ. В случае необходимости $\ddot{E}$ второй ступени может подключаться к КС параллельно первой через НЗА. Эта ФГ работает в пятнадцати режимах: расход и подача ТВ или РТ параллельно-последовательно из шести параллельных по две $\ddot{E}$ трёх ступеней в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из шести $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из двух и четырёх $\ddot{E}$, включённых последовательно в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно-последовательно из четырёх параллельных по две $\ddot{E}$ двух ступеней и последовательно одной $\ddot{E}$ с другой ступени в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно-последовательно из четырёх параллельных по две $\ddot{E}$ двух ступеней и параллельно одной $\ddot{E}$ с другой ступени в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно-последовательно из трёх параллельных по две и одной $\ddot{E}$ двух ступеней и последовательно двумя параллельными $\ddot{E}$ с другой ступени в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из пяти $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно-последовательно из четырёх параллельных по две $\ddot{E}$ двух ступеней в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из четырёх $\ddot{E}$ в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из одной $\ddot{E}$ и параллельных двух любых других $\ddot{E}$ любых ступеней в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из трёх $\ddot{E}$ любых ступеней в КС; расход и подача ТВ или РТ параллельно из двух $\ddot{E}$ любых ступеней в КС; расход и подача ТВ или РТ последовательно из двух $\ddot{E}$ любых ступеней в КС; расход и подача ТВ или РТ из одной $\ddot{E}$ любой ступени в КС.

Возможно и большее количество $\ddot{E}$ в представленных схемах, но на данном этапе исследований для КиС это считаем нецелесообразно.

Количество рассмотренных режимов значительно больше. Но в исследованиях рассмотрены только основные режимы функционирования без уточнения конкретных $\ddot{E}$.

Выводы. 1. Все типы ТФГ, выполненные с большим упрощением элементов КС, эффективны в повседневных условиях эксплуатации.

2. Простая, параллельные и параллельно-параллельные ТФГ, выполненные с большим упрощением элементов КС, эффективны в боевых (экстремальных) и аварийных условиях эксплуатации; в аварийных условиях эксплуатации эффективны также ТФГ двухступенчатые последовательно-параллельные и параллельно-последовательные.

3. Параллельно-последовательная ТФГ в боевых (экстремальных) условиях эксплуатации эффективны с малым улучшением элементов КС.

4. Последовательная ТФГ с двумя $\ddot{E}$ эффективна с нормальными элементами КС в аварийных условиях эксплуатации.

5. Последовательно-параллельные двухступенчатые, параллельно-последовательная двухступенчатая с тремя параллельными и одной последовательной $\ddot{E}$ и параллельно-последовательная трёхступенчатая ТФГ, выполненные со средним улучшением элементов эффективны в боевых (экстремальных) и аварийных условиях эксплуатации; в аварийных условиях эксплуатации эффективна последовательно-параллельно-последовательная ТФГ.

6. Последовательная ТФГ с двумя $\ddot{E}$ и параллельно-последовательная трёхступенчатая ТФГ с двумя параллельными и двумя последовательными $\ddot{E}$ с большим улучшением элементов КС эффективны в боевых (экстремальных) и аварийных условиях эксплуатации; в аварийных условиях эксплуатации эффективна последовательная ТФГ с тремя $\ddot{E}$.

7. Последовательные с тремя и четырьмя $\ddot{E}$, последовательно-параллельная трёхступенчатая с двумя параллельными и двумя последовательными $\ddot{E}$ и последовательно-параллельно-последовательная ТФГ неэффективны в боевых (экстремальных) условиях эксплуатации.

Т. о., за исключением простой, параллельных параллельно-параллельных ТФГ функционируют не во всех условиях эксплуатации или имеют повышенные стоимости.

В дальнейших исследованиях необходимо выявить из всех схем ФГ наиболее приемлемые из рассмотренных более сложных и составных схем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Методология теории эффективности общекорабельных систем и их математических моделей: промежуточный отчёт НЦ ВМС. Отв. исп. и науч. рук. В.В. Свешников. – Севастополь, 1996, 99 с.

2. Эвристический анализ работоспособности основных общекорабельных систем подводных лодок, боевых надводных кораблей и судов: промежуточный отчёт НЦ ВМС. Отв. исп. и науч. рук. В.В. Свешников. – Севастополь, 1997, 249 с.

3. Эвристический анализ работоспособности основных общекорабельных систем подводных лодок, боевых надводных кораблей и судов в боевых и аварийных условиях эксплуатации: промежуточный отчёт НЦ ВМС. Отв. исп. и науч. рук. В.В. Свешников. – Севастополь, 1997, 134 с.

4. Оценка работоспособности противопожарных систем кораблей проекта 1232.2: заключительный отчёт НЦ ВМС, ч. 7. Отв. исп. А.И. Кашицин, науч. рук. В.В. Свешников. – Севастополь, 1997, 71 с.

5. Анализ работы различных схемных решений корабельных систем в различных режимах функционирования. О классификации судовых систем: заключительный отчёт НЦ ВМС. Отв. исп. и науч. рук. В.В. Свешников. – Севастополь, 1998, 104 с.

6. Теоретичні і математичні моделі оцінки ефективності основних загальнокорабельних систем: проміжний звіт СВМІ. Від. вик. і наук. кер. В.В. Свешніков. – Севастополь, 2003, 161 с.

7. Классификация корабельных систем. Показатели и критерии их эффективности: промежуточный отчёт НЦ ВМС. Отв. исп. и науч. рук. В.В. Свешников. – Севастополь, 1997, 125 с.

8. Оцінка ефективності основних функціональних груп механічних корабельних і судових систем: проміжний звіт СВМІ. Від. вик. і наук. кер. В.В. Свешніков. – Севастополь, 2009, 121 с.

9. Свешніков В.В. Оценка эффективности тупиковых функциональных групп механических корабельных и судовых систем // Зб. наукових праць. – Вип. 1 (16). – Севастополь: СВМІ, 2009. – С. 112-121.

НАНОТЕХНОЛОГИИ В СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИКЕ

С.А. Ханмамедов

Одесская национальная морская академия (Украина)

Введение. Триботехнические процессы оказывают существенное влияние на экономическую эффективность эксплуатации морского транспорта. До 45 % энергии, вырабатываемой на борту судна, рассеивается судовыми трибосистемами. В процессе эксплуатации судовых энергетических установок до 15% экономических затрат связаны с ремонтом и обслуживанием трибосистем.

Выбор цели и задач исследования. В судовых энергетических установках, на протяжении жизненного цикла судна (25-30 лет), приходится непрерывно решать две основные задачи: 1) уменьшение величины рассеиваемой энергии в трибосистемах, что связано, прежде всего, с перерасходом топлива, находящегося на борту судна; 2) снижение величин износа трибосистем, которые связаны с эксплуатационными расходами на обслуживание и ремонт. Поиск новых вариантов решения данных задач является целью выполняемой работы.

Предлагаемый вариант решения. В последнее время в трибосистемах используют смазочный материал, находящийся в жидкокристаллическом состоянии. Изменяя структуру смазочного материала, можно управлять триботехническими процессами. Так нами было показано [1-3], что если в зоне трения будет реализована планарная структура молекул масла, то будет иметь место уменьшение потерь на трение. В случае реализации гомеотропной структуры мы получаем значительное снижение интенсивности изнашивания.

В настоящее время в судовых энергетических установках используется три основные нанотехнологии управления триботехническими процессами путем воздействия на структуру смазочного материала: 1) ионная имплантация – введение в поверхностный слой металла детали узла трения ионов металлов, позволяющих навязать в пристенном слое заданную структуру смазочного материала; 2) введение в смазочный материал ориентанта; 3) нанесение ориентанта на рабочую поверхность узла трения.

В настоящей работе приводятся результаты исследований по использованию нанотехнологий для управления процессами трения.

В современной судовой энергетике при изготовлении деталей машин и механизмов наибольшее распространение получила сталь. В случаях, когда сталь используется для изготовления элементов трибосистем, в результате легирования стали алюминием или ее ионной имплантацией в пристенном слое смазки, которая вводится в эту трибосистему, удастся получить гомеотропную структуру, которая позволяет повысить ресурс трибосистем, в ряде случаев – в 5-10 раз.

Выводы. Для ряда трибосистем основным требованием является получение минимально возможной величины силы трения и тогда нанотехнологии позволяют получить в пристенном смазочном слое планарную структуру, которая приводит к снижению этой величины на 25-30 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ханмамедов С.А., Заблоцкий Ю.В., Поповский Ю.М. Связь ориентационной упорядоченности в пристенных слоях со "смазочной способностью" // Сб. Вопросы физики формообразования и фазовых превращений. – Калинин: КГУ, 1989. – С. 49-57.
2. Ханмамедов С.А. Алтоиз Б.А. Пыжов Е.В., Народицкая Т.В. Трибологические особенности граничных смазочных слоев судовых топлив и масел // Судовые машины и механизмы: Научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА, 2003. № 8. – С. 45-49.
3. Поповский Ю.М., Ханмамедов С.А., Сагин С.В. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения // Судовая энергетика: научн.-техн. сб. – Одесса: ОГМА, 1994. – № 3. – С. 26-27.

РЕОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СУДОВЫХ ТЯЖЕЛЫХ ТОПЛИВ

С.А. Ханмамедов, В.В. Добровольский
Одесская национальная морская академия (Украина)

Введение. Существующий традиционный подход к топливу как рабочему телу СЭУ основывается на представлении его в качестве жидкости. Разнообразные процессы перекачки, хранения, подготовки и подачи топлива в камеру сгорания традиционно моделируются в теоретических исследованиях с общим допущением о том, что мы имеем дело с жидкой средой.

В описании свойств топлив используются показатель его состояния – вязкость (отношение напряжения сдвига к скорости деформации $h = \tau / \dot{\gamma}$). Но тяжелые сорта топлив не подчиняются в своем поведении закону Ньютона $h \neq const$ (при $\tau = const, p = const$).

Разработка новой модели. При составлении физической модели топливной среды следует исходить из предположения, что в общем случае она включает в себя простые реологические тела [1], обладающие следующими свойствами: ньютоновской жидкости (жидкая фаза); твердого тела, подверженного разрыву (кристаллические структуры, кавитация, газообразование); твердого тела, способного к упругой деформации (кристаллические структуры, деформация трубопровода и др.); твердого тела, испытывающего сухое трение (трение кристаллических структур взаимное и о стенки канала).

Перечисленные простейшие реологические тела в реальном топливе могут быть представлены в виде жидких кристаллов.

Для проверки данной гипотезы, исследования неоднородности топливной среды, подтверждения наличия и определения масштабов распространения в ней жидких кристаллов в рамках данной работы использовался диэлектрический метод исследования. Сущность этого метода заключается в изучении структурно-чувствительной величины – диэлектрической проницаемости тонких слоев жидкости в зазоре между двумя плоскопараллельными металлическими пластинами. Поскольку диэлектрическая проницаемость зависит от направления напряженности поля, приложенного к веществу, диэлектрический метод является инструментом определения направленности дипольных моментов и, следовательно, пространственной ориентацией молекул исследуемого вещества и позволяет изучать его свойства.

Экспериментальные исследования по разработанной физической модели. Для экспериментального подтверждения наличия структуры в судовых топливах была разработана установка и методика проведения измерений величины диэлектрической спектроскопии тяжелого топлива в диапазоне частот 100Гц-30 МГц.

Измерительная ячейка изготовлена из нержавеющей пищевой стали 38Х2МЮА, с зазором между электродами $1,0 \pm 0,01$ мм и представляет собой два плоскопараллельных дисковых электрода диаметром $d=39,5$ мм, установленных в корпусе цилиндрической формы, изготовленного из фторопласта.

Топливо объемом 5 см^3 заливалось в измерительную ячейку и замораживалось в морозильной камере при температуре -32°C . Далее измерительная ячейка переносилась и подключалась в измерительную схему. Температура топлива в ячейке, в результате теплообмена с окружающей средой, поднималась со средней скоростью $0,5$ град. в мин. В качестве эталонной жидкокристаллической жидкости нами использовалось соединение МББА.

Результаты измерений представлены на графике $Q=f(T)$ (рис. 1). На этом графике мы видим скачкообразный перепад добротности Q в зависимости от температуры, как в тяжелом топливе, так и в классическом жидкокристаллическом веществе. Полученный результат позволяет утверждать, что мы получили одно доказательство того, что тяжелые судовые топлива ведут себя, как жидкокристаллические вещества.

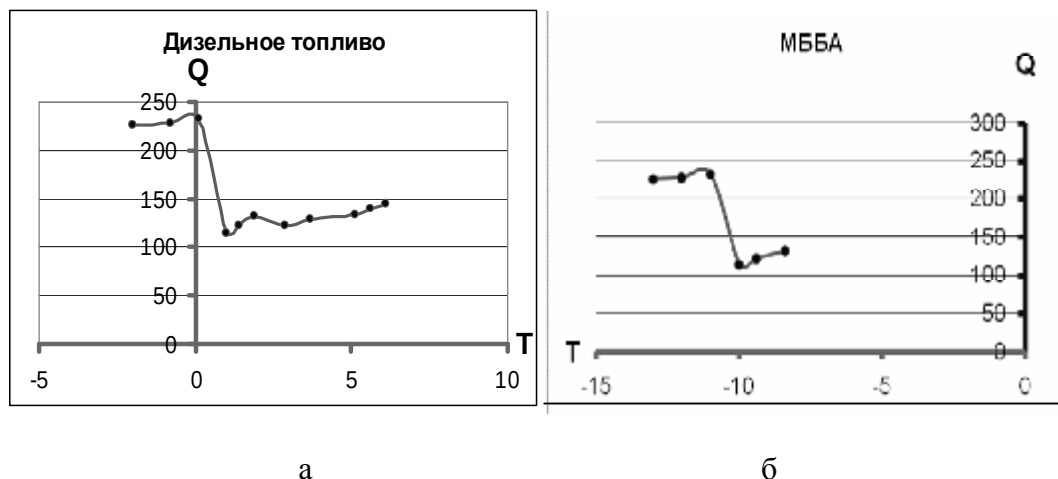


Рисунок 1. Зависимость добротности измерительной ячейки: а – с тяжелым топливом IFO 180, б – от температуры на частоте 3000 кГц

Таким образом, результаты эксперимента позволяют нам утверждать, что топливо является неньютоновской жидкостью и представляет собой смесь жидких кристаллов.

Выводы. Изучение реологических особенностей судовых топлив является, по мнению авторов, необходимым для совершенствования процессов, сопровождающих топливоиспользование в судовых двигателях внутреннего сгорания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Радченко О.П., Масленников А.А. Исследование реологии судового топлива // Судовые энергетические установки: научн.-техн. сб. – 2008. – Вып. 21. – Одесса: ОНМА. – С. 4-9.

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ СУДОВЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН

С.А. Ханмамедов, В.П. Кардаш
Одесская национальная морская академия (Украина)

Введение. Важной проблемой становления морехозяйственного комплекса Украины является обеспечение долговечности эксплуатации судовых механизмов и устройств. Поскольку в составе судовой энергетической установки эксплуатируется более 3-5 тыс. подшипников, то их работа в значительной мере влияет на эффективность СЭУ в целом.

Актуальности и новизна исследований. В настоящее время работу подшипников качения рассматривают с позиции классической гидродинамики, которая учитывает только объемную вязкость смазочного материала. Однако, подшипники качения работают в режиме граничной смазки. Поверхность трения, их молекулярное взаимодействие со смазочной жидкостью изменяют свойства смазочного вещества, т.е. смазочный материал, находящийся в зоне трения, приобретает жидкокристаллические свойства.

Влияние поля твердой фазы не ограничивается радиусом взаимодействия, охватывающим только первые молекулярные слои, а распространяется на молекулы адсорбционного слоя, находящегося на расстоянии десятых долей микрона от твердой поверхности, при этом этот слой способен выдерживать высокие нормальные нагрузки, не разрушаясь, что подтверждено работами [1].

Решение задач исследования. Особое состояние граничных смазочных слоев во многом объясняется их ориентационной структурой. Молекулы в пристенном слое могут иметь как гомеотропную, так и планарную преимущественную ориентацию.

Как показали наши исследования, планарная ориентация молекул способствует уменьшению силы трения, а гомеотропная – уменьшению износа подшипникового узла.

Управление структурой пристенных смазочных слоев можно осуществлять за счет ориентанта, нанесенного на рабочие поверхности подшипникового узла. Как было установлено нами [2], если на металлическую поверхность высадить пленку ориентанта толщиной в несколько молекулярных слоев (~ 15нм), то в пристенном смазочном слое толщиной до 20 мкм, наблюдается ориентационная упорядоченность молекул базового смазочного материала. Значительное снижение износа, в подшипниках качения, достигается при реализации гомеотропной структуры пристенного смазочного слоя. В качестве ориентанта использовалось высокомолекулярное фтористое соединение. Нанесение ориентанта на предварительно обезжиренные поверхности детали осуществлялось из 0,5% раствора ориентанта в хладоне R113 в течении 180 сек. По истечении этого времени деталь извлекалась из раствора, сушилась в воздушной среде при температуре 18-25°C, а через 10 мин. на рабочую поверхность наносился базовый смазочный материал и деталь поступала на сборку узла.

Одной первых разработанных нами нанотехнологий являлась технология повышения долговечности подшипников качения аксиальнопоршневых гидравлических машин. В современной конструкции этих гидравлических машин используется строенный опорно-упорный подшипник качения. Ресурс этого подшипникового узла во многом лимитирует наработку на отказ гидравлической машины, которая составляет порядка 4000 – 6500 час.

Выводы. Натурные испытания нанотехнологии управления процессами трения подтвердили повышение долговечности подшипников на 300 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дерягин Б.В., Поповский Ю.М. Жидкокристаллическое состояние граничных слоев некоторых полярных жидкостей // Коллоид. журн. – 1982. – Т. 44. – № 5. – С. 863-870.
2. Кардаш В.П., Ханмамедов С.А. Повышение эффективности эксплуатации судовых устройств // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – Вып. 18. – Одесса: ОНМА. – С. 70-77.

ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА КРЕЙЦКОПФНЫХ ПОДШИПНИКОВ СУДОВЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

С.А. Ханмамедов, Л.В. Пизинцали
*Одесская национальная морская академия,
Одесский национальный морской университет (Украина)*

Введение. Анализ состояния проблемы и постановка задачи. Исследования особенностей работы крейцкопфных подшипников судовых дизелей показали, что они значительный промежуток времени эксплуатируются в режиме граничной смазки. При эксплуатации крейцкопфных подшипников в режиме граничной смазки их ресурс составляет 15-20 тыс. часов, чем и обусловлено дальнейшее решение задачи по повышению долговечности подшипников, которое выполняется двигателестроительными фирмами в двух преимущественных направлениях. Одно направление связано с совершенствованием конструкции и материала, из которого изготавливаются подшипники, а второе – направлено на улучшение свойств смазочных материалов [1, 2]. Развитие обоих направлений подчинено адаптации работы подшипников в составе судовых дизелей, для обеспечения минимальных потерь на трение (и, таким образом, сокращение затрат топлива), а также минимизации величины износа подшипника (что приводит к сокращению затрат на обслуживание и ремонт).

Предлагаемый вариант. Инженерия поверхности остается одним из наиболее перспективных направлений в современном судовом материаловедении, позволяющая решить поставленную задачу. При этом следует выделить современные нанотехнологии – ионно-плазменное напыление, ионная имплантация. Данные методы обработки нами были направлены на внедрение в поверхностный слой детали узла подшипника ионов металлов, позволяющих получить в пристенном граничном смазочном слое заданную степень ориентации молекул смазки.

Выводы. Предлагаемая технология обработки рабочей поверхности подшипника скольжения является дальнейшим совершенствованием вкладыша, который сочетает в себе все преимущества вкладышей конструкции фирмы МИБА, при этом является более технологичным и, как показали лабораторные испытания, имеет в 1,5 раза более высокую долговечность.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ханмамедов С.А., Заблоцкий Ю.В., Поповский Ю.М. Связь ориентационной упорядоченности в пристенных слоях со "смазочной способностью" // Сб. Вопросы физики формообразования и фазовых превращений. – Калинин: КГУ, 1989. – С. 49-57.
2. Поповский Ю.М., Ханмамедов С.А., Сагин С.В. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения // Судовая энергетика: научн.-техн. сб. – 1994. – Одесса: ОГМА. – 3. – С. 26-27.

СЕКЦІЯ 2

ПРОБЛЕМИ ТА ОСОБЛИВОСТІ ВИРОБНИЦТВА ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

OPTIMAL DIVIDING BETWEEN PURCHASING AND FABRICATION

A.V. Goncharenko
Kherson State Maritime Institute (Ukraine)

Dedicated to 2010 declared by IMO as the Year of Seafarer

Introduction. At any kind of production there is always a problem of dividing between purchasing and fabrication. It is not also an exclusive thing for production of a ship propulsion and power plant. For example, production of a diesel engine, which is a complex object, involves purchasing some components produced by different other enterprises [1, 2]. There should be a certain optimal splitting up for the resources involved in the production.

Urgency of researches. The urgency of the resources division researches is dictated by the financial-economic crisis. Even though, no one production can exist on condition the income is less than expenses. During the process of production, therefore, the producer must always struggle for less cost of the product.

Analysis of the latest researches and publications shows that the worldwide annual diesel engines manufacturing lies between 20 and 25 million units (2006). In the course of a twenty five-year period, from 1988 up to 2002 it was approximately from 12.8 up to 18.5 million units respectively.

The purpose of the paper is concentrated on unsolved parts of the general problem of the manufacturing optimization. That is dividing between purchasing and fabrication when manufacturing. It is connected to the important problems aimed at minimization of the production costs.

The problem formulation. The task setting implies building a criterion of optimization and then researching of the minimums due to splitting up the resources involved in the manufacturing between purchasing and fabrication the components for final products.

The main content (material) of the paper is a theoretical background for the optimization.

Let us consider the process of manufacturing of any kind of products as consisting of the three main constituents:

1. Purchasing components;
2. Fabricating components;
3. The third accompanying processes.

Accordingly to this general concept there are the three kinds of expenses, respectively to the each of the mentioned sub-processes. Mathematical models for them will be as following.

Resources spent on purchasing

$$P(x) = x, \quad (1)$$

where x – the independent variable, money spent on acquiring components produced by other firms for manufacturing the final products by the owned business.

In such a case of buying some elements the rest will be fabricated on the owner own. We may assume that the process of the owner manufacturing of the necessary components will cost the owner the more money the less prefabricated components the owner bought. Supposedly this sum of the money increases the same percentage of the initial, without quitting purchasing and beginning fabricating, sum, on condition of the same not acquiring. That means for the first step

$$F_1(x) = a_0 \Pr^1, \quad (2)$$

where a_0 – the initial sum;

$\hat{Pr}$ – the percentage money increase of the initial sum for a certain amount of unpaid money x .

For the second and following steps

$$F_2(x) = a_0 \hat{P} \hat{P} = a_0 \hat{P}^2, F_3(x) = a_0 \hat{P} \hat{P} \hat{P} = a_0 \hat{P}^3, \dots, F_n(x) = a_0 \hat{P} \hat{P} \hat{P} \hat{P} \hat{P} = a_0 \hat{P}^n. \quad (3)$$

If the width of the step coincides with the unit of the independent variable x , the relations (2, 3) will get the view of

$$F(x) = a_0 \text{Pr}^{(X-x)}, \quad (4)$$

where Pr – the percentage money increase of the initial sum for the amount of unpaid money x ;
 X – the total sum of the final product if it is all completely acquired.

For the third constituent of the manufacturing process let us assume a constant sum of the kind. Therefore in this problem setting we will consider it independent on the money x paid for prefabrication

$$C(x) = C_0. \quad (5)$$

The total cost of the manufactured product from (1, 4, 5)

$$S(x) = P(x) + F(x) + C(x) = x + a_0 \text{Pr}^{(X-x)} + C_0. \quad (6)$$

The problem solution for the numerical data of $X = 100$, $\text{Pr} = 1.04$, $a_0 = 5$, $x = 0, 0.1 \dots X$, $C_0 = 10$ is illustrated in figure 1.

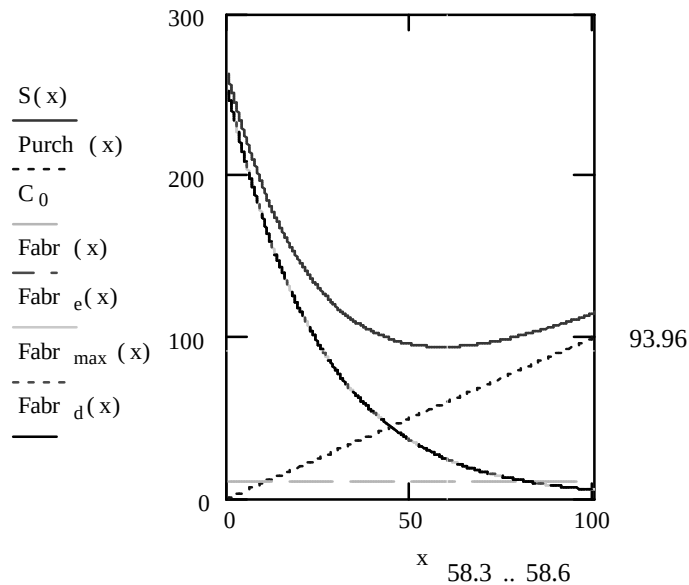


Fig. 1. The cost of manufacturing

Researches results. For different types of the fabrication processes models, the same results can be achieved. The analytical expressions:

$$F_e(x) = a_0 e^{\ln(\text{Pr})(X-x)}, \quad (7)$$

$$F_m(x) = \frac{F_e(0)}{e^{x \ln(\text{Pr})}}, \quad (8)$$

$$F_d(x) = F_e(0) e^{-kx}, \quad k = \ln(\text{Pr}); \quad (9)$$

illustrated in fig. 1 are the solutions of exponential and differential equations.

Conclusions. Criteria of optimization composed in the way of (6), with the fabrication functions (4) or (7-9) have minimum (optimal) values of 93.96 on the level of purchasing 58.3 ... 58.6. In further researches it is expedient to try other models.

LITERATURE

1. Kuiken K. Diesel engines for ship propulsion and power plants from 0 to 100,000 kW: in 2 parts / K. Kuiken. – Target Global Energy Training, Onnen, The Netherlands, 2008. – 1 part. – 512 p.

2. Kuiken K. Diesel engines for ship propulsion and power plants from 0 to 100,000 kW: in 2 parts / K. Kuiken. – Target Global Energy Training, Onnen, The Netherlands, 2008. – 2 part. – 444 p.

ОЦІНКА І ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ВИРОБНИЧО-ТЕХНІЧНОЇ БАЗИ ПІДПРИЄМСТВ АВТОСЕРВІСУ

М.А. Мастепан, В.С. Кузьмін, С.М. Мастепан

*Горлівський автомобільно-дорожній інститут Державного вищого навчального закладу
«Донецький національний технічний університет»,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет (Україна)*

Вступ. Постановка проблеми. За визначенням НДІАТ [1], виробничо-технічна база (ВТБ) автомобільного транспорту – це сукупність будинків, споруджень, устаткування й оснащення: призначених для зберігання, обслуговування й ремонту рухомого складу, а також для створення необхідних умов роботи ремонтно-обслуговуючого персоналу.

Методи оцінки і забезпечення ефективності виробничих баз повинні враховувати реальні фактори впливу, стан зовнішнього відносно підприємства середовища, відповідати сучасному етапу розвитку суспільства.

Аналіз досліджень і публікацій. Виробничо-технічна база має ряд характерних особливостей [2]: в основних виробничих фондах на ВТБ приходиться 35-45%; вона досить консервативна, по окремих елементах має значні терміни служби; відставання від сучасних вимог розвитку науки і техніки.

Аналіз проведених раніше досліджень і публікацій показує, що значна частина наукових робіт направлена на розробку методів оцінки рівня виробничих процесів і ефективності функціонування ВТБ за окремими складовими і напрямками [3, 4, 5]. Існуючі методи і моделі оцінки ефективності виробничо-технічної бази недостатньо враховують різнопланові складові забезпечення ефективності і розвитку виробництва, такі, наприклад, як оцінка соціально-психологічних, ергономічних показників виробничої бази, оцінка можливих напрямків підвищення партисипативності виробництва й інші. Моделі не охоплюють усі складові виробничо-технічної бази підприємства в комплексі.

Значний досвід забезпечення ефективності виробництва автосервісних послуг накопичено в автосервісах розвинутих країн [6]. Але він не може бути рекомендованим для наших підприємств без адаптації і корегування.

Мета і постановка задачі. Метою досліджень є підвищення якості автосервісних послуг шляхом моніторингу і удосконалення функціонування виробничо-технічної бази підприємства.

Необхідно пов'язати між собою динаміку зміни ринку послуг і корегування складу і потужності виробничо-технічної бази підприємства, виконати аналіз факторів, що впливають на її формування, розробити модель і методику оцінки рівня і напрямків забезпечення ефективного функціонування виробничих баз підприємств.

Вирішення задачі. Постійне зростання кількості АСП підвищує рівень конкуренції і призводить до більш жорсткої боротьби на ринку послуг. Щоб не втратити своєї ніші в сегменті ринку, потрібно своєчасно і в потрібному обсязі розвивати виробничу базу підприємства та забезпечувати ефективність її функціонування.

Основними напрямками розвитку ВТБ є [2]: збільшення і раціоналізація напрямків капіталовкладень у базу; скорочення тривалості нового будівництва, реконструкції, модернізації бази; збільшення обсягів виробництва технологічного устаткування і оснащення; застосування індустріальних методів будівництва; раціональне розміщення ВТБ; збільшення питомої ваги капіталовкладень на придбання технологічного устаткування; збалансований розвиток усіх елементів бази; забезпечення при експлуатації елементів ВТБ економії всіх видів ресурсів; поетапний розвиток кооперації, концентрації й спеціалізації виробництва.

Важливою є задача оцінки ефективності функціонування виробничо-технічної бази підприємства. Така оцінка повинна базуватись на врахуванні різнопланових факторів, що впливають на стан та ефективність ВТБ.

Внутрішній стан ВТБ характеризується тими властивостями та процесами, які визначають зміну динамічних якостей виробничого процесу (забезпечення ремонтників інструментом, наявність устаткування і оснащення, технічний стан устаткування).

Завдання зводиться до того, щоб оцінити стан і у кожний конкретний момент часу t вибрати таку управлінську дію на виробничо-технічну базу, яка б приводила значення обраного критерію ефективності до екстремального значення.

Критерій ефективності повинен відбивати конкретні умови функціонування виробництва і забезпечувати об'єктивне вирішення поставленого завдання. Тому можна сказати, що цей критерій є мірою для порівняння кількісної оцінки різних варіантів рішень по забезпеченню функціонування виробничої бази. Вибір і обґрунтування критеріїв ефективності – одне з найважливіших завдань досліджень і успішного вирішення проблеми.

Обраний критерій повинен відповідати основним вимогам: по можливості бути єдиним, що дозволяє вибрати найпростіший варіант вирішення завдання, можливо оптимізаційний з використанням ЕОМ; виражатися в кількісній мірі й допускати об'єктивну оцінку точними методами; кількісна міра критерію ефективності повинна об'єктивно відбивати результати функціонування виробничо-технічної бази; кількісна характеристика критерію повинна бути чутливою навіть до незначних змін обмежень, що накладаються; мати точний математичний вираз, і бути обчисленим.

Найбільш загальним є критерій мінімуму питомих витрат, що відбиває величину витрат на одиницю продукції виробництва.

Для оцінки ефективності виробничої бази технічного обслуговування та ремонту автомобілів можуть застосовуватися сумарні питомі витрати на одиницю обсягу обслуговування. У загальному вигляді сумарні питомі витрати є функцією декількох величин [9]:

$$W = f(M, N, X, P), \quad (1)$$

де M – потужність підприємства;

N – кількість вимог;

X – кількість постів;

P – кількість робітників на посту.

В аналітичному вигляді критерій вибору найкращого варіанту організації функціонування виробничо-технічної бази виражається формулою:

$$W_{To} = C_{до то} - C_{вто}, \quad (2)$$

де $C_{до то}$ – сумарні доходи від функціонування виробничої бази;

$C_{вто}$ – сумарні витрати на функціонування.

Можливі доходи від проведення обслуговування автомобілів визначаються за формулою:

$$C_{ATO} = S C_{iTO} t_{iTO}, \quad (3)$$

де C_{iTO} – вартість однієї нормо-години обслуговування i -го автомобіля;

t_{iTO} – трудомісткість обслуговування i -го автомобіля.

Сумарні витрати на утримання системи обслуговування можна визначити за формулою:

$$C_{з\text{то}} = C_{\bar{o}} \cdot P_{\phi} + B_{зп} + B_{м} + B_{е}, \quad (4)$$

де $C_{\bar{o}}$ – питома балансова вартість будинків і устаткування;

P_{ϕ} – розмір плати за виробничі фонди;

$B_{зп}$ – витрати на зарплатню робітників;

$B_{м}$ – витрати на матеріали й запчастини;

$B_{е}$ – витрати на енергоресурси.

Для оцінки ефективності функціонування системи ремонту автомобілів найчастіше використовують сумарні питомі витрати на утримання постів виробничої бази і втрати від простою автомобілів при очікуванні ТО і ремонту. У загальному вигляді цей критерій представляється наступною формулою [3]:

$$W_p = t_{0p} C_{0p} + C_{пп} \quad (5)$$

де t_{0p} – час знаходження автомобіля в черзі;

C_{0p} – вартість простою автомобіля в черзі;

$t_{пп}$ – час простою потужностей виробничої бази;

$C_{пп}$ – вартість простою одиниці потужності.

Мінімізація цієї цільової функції дає можливість визначити виробничу потужність системи ремонту з урахуванням вхідного потоку вимог, часу ремонту й вартісних показників.

4. Дається оцінка ефективності організаційної структури виробничо-технічної бази.

Оцінка виробничої бази здійснюється з точки зору прямого впливу на об'єкт. Визначається можливість реагування виробництва на управлінські дії, нові положення, нормативи та стандарти тощо. Аналізуються можливості ВТБ ефективно реагувати на зовнішні виклики (наявність технічних засобів приймання, обробки і надання інформації).

5. Оцінюються соціально-психологічні й ергономічні аспекти виробничо-технічної бази. Визначається органічність сполучення та особливості взаємодії технічних засобів ВТБ і людини.

6. Визначаються напрямки підвищення партисипативності виробництва. Партисипативність або залучення до володіння власністю виробничо-технічної бази працівників підприємств підвищує їхню трудову мотивацію.

7. Створення інформаційних засобів представлення техніко-економічних і технологічних показників і результатів оцінки виробничої бази. Інформаційні засоби є рівноцінною складовою методичної основи організації оцінки і забезпечення функціонування виробничо-технічної бази. Вони представляються як важливий, своєрідний засіб своєчасного подання інформації, необхідної для оцінки й забезпечення ефективного функціонування виробничої бази.

8. Оптимізація на основі оцінок виробничо-технічної бази за різними напрямками окремих її елементів (наприклад: раціоналізація переліку технологічного устаткування на підприємстві, оптимізація процесів обслуговування технологічного устаткування тощо).

Раціоналізація переліку технологічного устаткування – важлива задача. Підприємства не мають сучасних методик і рекомендацій по порівняльній оцінці ефективності того чи іншого устаткування. Перед більшістю малих спеціалізованих АСП стоїть задача визначити рівні ефективності придбання того чи іншого видів устаткування в даний період функціонування ринку, на основі яких можна було б розробити раціональні напрямки розвитку номенклатури автосервісних послуг і, відповідно, структури виробничої бази.

Кожне АСП може виконувати певний перелік робіт, забезпечених технологічним устаткуванням та кваліфікованими робітниками. Номенклатура та обсяги робіт суттєво

впливають на такі економічні показники роботи підприємства, як продуктивність праці, прибуток, рентабельність.

Для успішного функціонування підприємства важливо домогтися ефективної системи управління забезпеченням технологічним устаткуванням, що дозволить зробити роботу підприємства більш прибутковою. Для досягнення цієї мети перед службою забезпечення ставиться задача визначення номенклатури ефективного технологічного устаткування.

Логістична концепція методології забезпечення підприємства технологічним устаткуванням передбачає системне моделювання виробництва автосервісних послуг, і його матеріального забезпечення з урахуванням ринку послуг і факторів, що впливають на нього.

Визначення номенклатури найбільш ефективного устаткування, можна виконувати за допомогою методу АВС [7]. Відповідно до даного методу номенклатура технологічного устаткування поділяється на три групи А, В, С: перша група А – устаткування високої ефективності, В – середньої та С – устаткування невисокої ефективності.

Графічний метод отримання розподілу номенклатури устаткування за групами проводиться на базі єдиного вартісного показника, який враховує прибутки від використання i -го устаткування (ефективність використання устаткування). Даний показник розраховується для кожної одиниці устаткування за формулою:

$$C_i = M_i \cdot (C_{mpi} + C_{mbi} + C_{ni}), \quad (6)$$

де M_i – кількість використань i -го устаткування за визначений інтервал часу, од.;

C_{mpi} – питомий прибуток за рахунок зниження трудомісткості робіт при використанні i -го устаткування, грн./ одну послугу;

C_{mbi} – питомий прибуток за рахунок розширення обсягу послуг при використанні i -го устаткування, грн./ одну послугу;

C_{ni} – питомий прибуток підприємства за рахунок підвищення якості послуг при використанні i -го устаткування, грн./ одну послугу.

Значення параметрів C_{mpi} , C_{mbi} , C_{ni} визначається додатковими техніко-економічними розрахунками, відповідно до методик визначення економічного ефекту впровадження нової техніки [8].

Отримані значення C_i ранжируються, спочатку в зростаючій послідовності CS, а потім в убутній послідовності CR, за допомогою відповідних математичних операцій [7]:

$$C_a \geq C_b \geq \dots \geq C_i \geq \dots \geq C_m \quad (7)$$

Після цього присвоюються нові індекси:

$$a=1, b=2, \dots, m=N, \quad (8)$$

де N – загальна кількість найменувань устаткування (номенклатура), тобто CR:

$$CR := \begin{array}{|l} \text{for } j \in 1..i_{\max} \\ \quad A_0 \leftarrow 0 \\ \quad A_j \leftarrow \text{reverse}(CS)_{j-1} \\ A \end{array} \quad (9)$$

Для зручності розрахунків вводяться відносні величини розглянутих вартісних показників q_i (у відсотках), тим самим проводиться нормування показників:

$$q_i := \frac{CR_i}{\sum CR} \cdot 100\% \quad \text{for } j \in 1..i_{\max}$$

$$CR := \begin{cases} \text{for } j \in 1..i_{\max} \\ A_0 \leftarrow 0 \\ A_j \leftarrow \text{reverse}(CS)_{j-1} \\ A \end{cases}$$
(10)

Величини q_i підсумовуються наростаючим підсумком $q_{\Sigma i} = \sum q_i$ і надаються у вигляді графіка (рис. 1):

$$Q\Sigma := \begin{cases} \text{for } j \in 1..i_{\max} \\ A_{j,1} \leftarrow \sum_{k=1}^j q_k \\ A_{j,0} \leftarrow j \\ A \end{cases}$$
(11)

При застосуванні графічного способу на осі ординат наносяться значення $q_{\Sigma i}$, на осі абсцис – індекси 1, 2, ..., i, N, відповідним привласненим номерам позицій номенклатури устаткування. Точки на графіку з'єднуються плавною кривою OO', що у загальному випадку є опуклою. Потім проводиться дотична LM до кривої OO', паралельно прямій OD. Пряма OD відповідає рівномірному розподілові витрат по всій номенклатурі устаткування.

Абсциса точки торкання O', округлена до найближчого цілого значення, відокремлює від усієї номенклатури першу групу N_A (група A).

Далі, з'єднавши точку O' із точкою D, проводимо дотичну до кривої O'O''D, паралельну прямій O'D.

Абсциса торкання точки O'' поділяє номенклатуру устаткування, що залишилася, також на дві групи – B і C.

Таким чином, за рівнем ефективності визначаються три групи устаткування (A, B і C) для технічного обслуговування та ремонту, які і дають підстави приймати рішення по визначенню того чи іншого напрямку розвитку виробничої бази підприємства автосервісу.

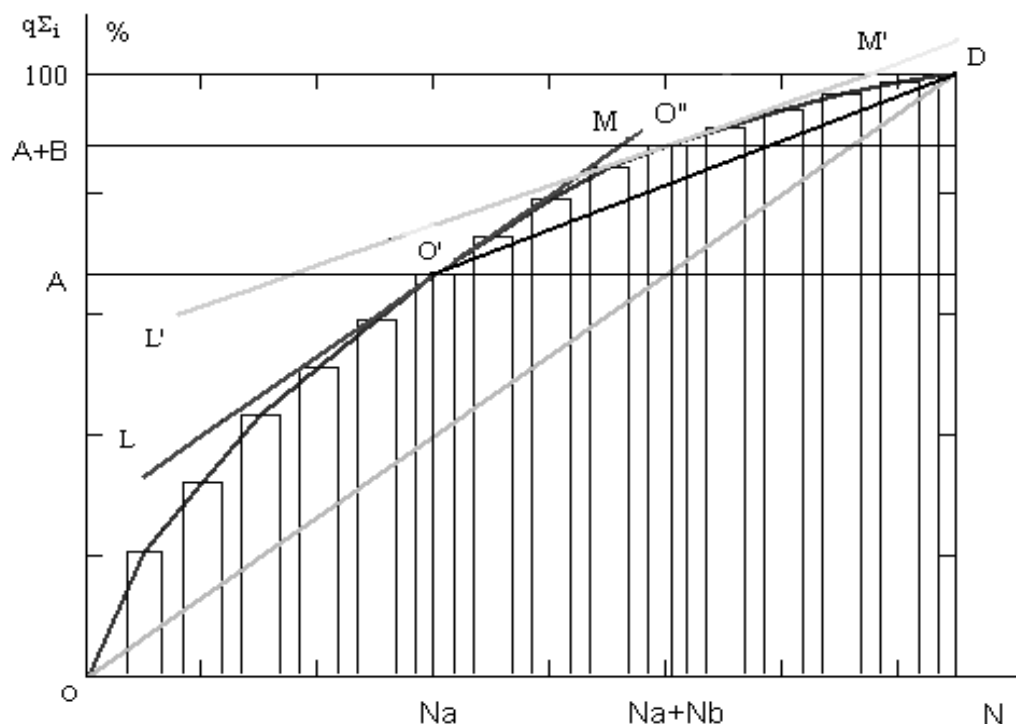


Рисунок 1. Визначення номенклатурних груп устаткування для ТО та ремонту

Висновки. Розроблено метод, за яким можна визначати ті види технологічного устаткування і відповідні послуги, які будуть забезпечувати найкращі техніко-економічні показники роботи підприємства.

Методика оцінки ефективності виробничо-технічної бази підприємства дозволяє визначати її стан, раціональні напрямки і шляхи розвитку і забезпечувати ефективність функціонування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов / Е.С. Кузнецов, В.П. Воронов, А.П. Болдин и др.; Под ред. Е.С. Кузнецова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 413 с.
2. Андрусенко С.І. Загальні принципи управління підприємством // Автошляховик України. – 2002. – №1.
3. Техническое обслуживание, ремонт и хранение автотранспортных средств: Учебник: В 3 кн. – К.: Вища школа, 1991. – Кн. 2. Организация, планирование и управление / В.Е. Канарчук, А.А. Лудченко, И.П. Курников, И.А. Луйк. – 406 с.
4. Нурахмедов Н.Д. Формирование и управление инновационно-инвестиционной стратегией развития предприятий автосервиса. Дисс. ... канд. техн. наук. – М., 2006. – 183 с.
5. Галкин А.С. Повышение организационно-технического уровня производства технического обслуживания и текущего ремонта автомобилей. – М.: Транспорт, 2002. – 459 с.
6. Кузнецов Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей в США. – М.: Транспорт, 1992. – 352 с.
7. Лукинский В.С., Бережной В.И., Бережная Е.В., Цвиринько И.А. Логистика автомобильного транспорта: концепция, методы, модели. – М.: Финансы и статистика, 2000. – 280 с.
8. Корчагин В.А., Птицын Д.М. Расчет экономической эффективности внедрения новой техники на автотранспортных предприятиях. – Киев: Техніка, 1980. – 104 с.
9. Бедняк М. Н. Моделирование процессов технического обслуживания и ремонта автомобилей. – Киев: Вища школа, 1983. – 131 с.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОБЪЕКТА АДАПТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ РЕЗАНИЯ

Е.П. Мельникова, В.В. Быков

*Автомобильно-дорожный институт, Государственное высшее учебное заведение
"ДонНТУ" (Украина)*

Введение. В современных условиях развития технологии машиностроения к качеству и надежности транспортных машин предъявляются повышенные требования, улучшающие их эксплуатационные свойства. Для решения этой задачи необходимо совершенствовать и развивать методы обработки, формирующие поверхностный слой деталей, который определяет эксплуатационные свойства транспортных машин.

Всестороннее внедрение высокопродуктивного оборудования и адаптивных систем управления, выдвигает принципиально новые требования к проектированию технологических систем. Успешная реализация этих требований связана с использованием знаний по оптимизации принятых проектных решений.

Целью данного исследования является создание математической модели зависимости объекта управления от основных технологических факторов процесса резания при восстановлении тормозных дисков транспортных машин.

Предлагаемый путь реализации поставленной цели. Эксплуатационные свойства элементов тормозной системы автомобиля во многом определяются качеством поверхностного слоя. Требования к качеству поверхностного слоя устанавливаются конструкторской документацией и техническими условиями на автомобиль. Для надежного и безопасного функционирования транспортных машин необходимо повысить эффективность тормозной системы. Этого можно достичь, если в процессе эксплуатации техническое состояние рабочей тормозной системы поддерживать на уровне требований нормативных документов, которые устанавливают требования к техническому состоянию транспортного средства по условиям безопасности. Одним из вариантов поддержания тормозной системы на уровне требований безопасности является восстановление рабочих поверхностей тормозных дисков при каждой замене тормозных колодок [1].

Проточка тормозных дисков транспортных машин категории М 1 производится на малогабаритных токарных станках. Выбор рациональных режимов резания влияет на производительность процесса и качество обработанной поверхности.

Для создания системы адаптивного управления размерами тормозных дисков, обрабатываемых на малогабаритном токарном станке, возникла необходимость в математическом описании объекта управления. В качестве выхода объекта управления принимаем величину упругого перемещения A'_d режущего инструмента относительно обрабатываемого диска. Математическое описание объекта адаптивного управления получаем, используя статистические методы планирования эксперимента.[2, 4, 5]

Рассмотрим зависимость упругого перемещения A'_d режущего инструмента от основных технологических факторов процесса резания на малогабаритном токарном станке для проточки тормозных дисков. При обработке тормозных дисков точением на величину упругого перемещения оказывают влияние величина припуска z , подача s и скорость резания v . Представим математическую модель, характеризующую влияние указанных факторов на величину упругого перемещения уравнением:

$$A'_d = C \cdot V^{\alpha_1} \cdot S^{\alpha_2} Z^{\alpha_3} . \quad (1)$$

где $C, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – параметры модели, подлежащие определению.

Выражение 1 после логарифмирования линеаризуется:

$$\lg A_d' = \lg C + \alpha_1 \lg V + \alpha_2 \lg S + \alpha_3 \lg Z. \quad (2)$$

Таблица 1.

Факторы и их уровни

Факторы	Кодовое обозначение факторов	Натуральные значения, соответствующие уровням кодированных факторов		
		Верхний +1	Основной 0	Нижний -1
v , м/мин	x_1	100,0	80,0	60,0
s , мм/об	x_2	0,15	0,12	0,09
z , мм	x_3	0,2	0,15	0,1

Для определения коэффициентов уравнения (2) поставлен эксперимент, который заключался в протачивании дисков на настроенном токарном станке. Тормозные диски из серого чугуна, твердостью *НВ* 240, диаметром 280 мм и толщиной 22 мм. Протачивание производилось резцом с главным углом в плане $\varphi=60^\circ$, оснащенным пластинкой из твердого сплава ВК6. [3] Условия эксперимента определялись некомпозиционным планом второго порядка.

Статистическую значимость коэффициентов уравнения регрессии проверяем по *t*-критерию Стьюдента, для чего определяем наблюдаемые значения этого критерия:

$$\begin{aligned}
 t_1 &= \frac{|b_1|}{s\{b_1\}} = 8,82 & t_2 &= \frac{|b_2|}{s\{b_2\}} = 21,36 & t_3 &= \frac{|b_3|}{s\{b_3\}} = 39 \\
 t_{12} &= \frac{|b_{12}|}{s\{b_{12}\}} = 2,13 & t_{13} &= \frac{|b_{13}|}{s\{b_{13}\}} = 1,6 & t_{23} &= \frac{|b_{23}|}{s\{b_{23}\}} = 0,295 \\
 t_{11} &= \frac{|b_{11}|}{s\{b_{11}\}} = 1,74 & t_{22} &= \frac{|b_{22}|}{s\{b_{22}\}} = 0,43 & t_{33} &= \frac{|b_{33}|}{s\{b_{33}\}} = 0,51
 \end{aligned}$$

При 5%-ном уровне значимости и числе степеней свободы 2 табличное значение критерия $t_T = 4,3$. Оно больше наблюдаемых значений критерия *t* для коэффициентов b_{12} , b_{13} , b_{23} , b_{11} , b_{22} , b_{33} , следовательно, указанные коэффициенты можно признать статистически незначимыми и исключить их из уравнения регрессии.

Среди незначимых оказались коэффициенты при квадратичных членах, поэтому оставшиеся коэффициенты были пересчитаны. В результате получили следующее уравнение регрессии:

$$y = -0.706 - 0.038 \cdot x_1 + 0.092 \cdot x_2 + 0.168 \cdot x_3 \quad (3)$$

Для проверки адекватности модели (3) вычислили дисперсию s_{Ad}^2 адекватности.

При 5%-ном уровне значимости и числах степеней свободы $f_1=9$ и $f_2=2$, $F_T = 19,35$.

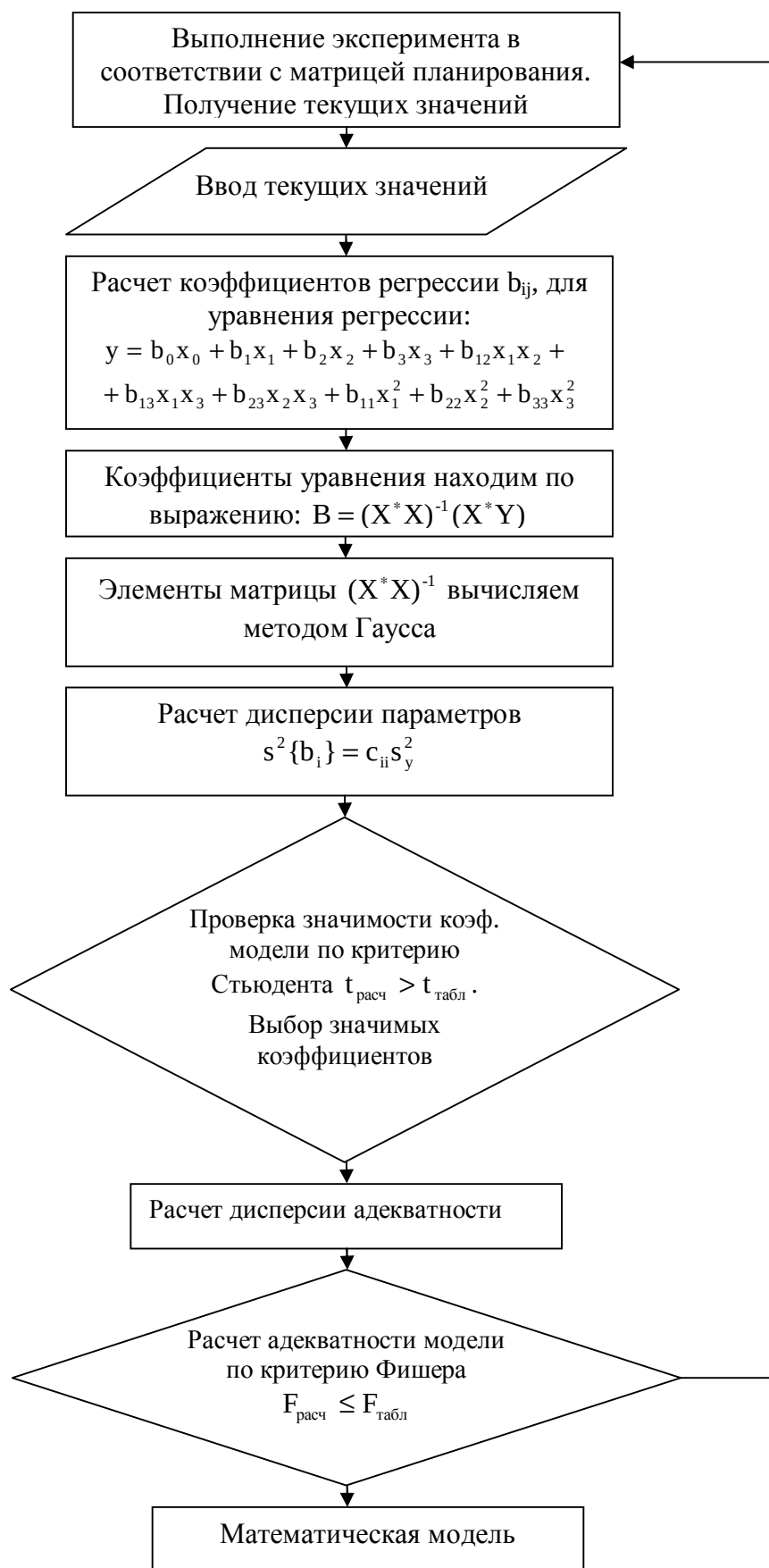


Рисунок 1. Алгоритм получения математической модели зависимости объекта управления от основных технологических факторов процесса резания

Линейное уравнение регрессии (3) адекватно, так как $F_p=1,97 < F_T=19,35$.
Заменяя в уравнении (3) кодированные значения факторов натуральными, получаем

$$\lg A'_d = -0.706 - 0.038 \cdot \left[\frac{2(\lg v - \lg 150)}{\lg 150 - \lg 40} + 1 \right] + 0.092 \cdot \left[\frac{2(\lg s - \lg 0.55)}{\lg 0.55 - \lg 0.2} + 1 \right] + \\ + 0.168 \cdot \left[\frac{2(\lg z - \lg 4)}{\lg 4 - \lg 1} + 1 \right] = -0.256 - 0.133 \lg v + 0.42 + 0.56 \lg z$$

Потенцируя последнее выражение, находим искомую модель в виде уравнения

$$A'_d = 0.555 \frac{s^{0.42} + z^{0.56}}{v^{0.133}} \quad (4)$$

Уравнение представляет собой математическое описание объекта управления. Оно необходимо для создания системы адаптивного управления размерами тормозных дисков, предназначенного для обработки на данном станке. Согласно уравнению (4) на величину упругого перемещения существенное влияние оказывают припуск и подача, причем степень влияния припуска на эту величину больше степени влияния подачи. Можно считать, что скорость резания не оказывает существенного влияния на величину упругого перемещения.

Выводы. Данное исследование позволяет с помощью методов статистического планирования эксперимента и математической модели, характеризующей зависимость объекта управления от основных технологических факторов процесса резания и некомпозиционного плана второго порядка для четырех факторов, получить модель, характеризующую зависимость упругого перемещения от припуска, подачи, скорости резания и твердости обрабатываемого материала на малогабаритном токарном станке непосредственно на автомобиле.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мельникова Е.П. Анализ причин выхода из строя элементов тормозной системы автомобилей / Е.П. Мельникова, В.В. Быков // Машиностроение и техносфера XXI века; Сборник трудов XIV международной научно-технической конференции. – Донецк: ДонНТУ, 2007. – 313 с.
2. Налимов В.В. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов / В.В. Налимов, Н.А. Чернова. – М.: Наука, 1965. – 340 с.
3. Металлорежущие инструменты: Учебник для вузов по специальностям «Технология машиностроения», «Металлорежущие станки и инструменты» / Г.Н. Сахаров, О.Б. Арбузов, Ю.Л. Боровой и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.
4. Спиридонов А.А. Планирование эксперимента / А.А. Спиридонов, Н.Г. Васильев. – Свердловск: УПИ им. Кирова, 1975. – 149 с.
5. Подураев В.Н. Автоматически регулируемые и комбинированные процессы резания / В.Н. Подураев. – М.: Машиностроение, 1977. – 304 с.

РАЗВИТИЕ ПРИНЦИПОВ ФУНКЦИОНАЛЬНО-ОРИЕНТИРОВАННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ В ПРОЕКТИРОВАНИИ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

А.Н. Михайлов, В.А. Настасенко, В.А. Проценко
Донецкий национальный технический университет,
Херсонский государственный морской институт (Украина)

Введение. Выбор целей и задач исследования. Работа относится ко всем отраслям техники, в которых изготавливаются и эксплуатируются различные изделия и состоящие из них технические системы.

Основной целью проектирования изделий является обеспечение ими в технической системе требуемых функций. Однако они во многом зависят от технологических факторов изготовления изделий, не только в рамках технологической наследственности обработки [1], но и как совокупность технологических и точностных возможностей оборудования и оснастки, сочетающихся с построением последовательности и особенностями выполнения операций технологических процессов. Например, проф. Базровым Б.М. [2] показано, что для сборочных изделий, как правило, изготавливаемых с погрешностями параллельности плоскостей Δ_i , технологические процессы изготовления могут привести, как к накоплению этих погрешностей при сборке: $\Delta_{max} = \sum \Delta_i$, так и к их компенсации $\Delta_{min} = \sum (\pm \Delta_i)$, если сопрягаемые детали обрабатывать во взаимопротивоположных направлениях (рисунок 1).

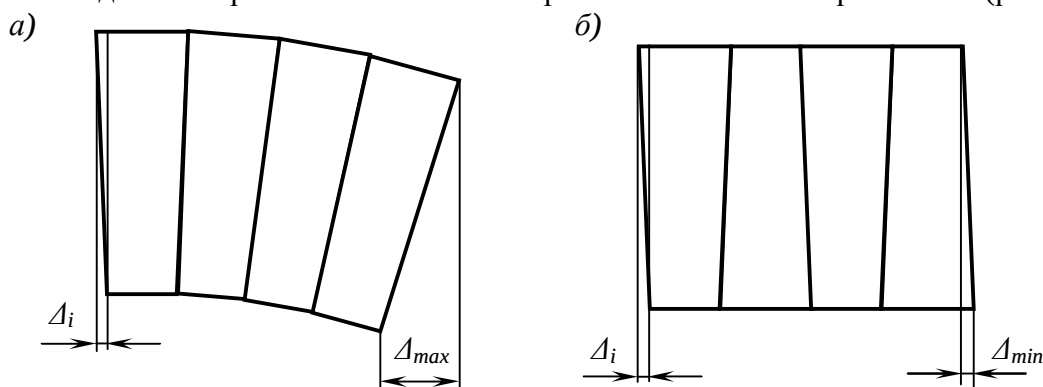


Рисунок 1. Накопление погрешностей сборки изделий (а) при неблагоприятном построении технологических процессов изготовления и возможности их компенсации (б) при рациональном построении технологических процессов

Поэтому, на современном этапе промышленного производства, одной из главных целей является комплексное обеспечение технологичности изготовления изделий, реализующих наилучшие условия их эксплуатации в технической системе. Принципы функционально ориентированных технологий в машиностроении, глубоко разработанные проф. Михайловым А.Н. [3], решают проблему взаимосвязи технологических процессов изготовления изделий с условиями их эксплуатации. Однако эти задачи должны реализовываться уже на начальном этапе – при проектировании технических систем и изделий. Следует также принять во внимание, что кроме функциональных и технологических факторов, в конструировании и производстве должны быть учтены и другие факторы, в частности – экономические и социальные, как это было предложено проф. Половинкиным А.И. [4].

Устранение указанных недостатков является целью выполняемой работы.

Разработка путей реализации поставленных целей. Проведенный анализ показал, что учет функциональных и технологических факторов производства технических систем и их изделий обязательно следует осуществлять с учетом экономических и социальных факторов, структура которых в общем виде показана в таблице 1. При этом все факторы должны обеспечивать стратегию наивысшей экономичности на всех этапах жизненного цикла объекта: от проектирования и производства, эксплуатации и ремонта, до утилизации.

Таблиця 1. Система исходных этапов и основных факторов в процессе функционально ориентированного проектирования и производства технических объектов



Традиционно проблемное проектирование и производство изделий выполняют по следующей схеме: 1) необходимо увидеть проблему; 2) суметь проанализировать ситуацию; 3) знать возможные пути решения проблемы и известные для этого способы; 4) преодолеть инерцию мышления при выдвижении идей и поиске новых решений. При этом нахождение нового решения требует высокого уровня подготовки проектировщика, но и он не гарантирует успеха, поскольку объем работ по анализу известных решений и поиску новых (при условии сохранения высокого качества выполнения разработок) возрастает в машиностроении в среднем в 2-4 раза каждые 8-15 лет. Поэтому дальнейшее решение данных задач без применения системных методов активизации творчества затруднено.

Системные методы поиска новых технических решений, например: функционально-стоимостной анализ (ФСА), алгоритм решения изобретательских задач (АРИЗ), метод морфологического анализа и синтеза, и ряд других, облегчают данный процесс и приводят даже к таким решениям, которые парадоксальны с привычной точки зрения. Поэтому системный подход нужен уже на этапе постановки проблемы. Затем он должен быть перенесен на этапы проектирования и производства с учетом всего жизненного цикла объектов техники.

Следует учесть, что для успешного решения любой задачи необходима корректная ее постановка. Если объект разработки или усовершенствования выбран, то постановка задачи заключается в формулировке цели или главной потребности. Принято считать, что глобальная постановка задачи вытекает из народнохозяйственных потребностей, а если их не формулируют на уровне государственных и отраслевых программ, то ориентируются на лучшие мировые образцы. Однако в отечественном производстве такой путь чаще всего приводит к повторению чужих разработок без существенного продвижения вперед.

Устранить указанный недостаток могут системные методы поиска технических решений, поскольку позволяют значительно повысить их уровень и расширяют сферу их возможностей. При этом рекомендуется применять сочетания из нескольких системных методов, к наиболее сильным из которых можно отнести АРИЗ и морфологический анализ.

Для расширения возможностей этих системных методов на этапе выбора исходных признаков также предложена новая система (таблица 2), предусматривающая поэтапное преобразование всей задачи до элементарных структур и выполнения над ними действий алгоритмического типа (в т.ч. выделение противоречий и системный поиск путей их устранения). Наиболее полную разработку новой структуры обеспечивает предлагаемая иерархия из 125 признаков, которую следует учитывать на всех этапах проектирования и производства изделий: описание объекта < > выполняемые этапы < > набор требований.

В общем виде лестница иерархии описания по элементам разработана впервые и позволяет подробно выделить все исходные, промежуточные и конечные признаки, а в сочетании с другими их характеристиками, используемыми при морфологическом анализе – адекватности, доступности и состоятельности, они обеспечивают полноту составления матрицы возможных решений. Если все выделенные элементы равноценны по степени допускаемых изменений, начать анализ следует с базовых, постепенно приближаясь к главному элементу, непосредственно связанному с главным нежелательным эффектом. При составлении идеального технического решения следует учитывать внешнюю среду.

Таким образом, предлагаемый вариант применения элементов АРИЗ в методе морфологического анализа и синтеза повышает уровень и качество работ поискового характера при проектировании и производстве объектов техники. Это подтверждается его последующим применением авторами для решения конкретных задач в области создания и производства режущих инструментов (более 20 патентов Российской Федерации и Украины) и гибких муфт (около 10 патентов Украины).

Выводы. Совокупность предлагаемых приемов усиления метода морфологического анализа, в дополнение к принятым ранее [5], является перспективным для последующих разработок технических систем и значительно расширяет его возможности в области их проектирования и функционально-ориентированного производства.

Таблиця 2 Розробка структурної системи для комплексного аналізу факторів при проектуванні і виробстві технічних об'єктів.



ЛИТЕРАТУРА

1. Маталин А.А. Точность механической обработки и проектирование технологических процессов. – М.: Машиностроение, 1970. – 320 с.
2. Барзов Б.М. Модульные технологии. – М.: Машиностроение, 2000. – 368 с.
3. Михайлов А.Н. Основы синтеза функционально-ориентированных технологий машиностроения. – Донецк: ДонНТУ, 2009. – 346 с.
4. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
5. Настасенко В.А. Морфологический анализ – метод синтеза тысяч изобретений. – К.: Техніка, 1994. – 44 с.

ГИПЕРБОЛОИДНЫЕ ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ, АНАЛИЗ ИХ ЭФФЕКТИВНОСТИ И ВОЗМОЖНОСТЕЙ ПРОИЗВОДСТВА

В.А. Настасенко

Херсонский государственный морской институт (Украина)

Введение. Связь с основными направлениями исследований, цели и задачи работы. Работа относится к области машиностроения и деталей машин, в частности – к червячным передачам с гиперболоидной формой червяка и колеса. Их главными преимуществами является сохранение точности при любом числе заходов, а также повышение нагрузочной способности.

Однако до настоящего времени широкого распространения они не получили, что можно объяснить двумя факторами:

1. Недостаточными знаниями об этих передачах, их достоинствах и недостатках;
2. Недостаточными знаниями о возможностях их изготовления.

Поэтому цель данной работы – анализ эффективности гиперболоидных червячных передач и возможностей их производства.

Учитывая обоснованные ранее [1...3] достоинства и недостатки гиперболоидных червячных передач и предложенные простейшие способы их производства [4, 5], широкое их применение является перспективным, поэтому данная работа является актуальной и имеет большой практический и теоретический интерес.

Анализ известных конструкций гиперболоидных червяков и их получения. В настоящее время известны однополостные и двуполостные гиперболоиды [6].

Однополостные гиперболоиды сформированы одной полостью. Они относятся к линейчатым неразвертываемым поверхностям, уравнение которых при $a = b = c$, имеет вид: $x^2 + y^2 - z^2 = a^2$, поэтому, при $x = 0$ получим уравнение гиперболы, $y^2 - z^2 = a^2$, которая при своем вращении вокруг оси OZ образует равнобедренный однополостный гиперболоид вращения. Если $a = b > c$, то получим $(x^2 + y^2)/a^2 - z^2/c^2 = 1$; это сжатый однополостный гиперболоид вращения (рис. 1, а). При $a = b < c$ получим вытянутый однополостный гиперболоид вращения (рис. 1, б); при $a > b = c$ получим уравнение гиперболоида $x^2/a^2 + (y - z^2)/b^2 = 1$; эта поверхность имеет в горловине эллипс и, наконец, при $a > b > c$ получим трехосный однополостный гиперболоид $x^2/a^2 + y/b^2 - z^2/c^2 = 1$.

Однополостные гиперболоиды можно получить:

1) движением прямой линии, пересекающей одновременно три скрещивающихся направляющих прямые линии;

2) поступательным и одновременно вращательным движением прямой линии в двух плоскостях вдоль направляющей прямой линии, соприкасающейся с двумя другими скрещивающимися направляющими прямыми линиями;

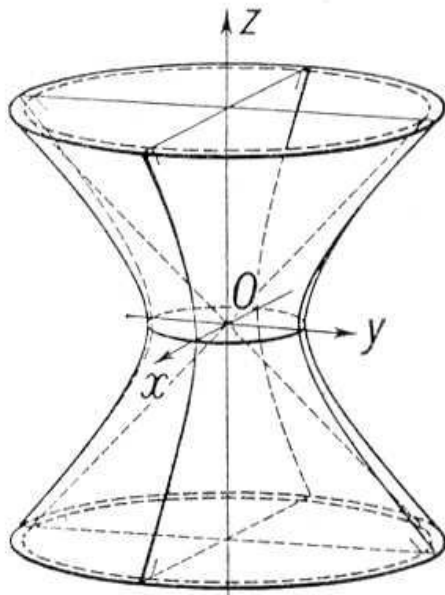
3) поступательным движением деформируемого эллипса (рис. 1, в) когда его плоскость остается параллельной самой себе, а концы осей эллипса скользят по гиперболам, находящимся в плоскостях XOZ , и YOZ .

Если эллипс заменить окружностью, то обе направляющие гиперболы будут одинаковыми. В этом случае получим однополостный гиперболоид вращения, который может быть образован вращением прямой линии, если образующая и ось вращения являются скрещивающимися прямыми линиями (рис. 1, г). В настоящее время обработка однополостных гиперболоидов вращения производится на токарных станках по копиям.

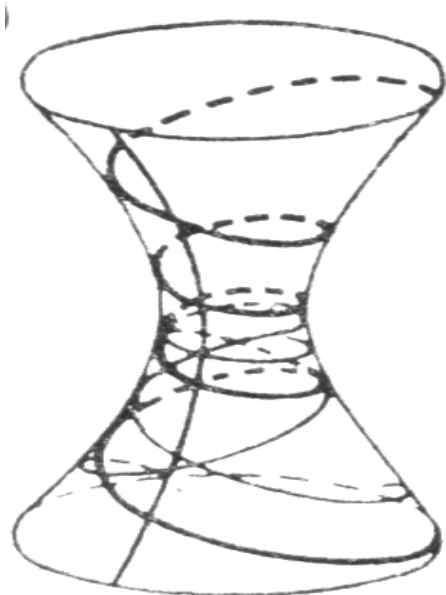
Двуполостные гиперболоиды состоят из двух полостей. Они относятся к нелинейчатым поверхностям. Для равнобедренного двуполостного гиперболоида вращения ($a = b = c$) получим уравнение $x^2 + y^2 - z^2 = -a^2$. Если $a = b > c$ или $a = b < c$, то получим двуполостные гиперболоиды вращения (рис. 1, в) соответствующие уравнению: $(x^2 + y^2)/a^2 - z^2/c^2 = -1$. Двуполостные гиперболоиды образуются движением

деформирующегося эллипса, когда его плоскость остается параллельной самой себе, а концы осей эллипса скользят по двум гиперболам. Детали с такими поверхностями также обрабатывают в машиностроении на копировальных станках.

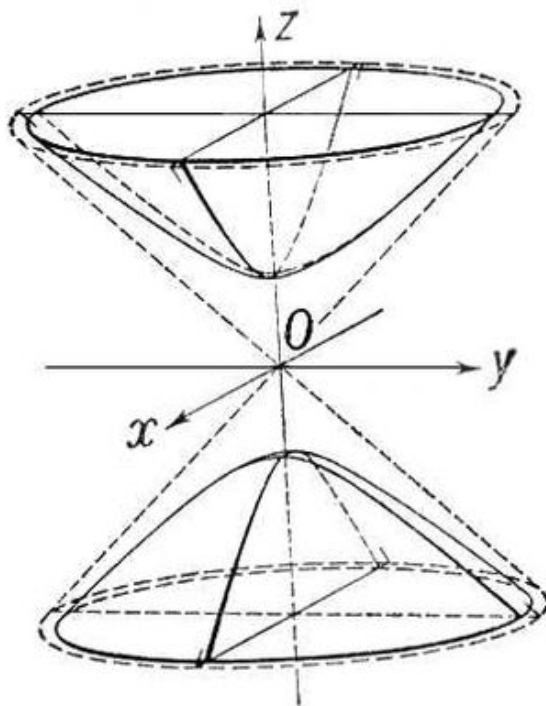
а)



б)



в)



г)

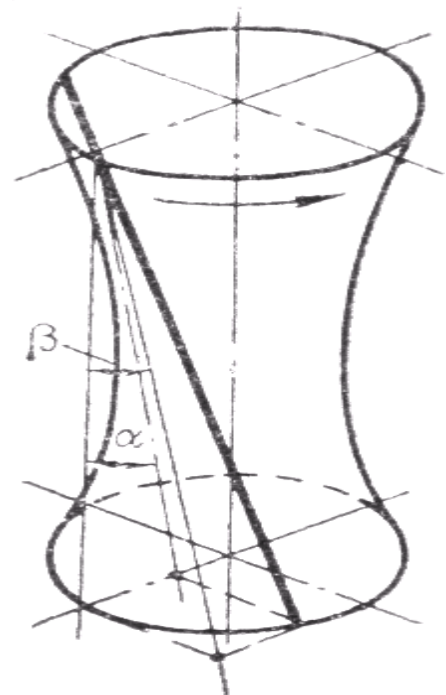


Рисунок 1. Основные виды гиперboloидов и способов их воспроизведения

На базе гиперboloидов могут быть получены винтовые поверхности (рисунок 1. б), что обеспечивает возможности для создания гиперboloидных червячных передач, однако сложность формообразования при обработке их по копиям резко возрастает. Например, по традиционным способам их точения с осевой подачей инструмента (рисунок 2. б), требуется сложная настройка резца на переменный размер делительного диаметра червяка с разворотом резца в направлении нормали к крайней точке гиперболы, установкой его на исходный угол разворота по нормали к этой точке с исходной величиной вылета, равной радиусу кривизны гиперболы в этой точке, с учетом 2-х координат центра ее кривизны.

Требуются также дополнительные движения для обработки – последующее равномерное вращения червяка и согласованное с ним и шагом его витков в осевом сечении, из расчета смещения на 1 шаг за 1 оборот червяка, переменное изменение угла поворота и величины текущего вылета установки резца, зависящие от параметров кривизны гиперболы, при выполнении 2-х изменяемых подач суппорта – продольной и радиальной, формирующих траекторию движения точки текущего центра кривизны гиперболы. Это требует создания кинематических связей, еще более сложных, чем при обработке глобоидных червяков, у которых радиус кривизны начальной поверхности остается постоянным, либо выполнения обработки на станках с ЧПУ, программируемым по 6-8 движениям.

Разработка нового упрощенного способа обработки гиперболоидных червяков.

Устраняет указанный недостаток нарезание гиперболоидных червяков по способу, предложенному в патенте РФ №2200262, с косой подачей инструмента по нормали к витку червяка (рисунок 2.а), что возможно при реализации 3-х движений: – исходной настройки резца на размер делительного диаметра, равномерного вращения червяка и согласованной с ним равномерной косой подачи резца, из расчета смещения на 1 шаг по нормали к виткам за 1 оборот червяка.

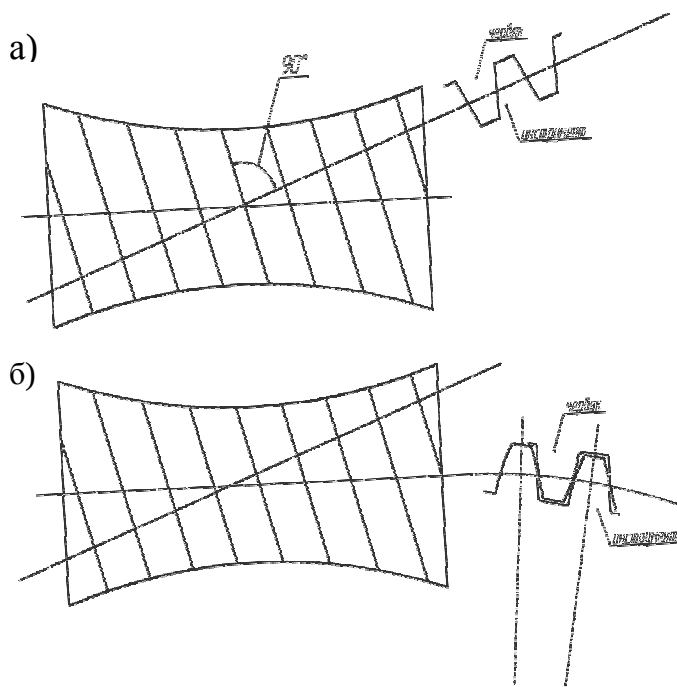


Рисунок 2. Новый (а) и базовый (б) варианты обработки гиперболоидных червяков

Новый вариант (а) формирования гиперболоидного червяка предложен при равномерной подаче режущего инструмента по нормали к витку, по патенту РФ № 2200262.

Базовый вариант формирования гиперболоидного червяка выполняют в осевой плоскости (б) при сочетании изменяемой по величине продольной и поперечной подач, при изменяемых углах разворота, положениях центра и величине вылета инструмента.

Применяемые для этого станки и оснастка должны обеспечивать весь комплекс указанных движений, что свидетельствует об их высокой сложности и соответственно – стоимости.

Кроме увязки сложных движений резания, другим недостатком базового варианта обработки гиперболоидных червяков в осевой

плоскости является несовпадение профиля их витков и профиля инструмента с профилем исходной зубчатой рейки, что усложняет контроль червяка, а также проектирование, изготовление и контроль нарезающих витки червяка инструментов второго порядка.

В предлагаемом по патенту РФ №2200262 способе обработки (а) указанные недостатки устранены, кроме того, устранена основная причина искажения профиля витков червяка и зубьев колеса при увеличении количества заходов – несовпадение профиля исходной производящей зубчатой рейки с профилем витков цилиндрического основного червяка во всех точках, в т.ч. – левее и правее плоскости поперечного осевого сечения (рисунок 3). Данное несовпадение ведет к увеличению погрешностей профиля с ростом угла подъема витков червяка и наклона зубьев сопрягаемого с ним колеса, что характерно для многозаходных червячных пар, имеющих более высокий к.п.д., чем однозаходные.

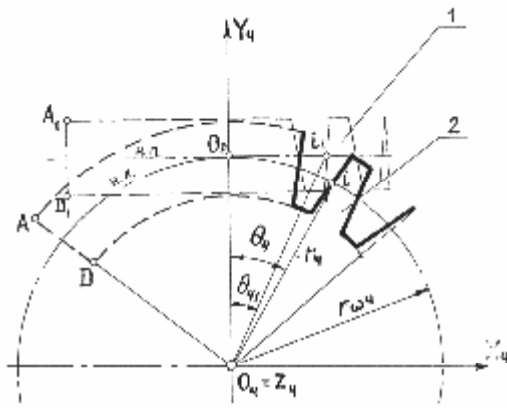


Рисунок 3. Схема формирования погрешностей при несовпадении профиля рейки и цилиндрической поверхности основного червяка

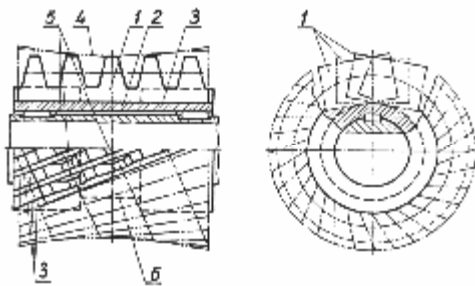


Рисунок 4. Червячная фреза на базе гиперболического червяка

Исключить эти погрешности позволяет совмещение профиля зубьев рейки и витков червяка за счет увеличения его диаметра от средней части к периферии, что обеспечивается переходом от цилиндрической к гиперболической форме основного червяка, который относится к однополостным (рисунок 1. г).

Для их обработки в патенте РФ №2200262 предложен ряд вариантов модернизации уже существующих станков: токарных, токарных с ЧПУ, гидрокопировальных, резьбофрезных и резьбошлифовальных. Однако анализ показал, что самой простой является модернизация горизонтально-фрезерных станков, выполненная по заявке на патент Украины [6], а при углах подъема витков червяка кратных 1 – возможно применение универсальных фрезерных станков.

На рисунке 4 показана сборная червячная фреза реечного типа, разработанная на базе гиперболического основного червяка, что обеспечивает весь комплекс требуемых средств для обработки таких червячных передач. У них возможна замена бронзовых венцов червячных колес на стальные, в т.ч. термообработанные, поскольку возможна точная шлифовка зубьев колеса и витков червяка.

Выводы и рекомендации по работе.

Гиперболическая форма червяка повышает точность зацепления при любом количестве заходов и увеличивает сектор охвата зубьев червячного колеса, что повышает прочность и нагрузочную способность зацепления, или позволяет уменьшить ширину венца и соответственно – трение в паре. Предлагаемые новые станки позволяют реализовать простые кинематические способы обработки гиперболических червяков при любом количестве их заходов, что создает возможности для внедрения гиперболических червячных передач, в т.ч. – в корабельных редукторах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Настасенко В.А. Проекты модернизации червячных фрез и зубофрезерных станков // Мир Техники и Технологий. Междунар. техн. журнал. 2006. № 11. – С. 62-65.
2. Настасенко В.А. Гиперболические 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, Т.3. – С. 91-96.
3. Настасенко В.А., Дубовик Ю.А. Новые станки для обработки гиперболических червячных передач // Машиностроение и техносфера XXI века. Сб. трудов XV Междунар. науч.-техн. конф. в г. Севастополе. – Донецк: ДонНТУ, 2008, Т.3. – С. 4-9.
4. Патент Российской Федерации № 2169061. МПК В23 F 21/16. Червячный инструмент, способ и оборудование для его изготовления. Авт. изобр. Настасенко В.А. Заявка № 98116845/08 от 08.09.98. // БИ. 2001. № 17.
5. Патент Российской Федерации № 2200262. МПК В23 F 21/16. Червячная передача, способ ее изготовления, оборудование и инструмент для его осуществления. Авт. изобр. Настасенко В.А. Заявка № 98116838/28 от 08.09.98. // БИ. 2003. № 7.
6. Заявка на патент України № 2008 04415 від 07.04.08 Горизонтально-фрезерний верстат для обробки гвинтових поверхонь та його варіанти. Авт. винах. Настасенко В.О., Дубовик Ю.О.

НОВЫЕ СБОРНЫЕ ОТРЕЗНЫЕ РЕЗЦЫ И ДИСКОВЫЕ ФРЕЗЫ В УСЛОВИЯХ СУДОРЕМОНТА И СУДОСТРОЕНИЯ

В.А. Настасенко, М.В. Бабий, В.В. Вирич
*Херсонский государственный морской институт,
НПО «Заря-Машпроект» (Украина)*

Введение. Актуальность, научная новизна и практическая значимость работы. Работа относится к области машиностроения и металлообработки, в частности – к сборным отрезным и канавочным резцам, дисковым и отрезным фрезам с механическим креплением многогранных неперетачиваемых пластин, а также к режущим пластинам для их оснащения.

Главной особенностью выполнения ремонтных работ в условиях плавания на многих судах является ограничение возможностей для его выполнения, которые зависят от уровня оснащения соответствующим оборудованием, инструментами и оснасткой, а также от умений и навыков членов экипажа. Во многом это относится к режущему инструменту, в частности – к отрезным резцам и дисковым фрезам, которые выходят из строя по мере их затупления или поломок. Если затупившийся резец еще можно заточить, в рамках умений и навыков членов экипажа, на обычном точиле, то для заточки отрезных и дисковых фрез требуется универсальный или специальный заточной станок, оснастка и инструменты, для которых нужны соответствующие площади, предполагаемые запасы, условия обслуживания и квалификация работника, затраты потребляемой электроэнергии, рабочее время на подготовку и выполнение заточки и т.д. Совокупность указанных факторов ведет к увеличению затрат, в т.ч. на запасы инструмента.

Аналогичное увеличение затрат на переточки и на содержание заточных участков имеет место в условиях ремонта на берегу и в условиях строительства судов. Кроме того, отрезные и канавочные резцы, дисковые и отрезные фрезы используются практически во всех сферах машиностроения. В индивидуальном и мелкосерийном производстве без отрезных резцов не используют ни один токарный станок, а в крупносерийном и массовом производстве наиболее широко их применяют на прутковых автоматах для производства крепежных изделий. Дисковые и отрезные фрезы также являются одними из наиболее применяемых инструментов, при этом от ширины их реза зависит производительность, стойкость фрез, расход заготовок и затраты энергии на резание.

В настоящее время наиболее прогрессивными считаются режущие инструменты, оснащенные быстросменными многогранными неперетачиваемыми пластинами (МНП), имеющими механическое крепление к корпусу, что исключает потребность выполнения переточек, а также обеспечивают возможность их поворота и быстрой смены без снятия инструмента со станка, что экономит время на подготовку производства. Их доля в общем объеме инструментов постоянно растет, и в США она достигла 80%, что показывает важность выполнения работ по их созданию и внедрению.

Наиболее широко МНП применяют в массовом производстве, в автоматических линиях и станках с ЧПУ, поскольку они резко снижают время замены затупившихся режущих кромок и наладки инструмента на нужный размер для обработки детали. Исключение потребности выполнения переточек исключает потребность в заточном участке с соответствующими рабочими площадями, заточными станками и оснасткой, квалифицированным основным и обслуживающим персоналом, расходом заточных кругов, инструментов для их правки и других расходных материалов, затратами силовой и осветительной электроэнергии. Преимущества применения МНП в индивидуальном и мелкосерийном производстве аналогичны рассмотренным выше в условиях ремонта. Поэтому сборным инструментам с механическим креплением быстросменных МНП во

всем мире во всех сферах производства, связанных с резанием металлов, уделяется все большее внимание, что подтверждает актуальность и важность выполняемой работы.

Целью и научной выполняемой работы новизной является создание новых высокотехнологичных высокопроизводительных отрезных резцов, отрезных и дисковых фрез с механическим креплением многогранных неперетачиваемых режущих пластин.

Анализ проблемы. Для отрезных резцов, отрезных и дисковых фрез применение МНП затруднено, что объясняется сложностью их механического крепления. Для резцов применяют пластины только специальной формы (таблица 1), а пластины простой формы – трехгранной, ромбической, четырехгранной и др., применяют лишь при боковом креплении к державке (рисунок 1), что ограничивает их возможности в основном обработкой канавок и отрезкой труб с толщиной стенок до 10 мм, или отрезкой прутков диаметром до 20 мм. Кроме специальной формы, другим недостатком данных пластин является ограничение количества режущих кромок от 1 до 5, что ведет к нерациональному использованию дорогостоящих инструментальных материалов, составляющим основную стоимость прессуемых пластин [1-3].

Таблица 1.

Неперетачиваемые пластины концерна Sandvik Coromant для отрезки и обработки канавок

Вид	CoroCut 1-2				CoroCut 3		T-Max Q-Cut		
Отрезка, обработка канавок									
Тип	123-CF	123-CM	123-CR	123-CS	123-CM	123-CS	151.2-4E	151.2-5E	151.2-7E
Ширина, мм	2,50 - 4,00	1,50 - 5,00	2,50 - 8,00	1,50 - 3,00	1,00 - 2,00	1,00 - 2,00	2,50 - 8,00	2,00 - 6,00	2,50 - 4,00
Вид	CoroCut XS				T-Max Q-Cut		CoroCut 1-2		
Отрезка, обработка канавок									
Тип	M ACRL	MACRL	L-MACRL	L-MACRL	151.2-9E	151.2-5E	123-GF	123-GM	123-GE
	N	R	L	T					
Ширина, мм	0,70 - 2,00	0,70 - 2,00	2,00	2,00 - 2,50	2,50 - 9,00	2,00 - 5,00	1,50 - 8,00	2,00 - 8,00	3,00 - 8,00

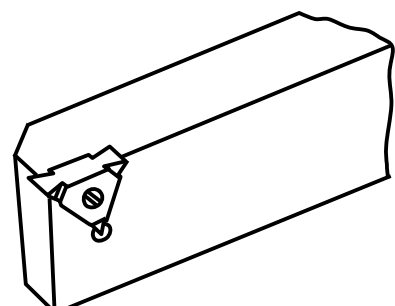
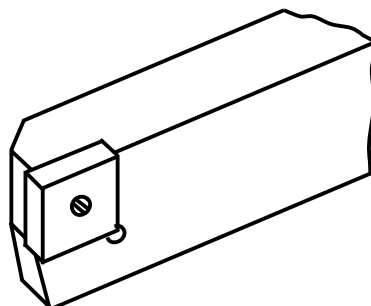
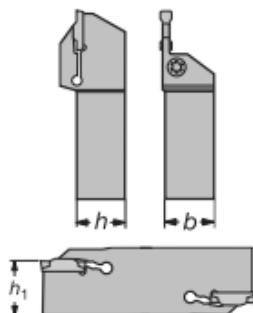


Рисунок 1. Основные виды крепления неперетачиваемых пластин в отрезных и канавочных резцах

Подобные пластины предлагают и другие ведущие мировые производители режущих инструментов, а концерн ISCAR (рисунок 2) разработал пластины PENTACUT с

наибольшим из известных пластин количеством рабочих режущих кромок $n = 5$, которые сложны в производстве, имеют ограничения по возможностям крепления и диаметру обработки, а главное – нерационально используют материал, что резко увеличивает их размеры и стоимость.



Рисунок 2. Отрезные резцы и пластины к ним сложной 4- и 5-гранной формы

Разработка новых конструкций отрезных резцов и пластин к ним. Наиболее простым вариантом является установка пластин на боковую сторону при устранении радиусного участка сопряжения боковых режущих кромок у вершин за счет выкружек и лысок по патенту РФ № 2318634 [4], а на их базе – отрезных резцов по патенту № 2366542 [5] (рисунок 3):

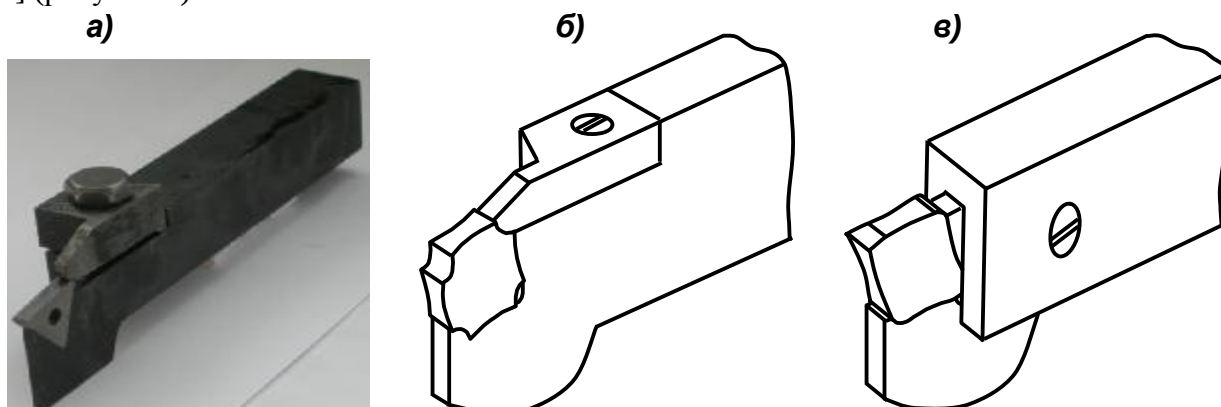


Рисунок 3. Предлагаемые конструкции отрезных резцов и пластин к ним

Предлагаемые отрезные резцы и пластины к ним устраняют недостатки базовых, они более просты и экономичны в производстве и в эксплуатации, выполнение выкружек удваивает количество режущих кромок (6 и более, вместо ранее максимально возможных 5 у пластин PENTACUT).

В настоящее время изготовлены и испытаны опытные образцы предлагаемых резцов и пластин, по результатам которых улучшены их конструкции, на них поданы новые заявки на изобретения, допускающие стадию международного патентования.

Для отрезных и дисковых фрез задача оснащения их МНП не решена в полной мере, поскольку известные сборные трехсторонние дисковые фрезы со вставными ножами, оснащенными твердым сплавом, имеют разнонаправленные пластины или ножи с напайной пластиной, что требует выполнения переточек по мере их износа, со всеми вытекающими из этого недостатками (потребностью в заточных участках, оборудовании, обслуживающем персонале и т.д.).

Известны дисковые фрезы с механическим креплением МНП ромбической формы в пазах корпуса в радиальном направлении [2], что увеличивает ширину прорези при отрезке ими заготовок до длины пластины + 2 мм (минимальная ее длина 12 мм), а ограниченная толщина пластин уменьшает воспринимаемые ими силы резания, что ведет к снижению технологических режимов фрезерования, либо требует увеличения толщины пластин. Другими недостатками таких фрез являются: использование лишь пластин ромбической и треугольной формы с задними углами, что ограничивает количество их переустановок до 2-х или 3-х после износа режущих кромок.

Более предпочтительной является установка МНП на боковую сторону, однако она невозможна из-за значительного радиуса сопряжения их боковых поверхностей у вершин. Устранение указанного недостатка предложено в патенте [4], однако для дисковых фрез проблема боковой установки пластин до работы [6] не была решена.

Разработка новых конструкций дисковых и отрезных фрез и пластин к ним.

Для устранения указанных недостатков предложены новые конструкции сборных дисковых фрез с боковым механическим креплением установленных в пазах корпуса МНП, от трехгранной до круглой формы [6], у которых по аналогии с патентом [4], переходные радиусные участки сопряжения боковых граней у вершин режущих кромок устранены за счет заточки лысок или выкружек-стружечных канавок.

Одна из конструкций предложенных дисковых фрез [6] показана на рисунке 4.

Крепление пластин в пазах может быть выполнено по их основанию, боковым сторонам и центральному отверстию, например, с помощью введенного в отверстие винта с конической головкой, или поворотного эксцентрикового штифта, или при комбинации эксцентриковых и неподвижных штифтов, вводимых в отверстие, или установленных снаружи пластин, с упором в их боковую сторону, или в лыску, или в выемку на вершине. Для повышения надежности крепления пластин, в т.ч. не имеющих отверстия, крепежные элементы могут быть выполнены в виде клиньев, введенных в углубление клиновой формы на стружечной канавке при контакте клина с боковой поверхностью пластины и закрепления его винтом, введенным в резьбовое отверстие, выполненное в корпусе во впадине стружечных канавок. При этом клинья могут иметь клиновую форму в плане, или канавки могут быть выполнены в шахматном порядке под наклоном, обеспечивающим прижим пластины к основанию и боковой стороне паза, и к неподвижному штифту, введенному в ее центральное отверстие пластины, или контактирующему с ее боковой стороной, или с лыской, или с выемкой на вершине. Клинья могут быть установлены со стороны стружечной канавки или со стороны спинки зуба.

В заявке на патент Украины № 200603692 [6] предложены также другие варианты конструкций фрез и пластин, в общем количестве – 84 исполнения.

Работа предлагаемыми дисковыми и отрезными фрезами на фрезерных станках не отличается от работы базовых фрез, как по установке, так и по движениям резания. Отличия возникают автоматически лишь при срезании стружки, которая отделяется от обрабатываемой поверхности изделия дополнительно заточенными режущими кромками с переходными радиусами $< 0,01$, созданными лысками или выемками на боковой стороне у вершин пластин, затем она автоматически отводится от режущих кромок пластин в стружечные канавки корпуса. Другим отличием предлагаемых фрез от известных является

конструктивное увеличение толщины пластины в направлении действия сил резания за счет их боковой установки, что создает резерв для повышения технологических режимов фрезерования.

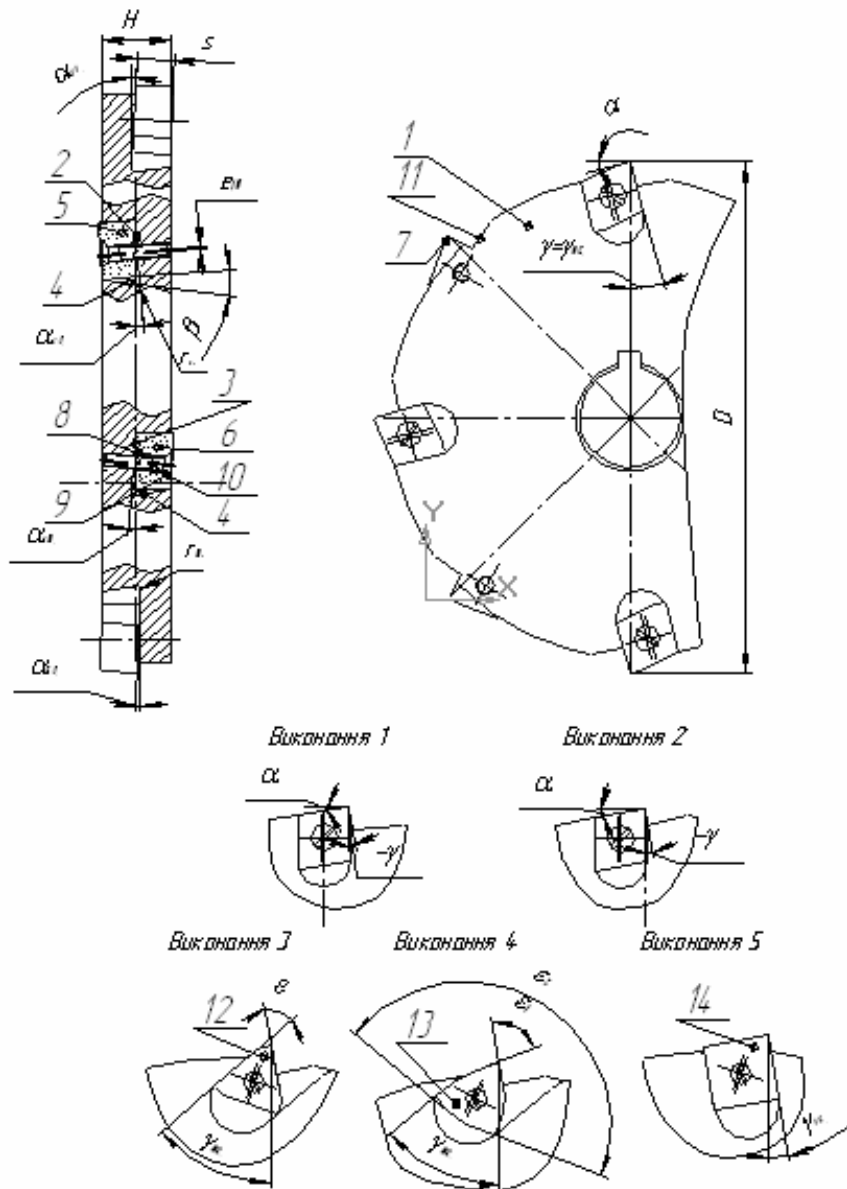


Рисунок 4. Предлагаемая конструкция сборной дисковой отрезной фрезы и варианты оснащения ее МНП боковой установки

Изготовление и применение предлагаемых фрез возможно в реальных условиях промышленного производства и дает значительный эффект по сравнению с базовыми фрезами, как по режимам обработки, так и по ширине реза, который уменьшается с 12...14 мм до 6 мм, что в 2-2,5 раза снижает работу резания, адекватно повышая стойкость и производительность фрез, сокращает затраты силовой электроэнергии и снижает износ оборудования, а также существенно экономит материал разрезаемых заготовок.

Для изготовления дисковых и канавочных фрез возможно увеличение ширины реза ими за счет установки пластин в шахматном порядке, как это показано на рисунке 5.

Наиболее простыми в изготовлении в условиях мелкосерийного производства являются дисковые и отрезные фрезы, оснащенные ромбическими или трехгранными пластинами с лысками на вершинах, а в условиях массового производства – оснащенные квадратными пластинами с выкружками на вершинах.

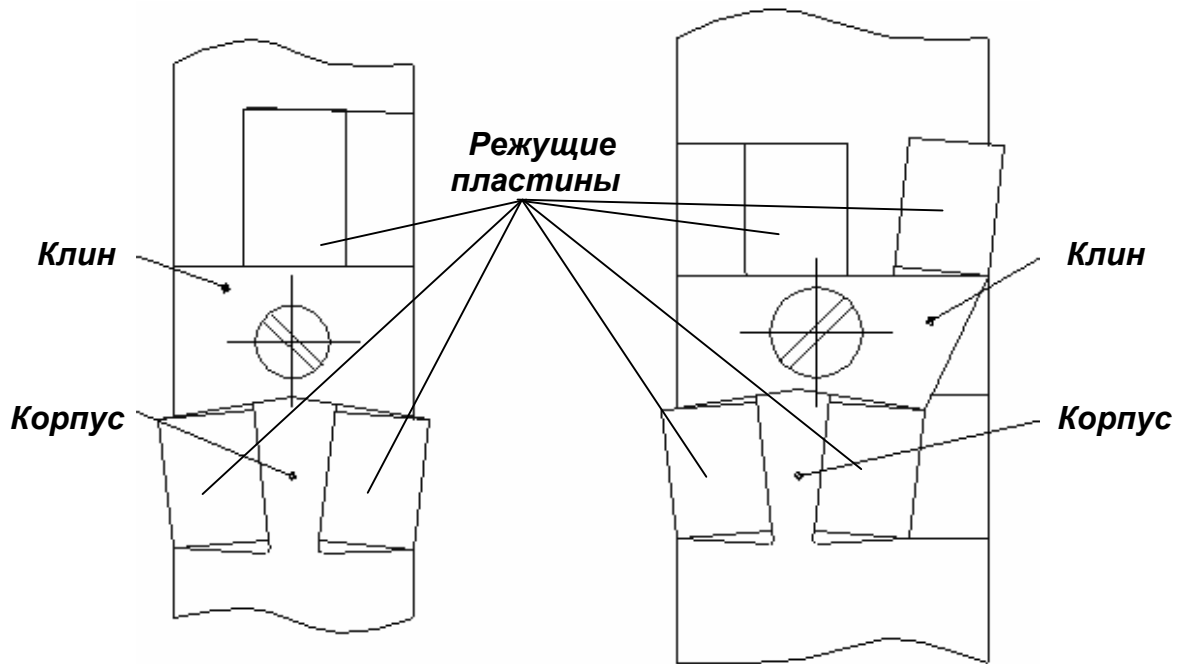


Рисунок 5. Дисковые и канавочные фрезы с шахматным торцовым расположением МНП

Выводы и рекомендации. Все предлагаемые режущие инструменты могут быть изготовлены в реальных условиях современного инструментального производства. Они имеют более высокие технико-экономические показатели по сравнению с известными отечественными и зарубежными аналогами и удобны в использовании во всех сферах промышленности, в т.ч. – в судоремонте и судостроении. Их защита патентами на изобретения Российской Федерации и Украины (в общем количестве защищено около 200 конструкторских решений) подтверждает высокий мировой уровень охраноспособности, новизны и практической значимости выполненной работы.

В настоящее время ряд разработанных конструкций отрезных резцов, отрезных и торцовых фрез изготовлен и проходит испытания в промышленных условиях на НПО «Заря-Машпроект».

Совокупность приведенных факторов позволяет рекомендовать все разработанные инструменты и многогранные неперетачиваемые режущие пластины к ним к широкому внедрению.

ЛИТЕРАТУРА

1. Технология и свойства спеченных твердых сплавов и изделий из них / Панов В.С., Чувилин В.М. – М.: "МИСИС", 2001. – 428 с.
2. Справочник инструментальщика / И.А. Ординарцев, Г.В. Филиппов, А.Н. Шевченко и др. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 846 с.
3. Каталог продукции концерна Sandvik Coromant 2006 года.
4. Патент Российской Федерации на изобретение № 2318634 Торцовая режущо-деформирующая фреза, способ обработки ими, рабочие пластины к ним и способ их изготовления. Авт. изобр. Настасенко В.А., Урсал К.Г. Заявка № 2005110805/02 от 13.04.05. Бюл. № 7 от 10.03.08.
5. Патент Российской Федерации на изобретение № 2366542 Сборный отрезной резец и режущие пластины к нему. Авт. изобр. Настасенко В.А., Бабий М.В. Заявка № 2007111687 от 29.03.2007. Бюл. Открытия, Изобретения, № 25 от 10.09.2009.
6. Заявка на патент України на винахід № 200603692 від 12.04.06. Збірна дискова фреза, ріжучі пластини до неї та їх варіанти. Рішення про видачу патенту від 28.04.10. Авт. винаходу В.О. Настасенко, М.В. Ярмчук.

ОСОБЕННОСТИ ВНЕДРЕНИЯ ЭЛЕКТРОДИАЛИЗНЫХ ОПРЕСНИТЕЛЕЙ НА МОРСКИХ СУДАХ

В.В. Шевченко, А.Н. Филипчук, А.А. Филипчук

Херсонский филиал Национального университета кораблестроения (Украина)

Введение. Несмотря на широкое промышленное применение электродиализных опреснителей (ЭДО) в различных странах мира, на морских судах их применение носит ограниченный характер, что объясняется особыми условиями их эксплуатации и требованиями, предъявляемыми к ним Регистром [1, 2]. Опреснение морской воды методом дистилляции продолжает оставаться основным процессом на крупнотоннажных судах и основной его недостаток – большая энергоемкость (только на испарение 1 кг воды расходуется 2250 кДж тепловой энергии) [2].

Актуальность исследований. Однако для ряда типов морских судов, особенно рыбопромыслового флота (р/п), вторичных энергоресурсов для получения опресненной воды недостаточно, так как дистилляционные опреснительные установки (ДОУ) отбирают до 52% тепловой мощности котлов, следовательно, на таких судах целесообразно внедрять ЭДО. В технико-экономическом отношении электродиализ по сравнению с другими методами опреснения воды имеет ряд преимуществ: минимальные затраты тепловой энергии, так как при электродиализе нет фазовых превращений воды; технологический процесс протекает непрерывно и может быть легко автоматизирован; глубина обессоливания воды легко поддается регулировке, не требует дополнительной минерализации; низкое потребление реактивов для предварительной подготовки воды и отказ от химических реактивов для регенерации ЭДО [3]. Расход электроэнергии в ЭДО зависит от концентрации растворимых солей в морской воде ($C = 2,0 \dots 35,0$ г/л) и колеблется в пределах ($G = 5,0 \dots 50$ Вт/ч).

Постановка задачи. Совершенствование ЭДО с целью повышения его эффективности и надежности, а также разработка ряда рекомендаций и требований с позиции Регистра, которые необходимо учитывать при разработке и внедрении ЭДО на морских траулерах.

Результаты исследований. На основании теоретических и экспериментальных исследований был разработан универсальный модуль электродиализного опреснителя производительностью ($Q = 2$ т/сут). Универсальность модуля ЭДО [4] заключается в том, что при их последовательном соединении можно получить необходимую концентрацию на выходе тракта обессоливания (C_0 , мг/л), а включив модули параллельно – получим необходимую производительность установки (Q , т/сут).

Рассмотрим основные рекомендации, которые необходимы при разработке ЭДО. Прежде всего, необходимо увеличить ресурсные характеристики ионообменных мембран в среднем до 50 тыс. часов при общем сроке службы до 5 лет, учитывая трудности проведения профилактических работ и ремонта ЭДО в судовых условиях.

Необходима предварительная очистка исходной морской воды от механических примесей, нефтепродуктов и многовалентных ионов с учетом стесненности судовых помещений. Технологическая схема подключения ЭДО в судовых условиях приведена на рис. 1.

Раствор с исходной концентрацией (C_0 , г/л) поступает на узел предварительной фильтрации (УП) для предварительной очистки от взвешенных частиц и включает два последовательно расположенных фильтра.

Узел химической обработки (УХО) предназначен для корректировки и поддержания на заданном уровне водородного показателя среды (рН) и умягчения воды с целью предотвращения выпадения на поверхность мембран солей жесткости, гипса и других загрязняющих компонентов.

Электродиализный опреснитель разбит на два модуля М1 и М2, которые подключены к блоку питания (БП). Один из них (М1) работает в режиме деполяризации, т.е. когда плотность тока не превышает предельного значения ($j < j_{np}$), а второй модуль (М2) работает в области

предельных токов ($j \approx j_{пр}$), что существенно снижает осадкообразование на ионнообменных мембранах. Блок управления (БУ) с датчиком электропроводимости контрольно-измерительной и коммутирующей аппаратурой обеспечивает автоматизацию технологического процесса обессоливания морской воды.

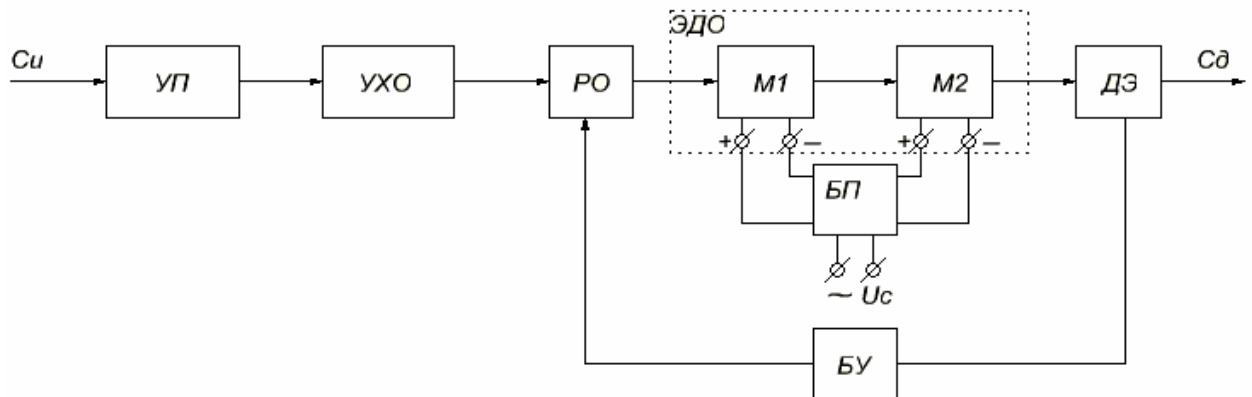


Рисунок 1. Схема подключения ЭДО

Учитывая высокую концентрацию растворенных солей в морской воде и особенно в океанической воде до 35 г/л с значительным преобладанием хлоридов натрия над всеми остальными компонентами, необходимо учесть, что возрастают энергозатраты на опреснение и потери диализата за счет электроэндоосмоса, с другой стороны требуется более глубокая деминерализация опресненной воды.

В технологической схеме опреснения необходимо предусмотреть "летний" и "зимний" варианты отбора заборной воды, для температурной стабилизации рабочего раствора, а в электрической схеме питания ЭДО учесть реверсирование тока на электродах, например с помощью реле времени типа ВС-33-1УХЛ4, которое имеет регулируемую выдержку времени 0,2-60 мин.

Выводы. ЭДО могут успешно конкурировать с термическими опреснителями при условии выполнения рассмотренных выше рекомендаций и требований. Наилучшие показатели были получены при циркуляционной технологической схеме обессоливания с прямоточной промывкой рассольных и электродных камер морской водой. Таким образом ЭДО могут успешно конкурировать с дистилляционными опреснительными установками в тех случаях, когда затруднена или практически невозможна утилизация тепла главного судового двигателя. Например, на судах рыбопромыслового флота, где порядка 75-80% эксплуатационного времени главный двигатель работает на частичных режимах и на судах с газотурбинной установкой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356 с.
2. Замаховский С.Г. Современные судовые опреснительные установки // Судостроение за рубежом, 1991, №4. – С. 39-45.
3. Шевченко В.В., Филипчук А.Н., Покорный В.В. Анализ и оценка целесообразности внедрения мембранной технологии в судовой энергетике. // Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 16. – Одесса: ОНМА, 2006. – С. 24-31.
4. Шевченко В.В., Филипчук А.Н., Покорный В.В. Применение электродиализа для обессоливания и умягчения морской воды // Современные информационные и инновационные технологии на транспорте (MINT – 2010): сборник научных трудов. – Т. 2. – Херсон: ХДМІ, 2010. – С. 271-272.

СЕКЦІЯ 3

ПРОБЛЕМИ ТА ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ ТА ЙОГО ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТВЕРДЫХ ТОПЛИВ В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ДЛЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО РЫНКА УКРАИНЫ

Е.В. Белоусов

Херсонский государственный морской институт (Украина)

Введение. Актуальность проблемы. Создание и совершенствование твердотопливных поршневых двигателей является наукоемким и в то же время наиболее перспективным направлением научно-технической деятельности. Достаточно отметить, что более 90% всей энергии на земле сегодня вырабатываются именно двигателями внутреннего сгорания (ДВС). В первую очередь это обусловлено тем, что КПД современных ДВС доходит до 42...52%. Лучшие образцы других первичных преобразователей энергии отстают от ДВС в 1,5...2 раза.

Как показывает опыт последних десятилетий, серьезным недостатком ДВС является то, что в качестве топлива они используют в основном продукты переработки нефти и природный газ. Учитывая, что существует целая масса причин как экономических, так и политических, которые приводят к неуклонному подорожанию этих ресурсов, важной научно-технической задачей является поиск альтернативных источников и методов получения моторных топлив для ДВС.

Анализ литературных источников. Особенно актуальна проблема поиска альтернативных топлив для экономики Украины, которая покрывает свои потребности в этих ресурсах за счет собственной добычи не более чем на 20%.

В связи с этим важной задачей сегодняшнего этапа развития экономики страны является реструктуризация топливного рынка, в том числе и рынка моторных топлив.

Как показывает анализ ресурсов, которыми располагает Украина, наиболее перспективными топливами являются угли. Прогнозные запасы угля в Украине составляют 117,5 млрд. тонн, в том числе 56,7 млрд. – разведанные запасы, из которых энергетических марок – 39,3 млрд. тонн. Этих запасов Украине хватит с учетом роста потребления еще на 350...400 лет [1].

Вопросы использования углей в качестве моторного топлива или для его производства поднимались давно. Существует два основных подхода к этой проблеме: получение из угля жидкого синтетического топлива и прямое сжигание угля в рабочем пространстве ДВС.

Первый подход привлекателен тем, что не требует переделки существующих ДВС, однако если рассматривать вопрос системно, включая в анализ энергоиспользования все процессы технологического цикла, в том числе добычу, переработку, транспортировку и потребление такого топлива, эффективность использования первичного сырья не превышает 10...18%. Кроме того, получение жидких топлив потребует создания целой отрасли промышленности, что сопряжено с большими материальными затратами. Капиталовложения в заводы по производству СЖТ из угля очень высоки – около 5 миллиардов долл. за комплекс производительностью 11 тыс. тонн в день. Процессы производства СЖТ из угля также очень энергоемки и производят в 7...10 раз больше выбросов CO_2 в атмосферу на единицу выработки, чем стандартные нефтеперерабатывающие заводы.

Второй подход к проблеме использования твердых топлив в поршневых ДВС – это их прямое сжигание в двигателе в виде суспензий с различными жидкостями (преимущественно с водой) и слоевое сжигание кускового топлива в рабочем пространстве двигателя.

При таком способе сжигания эффективность использования твердого топлива соизмерима с эффективностью использования жидкого топлива, и может составлять

35...45%. При этом топливные суспензии могут быть произведены существующими углеобогащательными фабриками на имеющемся оборудовании при минимальных затратах на его модернизацию.

В силу вышеназванных причин прямое сжигание твердых топлив в ДВС многие западные специалисты считают наиболее перспективным направлением расширения их топливной базы. Сегодня усилиями американских, японских шведских, немецких и российских ученых удалось добиться значительного прогресса в создании поршневых двигателей, работающих на водоугольной суспензии, состоящей из 50% мелко размолотого битуминозного угля и на 50% из воды. Начиная с 1978 года, в США Министерством энергетики финансируется программа исследований, направленная на изучение возможности использования угольных топлив в поршневых ДВС. По мнению специалистов Министерства, замена дорогостоящего дизельного топлива дешевым углем, добываемым внутри страны, в установках коммунальных служб, на теплоэлектростанциях и в транспортной сфере уже в первой половине XXI века станет экономически целесообразной. На первом этапе программа разработок носила сугубо исследовательский характер, однако полученные результаты позволили Министерству энергетики уже к началу 90-х гг. заключить ряд контрактов, направленных на создание опытных двигателей, предназначенных для промышленных нужд и нужд транспорта [2, 4].

Основные работы по исследованию прямого сжигания проводили фирмы *General Electric*, *ADL* совместно с *Cooper-Bessemer*, *General Motors (Electromotive Division)*, *Detroit Diesel* и другие. Ряд контрактов на исследования был заключен с иностранными фирмами. Так, изучение вопросов, связанных с использованием угольных суспензий в малооборотных ДВС, проводилось фирмой *Sulzer* (Швейцария) совместно с фирмой *Thermo Electron* (США) [3, 4].

Итогом исследовательских и проектных работ были успешно проведенные 1000-часовые испытания 12-цилиндрового высокооборотного тепловозного двигателя мощностью 1860 кВт.

В настоящее время центр исследований по использованию твердого топлива в дизельных двигателях переместился в штат Аляска. Основные работы проводятся в университете города Фэрбенкс. Общая стоимость реализуемого там проекта оценивается в 47,6 млн. долларов. В штате Аляска имеется, по меньшей мере, 18 крупных месторождений суббитуминозных углей. Стационарные дизельные электростанции широко распространены в этом штате, их суммарная мощность составляет 600 МВт, на их долю приходится выработка 22% электроэнергии, потребляемой штатом. Исследования проводятся с использованием 18-цилиндрового дизельного двигателя *Pielstick PC 2.6-400* мощностью 9,6 МВт.

Основная цель проекта – доказать, что в течение 4 тыс. часов данный двигатель может работать на ВУС, сохраняя при этом эффективный КПД на уровне 41%. Ожидается, что применение водоугольного топлива, а также использование специальной каталитической системы очистки позволит снизить выброс NO_x на 50%, SO_2 на 70% и CO_2 на 25%. Наиболее полно история вопроса использования твердых топлив в ДВС и современное состояние данной проблемы освещены в монографии автора доклада – «Создание и совершенствование твердотопливных поршневых двигателей внутреннего сгорания».

Решение проблемы. К сожалению, вопросу прямого сжигания твердых топлив в ДВС в Украине никогда не уделялось значительного внимания. Очевидно, причина этого в том, что во времена Советского Союза не было проблем с нефтяными топливами, а во времена независимости отсутствие или недостаток информации о состоянии проблемы и уровне ее проработки в других странах.

Решение проблемы использования твердых топлив в поршневых ДВС для Украины может стать отправной точкой формирования энергетической и экономической

независимости от других стран, в частности от России. Для этого в Украине есть развитая угледобывающая и углеперерабатывающая промышленность, двигателестроение, соответствующие научные организации и школы.

Решение обозначенного круга вопросов позволит комплексно подойти к проблеме энергетической независимости, ресурсосбережения и охране окружающей среды. Анализ, выполненный американскими специалистами, показывает, что развитие данных технологий станет экономически выгодным при условии, что стоимость приготовления суспензии для двигателей снизится до уровня менее 2 долл. за 1 ГДж энергосодержания. При этом предполагалось, что стоимость нефти на этот момент будет составлять 25...30 долл. за баррель.

Как показывает современный опыт, уже в настоящее время цены на нефть поднялись значительно выше указанной отметки. Прогнозируемая стоимость энергосодержания для различных топлив на украинском рынке представлена в табл. 1.

Таблица 1.

Розничная стоимость на рынке Украины 1 ГДж энергосодержания для различных топлив с 01.01.2010 (при наихудшем сценарии развития рынка)

Вид топлива	Цена за 1 ГДж энергосодержания		Цена за 1 т (1000 м ³)	
	грн.	долл. США*	грн.	долл. США*
Нефть	53...72	10...14	2212...3041	438...602
Светлые нефтепродукты	147...192	28...38	6414...8022	1269...1588
Природный газ	28...39	6...8	1264...1816	250...360
Каменный уголь	13...17	2,6...3,4	469...626	93...124
Бурый уголь	6...9	1,16...1,74	188...282	37...56

*Курс доллара к гривне 1:7,9

По прогнозам фирмы *General Electric*, цена на водоугольное топливо, пригодное для использования в ДВС, даже при его производстве сравнительно мелкими партиями не превысит 3,48 долл. за 1 ГДж энергосодержания.

Наиболее вероятными областями использования двигателей, работающих на угольном топливе, являются железнодорожный транспорт и стационарная энергетика. Именно здесь применение данного вида топлива приведет к наибольшему экономическому эффекту. Это в значительной степени определяется условиями эксплуатации двигателей при работе на твердом топливе. Снижение надежности (особенно на первом этапе внедрения) может быть скомпенсировано комплексом специальных эксплуатационных мероприятий, направленных на поддержание двигателя в работоспособном состоянии. В других отраслях, таких, например, как морской или грузовой автомобильный транспорт, двигатели на угольном топливе появятся, очевидно, лишь после того, как их надежность и ресурс будут доведены до приемлемых параметров, а также будет создана разветвленная структура их обслуживания и ремонта.

Исходя из вышесказанного, следует считать приоритетным создание силовых установок для коммунального сектора и железнодорожного транспорта. Эти два направления имеет смысл рассмотреть более подробно.

Использование дизельных электростанций, работающих на водоугольном топливе, позволит создавать местные локальные электрические сети, способные вырабатывать относительно дешевую электрическую энергию.

Механизм удешевления энергии состоит в следующем:

- использование более дешевого угольного топлива, добываемого внутри страны (см. табл. 1);

- высокая мобильность ввода и вывода дизельных энергоагрегатов в работу позволит оперативно реагировать на изменения нагрузки в сети. Это означает, что при отсутствии потребления часть энергоагрегатов может быть выведена из работы с целью экономии топлива. По предварительным оценкам экономия топлива от рационального регулирования нагрузки может составить до 30%;

- использование локальных электрических сетей позволит сократить число повышающих и понижающих подстанций, а также протяженность линий электропередач, на которых в совокупности теряется от 30 до 40% всей вырабатываемой электроэнергии;

- пониженное содержание вредных веществ в выбросах ДВС, работающих на водоугольном топливе, позволит снизить экологический вред, наносимый окружающей среде, и сократить затраты на природоохранные мероприятия.

На сегодня в Украине такие энергетические комплексы могут быть созданы на основе модернизированных двигателей, выпускаемых ОАО Первомайскдизельмаш (двигатель 6ЧН 25/34) и ГП «Завод им. Малышева» г. Харьков (двигатели серии 12ГД 100, Д-70, Д-80). По своим характеристикам эти двигатели достаточно близки к тем, что использовались в программе исследований Министерства энергетики США.

С учетом увеличения стоимости двигателей в полтора раза при переводе их на угольное топливо (по данным фирмы Купер-Бессемер) и возрастании затрат на их эксплуатацию, стоимость вырабатываемой энергии будет в 2...3 раза ниже, чем при работе на дизельном топливе.

Структура затрат на выработку 1 кВт×ч энергии 100 установками по 5 МВт с учетом амортизации в долл. США и в гривнах представлена в таблице 2 (по данным компании Купер-Бессемер).

Если подобная структура затрат сохранится и для Украины, то стоимость получаемой электроэнергии от таких станций будет соизмерима с нынешней ценой отпуска электроэнергии в промышленности. Возможности экономии топлива на рациональном регулировании нагрузки и снижение потерь в сети могут понизить стоимость вырабатываемой энергии до 0,14 грн. за кВт×ч.

Таблица 2.

Структура затрат на выработку 1 кВт×ч энергии

Затраты, долл. США	Топливо			
	ДТ		ВУС	
	долл.	грн.	долл.	грн.
Начальная стоимость дизелей <i>Cooper-Bessemer</i>	0,0081	0,064	0,0121	0,095
Удорожание обслуживания дизеля на ВУС			0,0033	0,027
Строительство завода для производства ВУС			0,0052	0,041
Добыча угля и его транспортировка			0,0131	0,103
Цена ДТ и стоимость производства ВУС	0,177*	1,4	0,022	0,174
Транспортировка ВУС			0,0027	0,022
Очистка отработавших газов			0,0103	0,081
Общая стоимость энергии	0,27	1,464	0,0687	0,543

* Стоимость скорректирована с учетом цен на 01.12.09.

Учитывая переход на закупку природного газа по мировым ценам, следует ожидать, что отпускная цена на электроэнергию будет возрастать, в то время как с накоплением опыта проектирования и эксплуатации цена энергии вырабатываемой уголедизельными электростанциями будет уменьшаться.

Для железнодорожного транспорта переход на использование углетопливных двигателей экономически выглядит еще более привлекательным. Как можно видеть из

таблицы 1, при переходе с дизельного топлива на водоугольное стоимость энергии снизится в 2,7 раза.

По оценкам американских экспертов дополнительное оборудование, предназначенное для хранения, подготовки, транспортировки и впрыска ВУС, а также система управления двигателем приведут к удорожанию всего локомотива примерно на 280 тыс. \$. Составляющие затрат на модернизацию тепловоза представлены в табл. 3.

Таблица 3.

Увеличение базовой стоимости тепловоза при его переводе на ВУС

Вид затрат	Стоимость, долл. США
Системы двигателя	60,171
Системы контроля над токсичностью отработавших газов	160,446
Системы тепловоза	58,195
Сумма	278,812

Наряду с переходом на водоугольное топливо целесообразным с точки зрения рационального ресурсоиспользования является постепенный перевод Украинских железных дорог на тепловозную тягу. При безусловном удобстве использования электроподвижного состава КПД энергетической системы, включающей в себя выработку, передачу и потребление энергии, не превышает 10...12%, в то время как у тепловоза эта цифра составляет 30...35%.

Следует отметить, что все перспективы, изложенные выше, станут доступными не сразу, а потребуют государственной программы исследований, сопряженной со значительными капиталовложениями. Столь сложная задача может быть решена только усилиями большого числа специалистов и научных организаций при соответствующей координации их действий.

Первым этапом такой программы должно стать всестороннее изучение и уточнение перспектив использования угольнопоршневых двигателей в народном хозяйстве Украины. Для этого должны быть привлечены экономисты и профильные специалисты заинтересованных министерств и ведомств.

Вторым этапом программы должно стать создание лаборатории по исследованию возможностей перевода дизельных двигателей украинского производства на угольное топливо. При этом работы должны вестись сразу по нескольким направлениям с учетом опыта, накопленного в других странах.

После исследовательской части программы и отработки всех технических и экономических вопросов можно будет перейти к третьему этапу: внедрению угольтопливных двигателей в практику эксплуатации.

По мере накопления опыта проектирования и эксплуатации таких двигателей, область их использования может быть расширена на морской флот и грузовой автомобильный транспорт.

В заключение следует отметить, что в ситуации, в которой сегодня оказалась Украина, рано или поздно окажутся и другие страны. Запасы нефти и газа не безграничны и могут исчерпаться уже к середине текущего столетия. В этой связи страны, которые первыми осваивают угольные технологии (уголь составляет 88% энергетических запасов планеты), окажутся в наиболее выгодном положении. Из потребителей импортного топлива они могут превратиться в экспортеров как готового топлива, так и технологий его использования в ДВС. По прогнозам рынок энергетических установок мощностью до 50 *MВт* только в США в период до 2020 года превысит 60000 *MВт* (более 7000 двигателей). Всемирный рынок, по оценкам специалистов Министерства энергетики США, в 70 раз превышает американский.

Выводы. Подводя итоги сказанного, хотелось бы отметить: решение проблемы создания угольтопливных ДВС в комплексе с другими мероприятиями по реструктуризации топливного рынка Украины, позволит значительно снизить энергетическую зависимость страны от поставок нефти и газа.

Развитие угольнотопливных дизельэлектростанций позволит в 1,2...1,5 раза снизить стоимость электроэнергии в пределах локальной сети при снижении практически вдвое вредных выбросов в атмосферу.

Перевод железнодорожного транспорта на твердое топливо позволит снизить стоимость вырабатываемой энергии в 2...3 раза с тенденцией к снижению в процессе накопления опыта проектирования и эксплуатации.

Освоив данные технологии, Украина может в недалеком будущем стать их экспортером в другие страны, превратившись из энергозависимого государства в мирового лидера в области угольнотопливных технологий.

ЛИТЕРАТУРА

1. <http://www.atom.gov.ua/ru/media/nnegc.html? m=pubs& t=rec&id=5515>
2. Flynn P.L., Hsu B.D., Leonard G.L. Coal-Fueled Diesel Engine Progress at GE Transportation Systems // «ASME Transactions – Journal of Engineering for Gas Turbines and Power», Vol. 112, №3. – 1990. – P. 369-375.
3. Hsu B.D. Progress on the investigation of coal-water slurry fuel combustion in a medium speed diesel engine P.I. Ignition studies // «ASME Transactions – Journal of Engineering for Gas Turbines and Power», Vol. 110, № 3. – 1988. – P. 415-422.
4. Белоусов Е.В. Создание и совершенствование твердотопливных поршневых двигателей внутреннего сгорания. – Херсон: ОАО ХГТ, 2006. – 451 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЯ L 46/58 С ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫМ ВПРЫСКОМ ВОДЫ В КАМЕРУ СГОРАНИЯ

Е.В. Белоусов, В.Л. Лисовой, Т.П. Белоусова
*Херсонский государственный морской институт,
Херсонский национальный технический университет (Украина)*

Введение. Актуальность проблемы исследований. Активное развитие водного транспорта, происходившее за последние десятилетия, привело к тому, что значительно возрос его вклад в загрязнение окружающей среды. Это повлекло за собой активизацию работ по разработке методов, позволяющих сократить выбросы вредных веществ с отработавшими газами дизельных установок, которые являются одним из главных загрязнителей воздушного бассейна, прилегающего к судоходным акваториям. Концентрация вредных веществ в той или иной степени зависит от количества серы в топливе, его низшей теплотворной способности, типа двигателя, его частоты вращения и индикаторного КПД. Так по данным фирмы МАН, среднеоборотный двигатель 18V48/60 с оптимизированным рабочим процессом по выбросам оксидов азота (NO_x), работающий на тяжелом топливе с 4% содержанием серы, выбрасывает в атмосферу до 136 т/ч отработавших газов, из которых около 460 кг составляют вредные вещества. Это примерно 0,35% от всей массы газа, в том числе NO_x составляет 0,17%, двуокись серы (SO_2) 0,15%, углеводороды (СН) 0,02%, моноокись углерода (СО) 0,007% и твердые частицы (С) 0,003%. Из всего набора вредных веществ особое внимание уделяется оксидам азота NO_x , которые составляют до 80...90 % токсичности отработавших газов. В организме человека NO_x образует соединения азотной и азотистой кислот, что приводит к раздражению слизистой оболочки глаз и дыхательных путей. При объемной концентрации в атмосфере 0,004...0,008% оксидов азота у человека наступает отек легких. Оксиды азота, попадая в атмосферу, участвуют в фотохимических процессах с образованием высоких концентраций озона O_3 и появлению так называемого фотохимического смога [1].

Таким образом, исследования, направленные на снижение содержания NO_x в отработавших газах судовых двигателей, приобретают особую актуальность.

Анализ литературных источников. Механизм образования оксидов азота в ДВС достаточно хорошо изучен. В соответствии с современным представлением, образование оксидов азота в дизельном двигателе – прежде всего, зависит от локальных температур горения в камере сгорания [1].

Давно известно, что вода имеет положительное влияние на сокращение образования NO_x , снижая температурные пики в процессе сгорания. В большинстве случаев это влечет за собой снижение термического КПД и как следствие, повышение расхода топлива. В настоящее время, рассматриваются три основных метода использования воды:

- приготовление водотопливных эмульсий;
- увлажнение наддувочного воздуха;
- прямой впрыск воды в рабочий цилиндр.

Каждому из рассмотренных методов присущи как определенные преимущества, так и недостатки, которые в конечном счете определяют целесообразность применения того или иного метода в каждом конкретном случае.

Значительного успеха в снижении выбросов NO_x добилась фирма Wärtsilä, которая применила прямой впрыск воды в цилиндры серийных двигателей в объеме 15...70% от цикловой подачи топлива. Для этого были разработаны форсунка с двумя сопловыми наконечниками с отдельным подводом топлива и воды, а также система подачи воды к форсунке [2]. В 1999 фирма оснастила системами прямого впрыска воды семь судов типа ро-ро для компании Transfennica. Суда дейдвотом 7100...7250 т были построены на Немецкой верфи J.J. Sietas и оборудованы 12- и 16-цилиндровыми двигателями 46 серии.

Более чем десятилетняя эксплуатация судов показала, что данная технология позволила сократить выбросы NO_x на 50...60 %, а потеря экономичности при этом не превышала 2...3 г/(кВт×ч). Прямой впрыск воды обеспечивал оптимальную комбинацию хорошей экономичности и снижение вредных выбросов с выхлопными газами. Это достигнуто одноразовой, относительно невысокой инвестицией и незначительным увеличением эксплуатационных затрат, без снижения надежности и фактически без дополнительных требований по размещению оборудования [3].

Несмотря на значительные успехи в области использования воды в рабочем процессе двигателя, теоретическая база таких процессов до настоящего времени остается слабо развитой, что затрудняет поиск наиболее оптимальных решений. Исходя из вышесказанного, особую актуальность приобретает разработка численных методов для исследования рабочих процессов с целью выявления механизмов снижения токсичности отработавших газов и в первую очередь по азотной составляющей.

Цель работы. Целью данной работы является разработка методики расчета рабочего процесса с охлаждением воздушного заряда путем впрыска воды и проверка адекватности данного метода путем сравнения результатов моделирования с экспериментальными данными.

Решение проблемы. Моделирование рабочего процесса с впрыском воды в рабочий цилиндр может быть осуществлено с использованием стандартных методик [4], путем интегрирования в них подмодели, учитывающей затраты теплоты на нагрев и фазовый переход из жидкого состояния в газообразное. Теоретическое описание процесса сгорания топлива в дизелях проводят на основании первого закона термодинамики. В общем виде уравнение внутреннего теплового баланса для случая с впрыском воды будет иметь вид:

$$dQ_x = dU + dL + dQ_w - dQ_e \quad (1)$$

где dQ_x – количество теплоты, выделяемой на элементарном участке цикла; dU – количество теплоты расходуется на изменение внутренней энергии газа; dL – количество теплоты, расходуемой на совершение работы поршнем; dQ_w – количество теплоты, расходуемое на теплоотдачу в стенки цилиндра; dQ_e – количество теплоты, отводимой на нагрев и фазовый переход воды.

Для рассматриваемого случая масса газовой фазы в ходе цикла будет изменяться за счет испарения впрыснутой воды и за счет выгорания топлива, поданного в камеру сгорания двигателя. По этому уравнение 1 необходимо решать совместно с уравнением внутреннего массового баланса.

$$dm_{\text{гф}} = dm_{\text{жф}} + dm_{\text{вт}} + m_{\text{зар}} \quad (2)$$

где $dm_{\text{гф}}$ – масса газовой фазы; $dm_{\text{жф}}$ – масса жидкой фазы; $dm_{\text{вт}}$ – масса выгоревшего топлива; $m_{\text{зар}}$ – начальная масса воздушного заряда.

Процедура решения данных уравнений изложена в работе [5], а процедура расчета процесса тепловыделения в работе [4]. Помимо подмодели фазового перехода, используемая модель также включает в себя подмодели процессов: газообмена, сжатия, подвода теплоты, расширения, теплообмена газов со стенками рабочего пространства. Модель составлена с использованием классических уравнений термодинамики и теории ДВС. Далее мы приводим только результаты оценки адекватности рассматриваемого подхода к решению задачи моделирования рабочего процесса с впрыском воды.

Для проверки адекватности модели был смоделирован рабочий процесс двигателя L46/58, по которому имеются экспериментальные данные, представленные на рисунке 1. Однако отсутствие значительного количества исходных данных, которые фирма Wärtsilä не сообщает в предоставленном техническом отчете, потребовало предварительно сделать базовый расчет рабочего процесса двигателя при работе без охлаждения заряда. При этом в качестве исходных использовались данные различных источников. В ходе расчета на основании известных данных были приняты параметры, которые отсутствуют в

технической информации фирмы с таким расчетом, чтобы выходные характеристики двигателя отвечали основным паспортным данным. При этом в качестве контрольных использовались ограничительные значения максимально допустимых параметров, такие как: давление наддува, максимальное давление цикла, давление и температура отработавших газов и т.д.

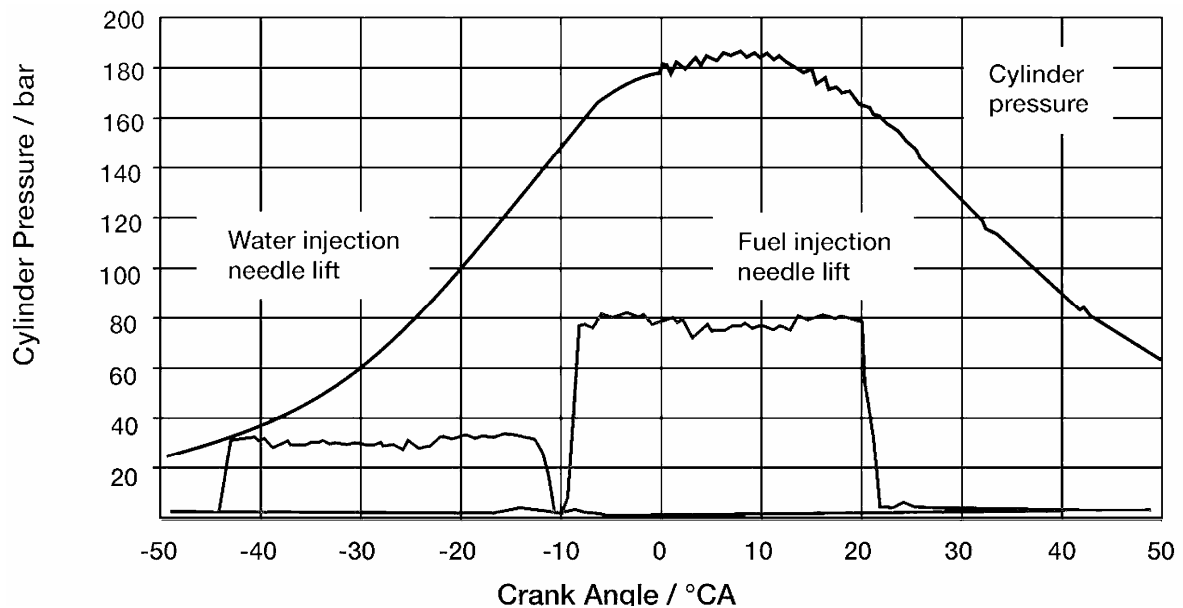


Рисунок 1. Развернутая индикаторная диаграмма рабочего процесса дизеля L46 с впрыском воды (по материалам фирмы Wärtsilä)

Основные геометрические характеристики двигателя, полученные в результате предварительного расчета и используемые при моделировании, приведены в таблице 1, а начальные параметры рабочего тела приведены в таблице 2. Все расчеты были выполнены для одного цилиндра.

Таблица 1.

Основные характеристики двигателя 8L46/58

Рабочий объем	96,17	дм^3
Полный объем	103,478	дм^3
Объем камеры сгорания	7,088	дм^3
Геометрическая степень сжатия	14,6	—
Момент закрытия впускного клапана	23	° за НМТ
Действительная степень сжатия	13,937	—
Доля потеряннного хода на органы газообмена	0,0479	—
Полный объем (с учетом потери хода на газообмен)	98,856	дм^3
Коэффициент избытка воздуха	1,85	—
Частота вращения	500	мин^{-1}
Давление наддува	0,37	МПа

При моделировании были приняты следующие допущения:

- рабочим телом, поступающим в двигатель, является сухой воздух;
- учитывая, что скорость испарения в значительной степени зависит от качества распыливания воды, предполагалось, что эта скорость будет достаточной для того, чтобы вода, впрыснутая в продолжение 1° поворота кривошипа, полностью испарилась.

Весь процесс сжатия был представлен в виде дискретных отрезков, соответствующих углу поворота кривошипа на 1° . Для каждого дискретного отрезка вычислялись: количество теплоты, отводимой от заряда на нагрев и испарение воды; изменение теплоемкости заряда; изменения масс жидкой и газообразной фаз заряда; изменение газовой постоянной смеси; температура и давление в рабочем цилиндре.

Таблица 2.

Начальные параметры рабочего тела

Наименование параметра	Значение
Температура остаточных газов, К	950
Давление остаточных газов, МПа	0,345
Коэффициент остаточных газов	0,03
Давление на входе в двигатель, МПа	0,383
Температура на входе в двигатель, К	421,74
Потери давления на впуске, МПа	0,002
Давление в конце впуска, МПа	0,381
Плотность воздуха на впуске, кг/м^3	3,116
Коэффициент наполнения	0,977
Температура в конце газообмена, К	446,86

Для проверки адекватности модели, на основании данных таблицы 2 был выполнен расчет рабочего процесса с впрыском воды в строгом соответствии с экспериментальными данными, приведенными на рисунке 1.

Результаты расчета показаны на рисунке 2, здесь же показаны экспериментальные данные. Как можно видеть результаты расчета достаточно хорошо согласуются с данными эксперимента.

В расчетах принималось, что исходя из заявленного соотношения вода/топливо лежащего в пределах $0,6 \dots 0,75$ при массовой цикловой подаче топлива 7,85 грамм подача воды составляла 6 грамм за цикл. Некоторое отличие в расчетных и экспериментальных данных можно объяснить не полным соответствием исходных данных, особенно характеризующих процесс горения топлива в рабочем цилиндре.

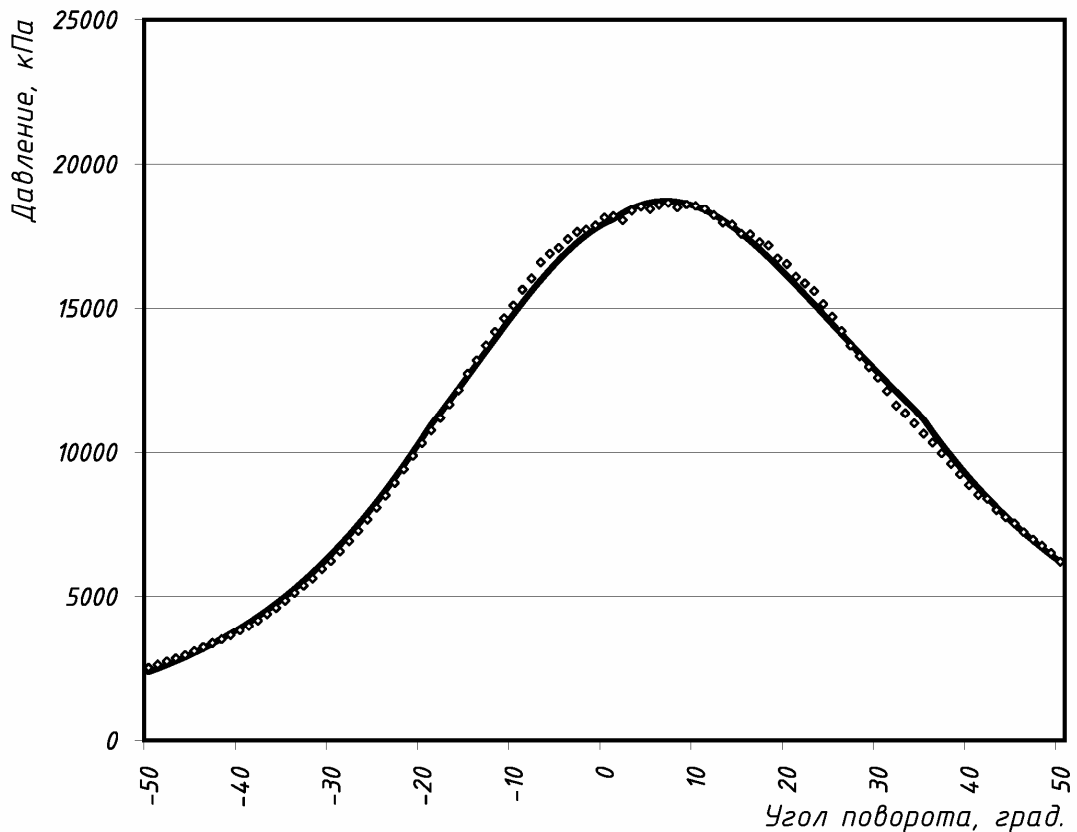


Рисунок 2. Сравнение результатов расчета рабочего процесса двигателя L46/58 и экспериментальных данных фирмы Wärtsilä (см. рис. 1)
— результаты расчета; $\diamond \diamond \diamond$ экспериментальные данные

Выводы. Предложенная в работе подмодель расчета процессов фазового перехода позволяет моделировать рабочий процесс двигателей, у которых для снижения локальных температур используется впрыск воды в рабочий цилиндр непосредственно перед впрыском топлива. Достигнутое соответствие является достаточным, чтобы считать, что предлагаемая модель вполне адекватно описывает характер протекания рабочего процесса и может быть использована для его исследования с целью снижения токсичности отработавших газов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Разлейцев Н.Ф. Особенности и закономерности образования окислов азота в дизелях // Двигатели внутреннего сгорания. – 1996. – Вып. 55. – С. 123-130.
2. Wartsila 46 engines. Project guide for marine applications. Wartsila, Finland Oy Marine. 2002. – 212 с.
3. Instructions for the injection timing adjustment Wartsila 46 engine. Chief Engineer Jr. Operation Support Marine Operation. 2004. – 9 с.
4. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / Ю.Я. Фомин, А.И. Горбань, В.В. Добровольский, А.И. Лукин и др. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.
5. Белоусов Е.В. Моделирование процесса сжатия с охлаждением воздушного заряда путем распыливания воды в рабочем цилиндре ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – № 1. – С. 72-78.

МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ЕЛЕКТРИЧНИХ МАШИН КОМБІНОВАНИХ ПРОПУЛЬСИВНИХ КОМПЛЕКСІВ

І.М. Іщенко, В.В. Черненко

Херсонський державний морський інститут (Україна)

Вступ. У теперішній час у зв'язку з освоєнням виробництва напівпровідникових транзисторів і транзисторних модулів великої потужності практично у всіх галузях промисловості широке застосування знаходять статичні перетворювачі в силовій електроенергетиці і в системах частотно-керованого електроприводу. У зв'язку з цим значно розширюються можливості застосування валогенераторів у суднових електроенергетичних системах, у тому числі і в комбінованих електромеханічних пропульсивних комплексах.

У комбінованих електромеханічних пропульсивних комплексах валогенератори (ВГ) можуть працювати як у режимі генератора, так і в режимі електродвигуна, тому значний інтерес представляють питання вибору типа електричних машини і їх потужності при різних режимах роботи.

Актуальність проблеми. Комбіновані пропульсивні передачі, як відомо, застосовуються для покращення техніко-економічних і експлуатаційних показників суднових енергетичних установок (СЕУ), а також забезпечення якостей, котрі вимагаються відповідно до призначення судна.

У комбінованих електромеханічних пропульсивних комплексах (КЕМПК) актуальними питаннями виявляються оптимізація режимів роботи як головного двигуна (ГД), так і електричних машин. Під оптимізацією в даному випадку розуміють вибір режимів роботи агрегатів, які забезпечують прийнятну швидкість ходу судна при найбільш ефективному паливовикористанні. Потужність електричних машин у генераторних і двигунних режимах при цьому повинна визначатися з урахуванням швидкості судна та його хвильового і вихрового опору. Слід відмітити, що при використанні в таких комплексах статичних (напівпровідникових) перетворювачів розширюються можливості оптимізації режимів роботи ГД з ВГ в системах як з гвинтом регульованого, так і фіксованого кроку (ГРК і ГФК). Це обумовлено тим, що при роботі ВГ в генераторному режимі не потребується стабілізація частоти обертання, а при роботі в двигунному – частота обертання може регулюватися зміненням частоти перетворювача в необхідному діапазоні.

Комбіновані електромеханічні пропульсивні комплекси найбільш широко застосовуються на судах, які потребують високих маневрових якостей (наприклад, човникових танкерах, риболовецьких судах та ін.). У КЕМПК можливі чотири схеми роботи комплексу: 1) ГД працює тільки на гребний вал і гвинт; 2) ГД працює на гвинт і частина його потужності передається на генератор; 3) на гребний вал працюють як ГД, так і електродвигун; 4) на гребний вал працює тільки електродвигун (ГД вимкнутий). Найбільший інтерес представляють друга і четверта схеми. Це визначається тим, що при роботі ГД на гребний вал і ВГ необхідно обрати оптимальний режим роботи ГД при заданих швидкостях судна і потрібній потужності генератора. При четвертій схемі необхідно визначати потужність електродвигуна, який забезпечує заданий діапазон мінімальних швидкостей судна.

ГД, з'єднаний з гребним гвинтом, працює у гідродинамічному комплексі: двигун – гвинт – корпус, який називається пропульсивним. Цей комплекс характеризується наступними основними показниками:

- головний двигун – крутильним моментом, потужністю, частотою обертання;
- гребний гвинт – упором, обертаючим моментом, частотою обертання, швидкістю води, яка поступає на лопаті;

- корпус судна – опором води і повітря, швидкістю судна.

Корпус повинен мати такі обводіння підводної частини, при яких опір руху судна буде мінімальним. На опір руху судна впливають його швидкість, водозміщення, форма корпусу і стан його поверхні. Повний опір R створюється багатьма причинами, які можна розподілити на три основні групи:

1. Фрикційний опір (R_F).
2. Хвильовий і вихровий опір (R_R).
3. Повітряний опір (R_a).

Повний опір руху судна $R = R_F + R_R + R_a$ становить собою буксирний опір. Усі ці опори пропорційні квадрату швидкості, але при великих швидкостях хвильовий опір зростає значно скоріше. Ця тенденція показана на рис. 1 для контейнеровозу, спроектованого для швидкості 15 вузлів (точка А). Збільшення швидкості до 17 вузлів без зміни конструкції корпусу призводить до зростання пропульсивної потужності більш, ніж у два рази (точка Б).

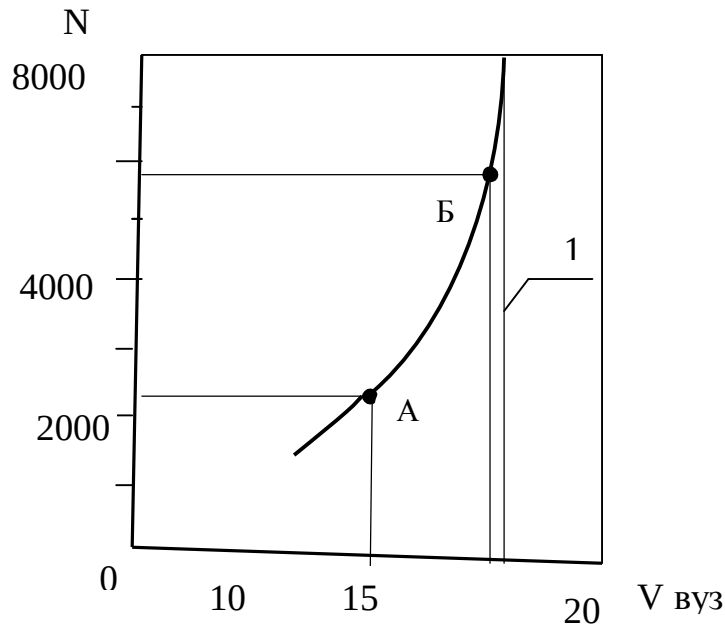


Рисунок 1. Вплив швидкості руху судна на пропульсивну потужність:
1 – хвильовий бар'єр

Подальше збільшення пропульсивної потужності призводить тільки до незначного зростання швидкості судна, а решта потужності перетворюється в енергію хвиль, тобто створюється властива даній конструкції корпусу межа швидкості судна, котра називається «хвильовим бар'єром».

При малих швидкостях судна його корпус створює в основному фрикційний опір: $R_F = C_F \cdot K$, де C_F – безрозмірний коефіцієнт, залежний від форми корпусу; K – сила, з якою динамічний тиск води діє на корпус судна, яке рухається зі швидкістю V .

Висновок. При малих швидкостях судна і роботі тільки електродвигуна його потужність може визначатись фрикційним опором при заданій швидкості.

Оскільки оптимальним режимом роботи ГД на сучасних суднах є режим при потужності 70-80%, то потужність валогенератора доцільно обирати, виходячи з умов забезпечення швидкостей судна, обмежених хвильовим бар'єром і сумарної потужності ГД в межах 80-100%.

ЛІТЕРАТУРА

1. Пахомов Ю.А. Судовые энергетические установки с двигателями внутреннего сгорания. – М.: Транслит, 2007. – 528 с.
2. Павленко Г.Е. Избранные труды. – Киев: Наукова думка, 1978. – 496 с.

МОЖЛИВОСТІ УДОСКОНАЛЕННЯ КАМЕР ЗГОРАННЯ ДВИГУНІВ ЗМІНОЮ ЇХ ФОРМИ

В.О. Настасенко

Херсонський державний морський інститут (Україна)

Вступ. Зв'язок з основними напрямками досліджень, мета і завдання роботи.

Дана робота відноситься до сфери машинобудування і транспорту, а саме – до поршневих двигунів внутрішнього згорання, компресорів, парових машин і насосів.

Метою даної роботи є збільшення потужності поршневих машин найбільш простим і економічним шляхом.

Враховуючи потреби постійного удосконалення та збільшення потужності двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) та інших перелічених вище поршневих машин, виконувана робота є актуальною і має суттєве практичне і теоретичне значення.

Аналіз конструкцій двигунів внутрішнього згорання і основних шляхів їх удосконалення. Відомо, що двигун внутрішнього згорання є поршневою машиною, який має камеру згорання палива та поршень, що є рухомою частиною машини, яка перетворює енергію згорання паливної суміші, за рахунок збільшення об'єму і тиску утворюваних при цьому газів на головку поршня, у його прямолінійний механічний рух, який далі кривошипно-шатунною групою ДВЗ перетворюється в обертальний рух рушія [1].

Потужність ДВЗ залежить від багатьох факторів, головними з яких є:

- 1) рівень тиску газів,
- 2) умови утворення і подачі паливних сумішей та відводу відпрацьованих газів,
- 3) сумарна площа голівок поршнів і об'єму камер згорання.

Дані фактори обумовлюють основні шляхи удосконалення ДВЗ, оскільки інші є супутніми для досягнення основних шляхів. Враховуючи значну кількість різноманітних конструкцій, що реалізують усі вказані шляхи, в даній роботі обмежились розвитком 3-го шляху – збільшення сумарної площини голівок поршнів.

Проведений у даній роботі аналіз показав, що у використовуваних ДВЗ об'єм камер згорання у перетині обмежений формою циліндрів, основою яких є коло, тому збільшення площі перетину потребує збільшення розмірів кола і самого двигуна, яка веде до суттєвої переробки його корпусу, збільшує його габарити і масу, потребує нового балансування розмірно-масових показників циліндро-поршневої групи, удосконалення системи подачі палива та інших механізмів.

Задачею даної роботи є аналіз можливості збільшення потужності двигуна за рахунок збільшення об'єму камери згорання в її перетині без росту габаритів двигуна.

Нові шляхи реалізації поставленої мети і задач роботи. Розробка даного шляху підвищення потужності ДВЗ обґрунтована тим, що для збільшення об'єму камери згорання, вона і поршень у поперечному перетині можуть бути виконані некруглої форми, площа якої більша, ніж у перетині тих же розмірів камери згорання круглої форми. Такий шлях ще не аналізувався у повному обсязі його можливостей.

Схеми ДВЗ, що мають корпус 1, поршні і камери згорання палива некруглої форми 2, показані на рисунку 1. Окрім цього перетини камер згорання і поршнів можуть бути виконані: еліпсної форми 3, і/або яйцеподібної 4, і/або грушоподібної 5, і/або квадратної 6, і/або прямокутної 7, і/або трикутної 8, і/або ромбічної 9, і/або трапецієдної форми 10, і/або у комбінації 11 цих та інших форм. У поперечному перетині квадратної, прямокутної, трикутної, ромбічної та інших кутових форм, виконані перехідні радіуси на вершинах для зменшення концентрації силових і теплових напруг у камерах згорання, поршнях і кільцях.

Загальна кількість камер згорання і поршнів при незмінній площині перетину може бути зменшена за рахунок поздовжньої овальної, чи прямокутної форми 12 їх перетину, чи їх комбінацій, а між зменшеними прямокутними камерами згорання 13 можуть бути виконані охолоджувальні порожнини 14 (рисунк 2).

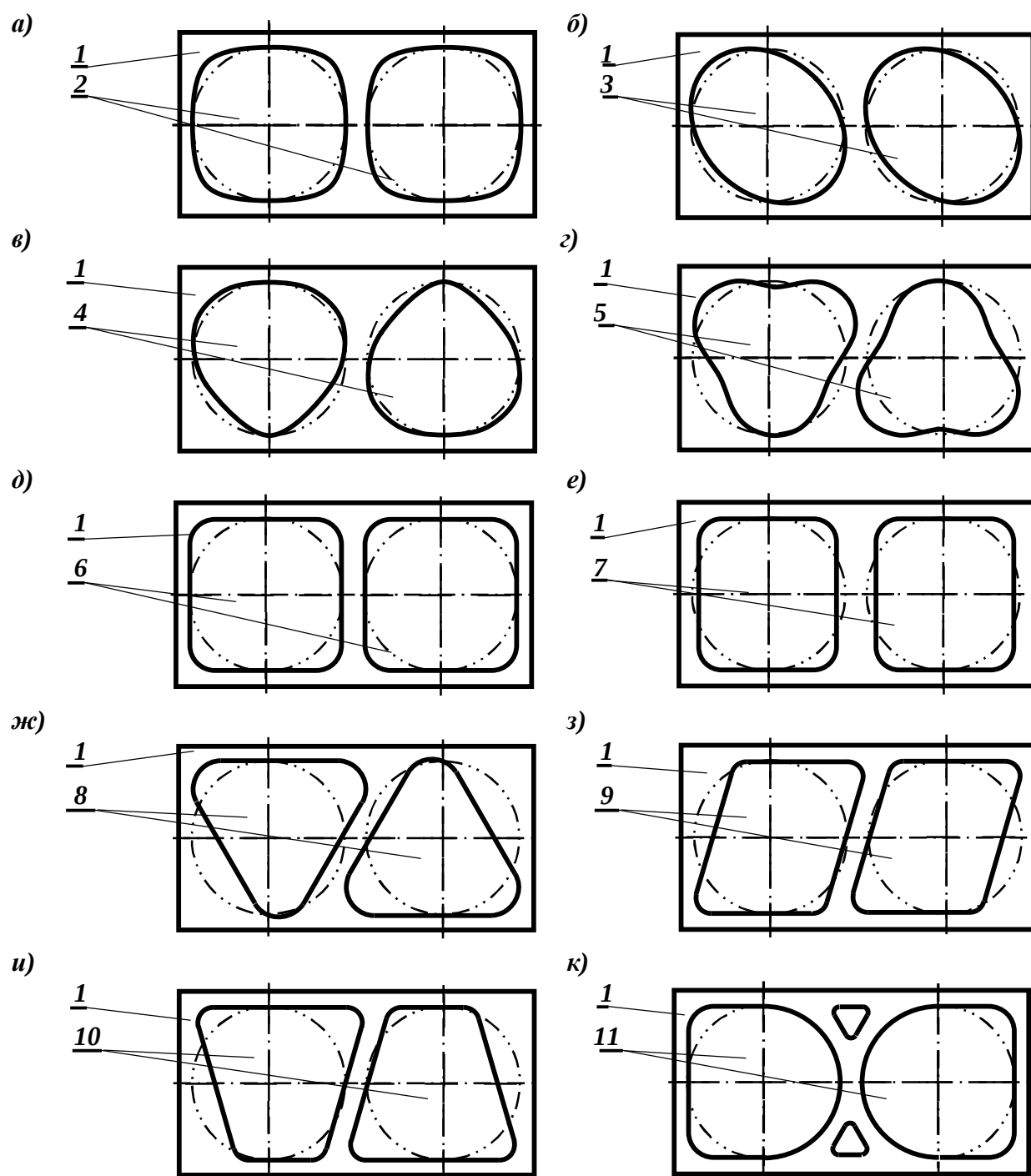


Рисунок 1. а-к. Запропоновані форми перетину камер згоряння і поршнів та їх варіанти

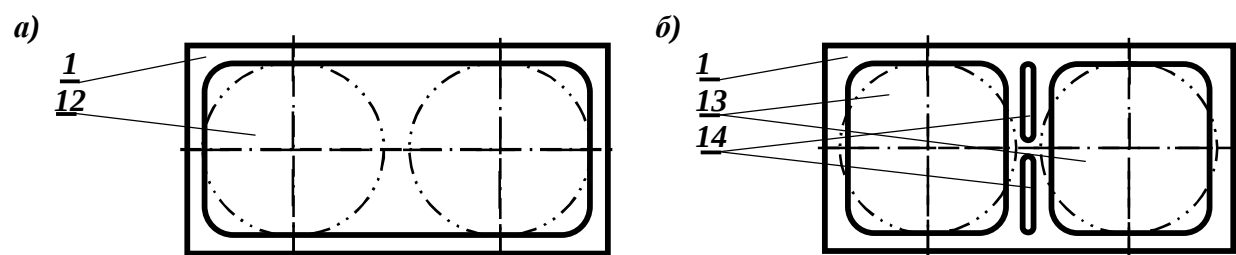


Рисунок 2. Збільшені (а) та зменшені (б) перетини камер згоряння і поршнів ДВЗ

Камери згоряння і поршні у поперечному перетині можуть бути виконані у формі однаково розвернутих трикутників і/або трапецій, і/або дзеркально розвернутих ромбів, чи

їх комбінацій, а протилежно розвернуті трикутники між ними можуть бути використані, як охолоджувальні порожнини, що збільшує їх об'єм і ефективність охолодження.

Однак попередні дослідження показали складність виготовлення таких циліндро-поршневих пар і особливо – кілець, що стримує їх впровадження.

Але за останні 20 років рівень виробництва подібних виробів значно зріс, особливо з використанням верстатів з ЧПУ, тому виникає потреба у додаткових дослідженнях, при цьому життєздатність подібних ДВЗ може підвищити горизонтальний спосіб розміщення продовжних осей камер згоряння і ходів поршнів, а також виготовлення цільних кілець зі значними перехідними радіусами на вершинах перетинів, що мають кутові форми.

Аналіз співвідношень запропонованих камер згоряння приведений на рисунку 3.

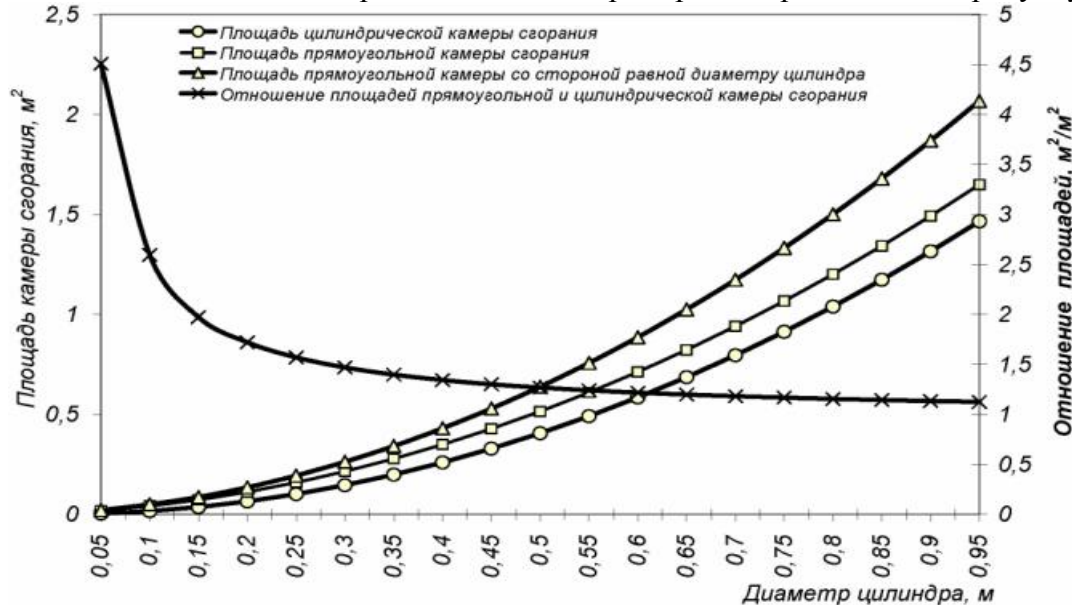


Рисунок 3. Аналіз співвідношень площин циліндрів круглої і квадратної форми

Висновки і рекомендації по роботі. Некруглі виконання камер згоряння і поршнів дозволяють збільшити їх корисний об'єм і потужність двигуна без зміни форми і габаритів їх корпусів та місць кріплення на остові. При цьому можлива модернізація існуючих ДВЗ з обмеженою кількістю змінюваних елементів, що значно зменшує витрати на розробку і виготовлення даних конструкцій ДВЗ, у порівнянні з розробкою нових ДВЗ, з адекватним збільшенням їх потужності.

Найбільш можливості дає перехід від круглої перетину форми до квадратної, який дозволяє збільшити корисний об'єм і адекватно підвищити потужність двигунів ΔP в рамках співвідношення їх площин, максимальна величина яких може бути обрахована по залежності: $\Delta P = 4/\pi$, або у $4/3,14 \approx 1,27$ разів. З урахуванням того, що потреба у перехідних радіусах на вершинах квадрату зменшить цей показник на 2-7%, то остаточне збільшення потужності на 20-25% є досить суттєвим і цей потенціал має кожний існуючий двигун. Для зменшення витрат на подібну модернізацію, розмірно-масові характеристики колінчатого валу і зубчатих коліс відбору з нього потужності, можуть бути збережені, за рахунок використання більш міцного матеріалу. Потреба збільшення на 20-25% об'єму подачі палива не перевищує витрат 5% вартості двигуна. Відсутність потреби у переробці місць установки та кріплення запропонованих двигунів є їх додатковим фактором. Сукупність наведених техніко-економічних даних свідчить про потребу досліджень ДВЗ з некруглим перетином камер згоряння. Окрім цього можлива адекватна модернізація компресорної техніки, парових і гідравлічних машин, насосів та ін.

ЛІТЕРАТУРА

1. Политехнический словарь / Ред. кол.: А.Ю.Ишлинский (гл. ред.) и др. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Сов. энциклопедия, 1989. – С. 141-142, 208, 406.

ПРО ТОЧНІСТЬ І РАЦІОНАЛЬНІ НАБЛИЖЕННЯ В ІНЖЕНЕРНИХ РОЗРАХУНКАХ

О.М. Овчарук

Херсонський державний морський інститут (Україна)

Вступ. Інженеру-конструктору в галузі машинобудування досвід раціональних розрахунків приходить зазвичай у процесі тривалої роботи. Але такий стан справи не слід вважати оптимальним, бо при цьому марно витрачаються значні інтелектуальні і матеріальні ресурси. Більшість інженерних обчислень є (і не може такими не бути) принципово неточними. Тому навички наближених обчислень і заснованого на них попереднього технічного аналізу повинні формуватись у головах майбутніх інженерів якнайраніше, в молоді роки (при навчанні в вузах і навіть у школах). Нагадаємо, що до наближених розрахунків замість можливих точних вдавались навіть славетні вчені (наприклад – Фермі). Тим паче, що це є вкрай необхідним, якщо Ваш процес творчості відбувається практично на ходу, по дорозі на роботу або на відпочинку, і під руками немає комп'ютера.

У всякому випадку, попередньо слід оцінити, якою повинна бути прийнятна точність потрібних розрахунків. Наприклад, якщо Ви в гідромеханіці для обчислення втрат напору (тиску) в лінії застосовуєте рівняння Бернуллі, де коефіцієнт Коріоліса α береться рівним одиниці замість потрібних 1,05, а інспекція технадзору потім застосовує коефіцієнт запасу 1,5, то ясно, що велика точність виконуваних обчислень тут не обов'язкова (досить декількох процентів). І навпаки, якщо Ви конструюєте терези або амортизатор, надійність проектних робіт повинна бути високою, без ЕОМ не обійтись (хоча попередні розрахунки також можуть виконуватись наближено).

Постановка задач і пошук шляхів їх вирішення. Основні підсумкові обчислення виконуються на ЕОМ з заданою в програмі точністю, але більшість із них виводиться на друк у скороченій формі: три-п'ять значущих цифр у числі з указаним його порядком. В інженерному аналізі застосовують числа і з меншою кількістю значущих цифр: два-три. Для чисел, що починаються з 6...9, за однакових умов кількість знаків може бути на один менша, ніж для тих, що починаються з 1...5. Це тому, що при округленні на одну й ту ж величину, відносна похибка таких порівнюваних чисел практично однакова. Наприклад, візьмемо два числа:

979 (три знаки),

1324 (чотири знаки).

Додамо до кожного числа в останнім знаку по одиниці (з метою, наприклад, округлення), одержимо: 980 і 1325.

Таким чином, вносимо в кожне з чисел відносну похибку

$$1/979 = 1,021 \cdot 10^{-3} \text{ (0,1 \%)}$$

$$1/1325 = 0,7547 \cdot 10^{-3} \text{ (0,075 \%)}.$$

Одержимо, як бачимо, близькі числа.

Оцінка похибок непрямих обчислень

Часто доводиться обчислювати певний технічний параметр (функцію) за якоюсь формулою, що визначає залежність даного параметра від інших більш-менш визначених величин (аргументів), відомих з похибками. Наприклад, будемо визначати об'єм циліндра, знаючи його радіус R з можливою похибкою ΔR і довжину L з похибкою ΔL :

$$R = 0,2 \pm 0,01 \text{ м}$$

$$L = 0,4 \pm 0,02 \text{ м}$$

Формула для визначення об'єму така:

$$V = \pi R^2 \cdot L \quad (1)$$

Треба знайти похибку обчислюваного об'єму.

За теорією ймовірностей маємо формулу для визначення найбільшої можливої похибки (відхилення від середньостатистичного значення) функції, якщо діє, хоч приблизно, закон розсіювання випадкових величин для аргументів. У нашій задачі

$$\Delta V = \sqrt{\left(\frac{\partial V}{\partial p}\right)^2 \cdot \Delta p^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial R}\right)^2 \cdot \Delta R^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial L}\right)^2 \cdot \Delta L^2} \quad (2)$$

При використанні формули (2) важливо буде дізнатись також, у якій мірі похибка ΔV залежить від величин R , L і числа π .

Виконаємо конкретні обчислення:

$$\left(\frac{\partial V}{\partial p}\right)^2 \cdot p^2 = (R^2 L)^2 \cdot (3,14158 - 3,14)^2 = (0,2^2 \cdot 0,4)^2 \cdot 0,00158^2 = 6,391 \cdot 10^{-10}$$

$$\left(\frac{\partial V}{\partial R}\right)^2 \cdot \Delta R^2 = (p \cdot L \cdot 2R)^2 \cdot 0,01^2 = (3,14 \cdot 0,4 \cdot 2 \cdot 0,2)^2 \cdot 0,01^2 = 2,524 \cdot 10^{-5}$$

$$\left(\frac{\partial V}{\partial L}\right)^2 \cdot \Delta L = (p \cdot R^2)^2 \cdot 0,02^2 = (3,14 \cdot 0,2^2)^2 \cdot 0,02^2 = 6,310 \cdot 10^{-6}$$

$$\Delta V = \pm \sqrt{(6,391 \cdot 10^{-5} + 2,524 + 0,6310) \cdot 10^{-5}} = \pm \sqrt{3,155 \cdot 10^{-5}} = 5,617 \cdot 10^{-3}$$

Об'єм циліндра:

$$V = 3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 0,4 = 5,024 \cdot 10^{-2}$$

$$\frac{\Delta V}{V} = \pm \frac{5,617 \cdot 10^{-3}}{5,024 \cdot 10^{-2}} = \pm 0,1118 \quad (\pm 11,18 \%).$$

Цей приклад показує, що похибкою числа π в даному разі можна знехтувати; що те число, яке у формулі (1) стоїть у квадраті, при однаковому порядку величин дає більшу похибку, ніж те, що стоїть у першій степені, і що похибка ΔV може мати знак як мінус, так і плюс (ймовірність однакова).

Але, як відомо з теорії ймовірностей, формула (2) визначає найбільш можливі відхилення з великим запасом надійності, тобто з відомим перебільшенням. Інженеріві-практику часто важливіше знати найбільш ймовірне відхилення розрахованого об'єму від номіналу (в певному сенсі – середнє відхилення із можливих). Величину цього відхилення можна знайти за формулою повного диференціалу функції.

$$\Delta V = \left(\frac{\partial V}{\partial p}\right) \cdot \Delta p_c + \left(\frac{\partial V}{\partial R}\right) \cdot \Delta R_c + \left(\frac{\partial V}{\partial L}\right) \cdot \Delta L_c \quad (3)$$

де Δp_c , ΔR_c , ΔL_c – розрахункові відхилення аргументів.

Але використання формули (3) утруднюється неоднозначністю складових у ній (будь-яка похідна або відхилення можуть змінювати знак, плюс або мінус). Тому й результативне відхилення для функції може стати неоднозначним. Та в тих випадках, коли поля відхилень аргументів є односторонніми, формула (3) дає хороші результати.

Візьмемо приклад обчислення кінетичної енергії тіла, що обертається

$$T = 0,5 \cdot I \cdot \omega^2 \quad (4)$$

де I – момент інерції тіла відносно осі обертання;

ω – кутова швидкість.

Задано $I = 8 \text{ (кг} \cdot \text{м}^2\text{)}; \omega = 5 \text{ (1/с)}$.

Найбільші можливі відхилення аргументів

$$\Delta I_m = -0,4; \quad \Delta \omega_m = 0,2.$$

Найімовірнішим (розрахунковим) відхиленням вважати

$$\Delta I = -0,2; \quad \Delta \omega = 0,1.$$

Відповідно до (4)

$$T = 0,5 \cdot 8 \cdot 5^2 = 100 \text{ (Дж)}$$

За формулою (2) одержимо

$$\Delta T_2 = \sqrt{\left(\frac{\partial T}{\partial I}\right)^2 \cdot \Delta I^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial \omega}\right)^2 \cdot \Delta \omega^2} = \sqrt{(0,5\omega^2)^2 \cdot \Delta I^2 + (I\omega)^2 \cdot \Delta \omega^2} = \sqrt{(0,5 \cdot 5^2)^2 \cdot 0,2^2 + (8 \cdot 5)^2 \cdot 0,1^2} = 4,717$$

Відносна похибка $\Delta T_2 / T = 4,717 \%$.

За формулою (3)

$$\Delta T_2 = \frac{\partial T}{\partial I} \cdot \Delta I + \frac{\partial T}{\partial \omega} \cdot \Delta \omega = 0,3\omega^2 \cdot \Delta I + I\omega \cdot \Delta \omega = 0,5 \cdot 5^2 \cdot (-0,2) + 8 \cdot 5 \cdot 0,1 = 1,5$$

Відносна похибка $\Delta T_3 / T = 1,5 \%$.

За безпосередніми розрахунками найбільш ймовірним відхиленням буде

$$\Delta T_1 = 0,5I_1\omega_1^2 - 0,5I\omega^2 = 0,5(8 - 0,2)(5 + 0,1)^2 - 0,5 \cdot 8 \cdot 5^2 = 1,439$$

Відносна похибка $\Delta T_1 / T = 1,439 \%$.

Таким чином, бачимо, що формула (3) порівняно з (2) дає набагато кращий результат. Все залежить від того, якими вихідними даними скористуємось.

Зрештою, варто зауважити, що формула (2) показує можливе найбільше відхилення функції від номіналу, а формула (3) – найбільш ймовірне відхилення серед можливих. Зміною розрахункових відхилень результати обчислень можна коригувати.

У більшості конкретних випадків обчислень виявляється, що найбільше з можливих відхилень у 2...3 рази більше, ніж найімовірніше відхилення.

З викладеного (і деяких інших побічних досліджень) можна зробити висновки:

1. Для визначення похибки непрямих обчислень доцільно користуватись обома формулами типу (2) і (3); причому задачу для формули (2) можна переформулювати в задачу для формули (3) і навпаки.

2. У формулі для визначення похибки зазвичай залишається два-три доданка, іншими можна знехтувати. Знайти ці доданки допомагає підкорінний вираз у формулі (2).

3. Формула (3) визначає знак похибки, але вона є надійною лише тоді, коли відхилення аргументів одного знаку (+ або -).

4. Найбільше з можливих відхилень зазвичай в 2...3 рази більше за найімовірніше відхилення (похибку).

Допоміжні формули чисельного диференціювання і інтегрування

Часто буває необхідно знайти інтеграл або похідні певної складної функції одного чи кількох аргументів у чисельній формі. Якщо навіть інтервал дослідження широкий, можливо його розбити на досить малі частини і вивчати покроково. Автор має досвід таких досліджень стосовно функцій, що змінюються циклічно, наприклад, для динамічних моделей важільних механізмів у ТММ (кривошипно-кулісні, кривошипно-повзунні та інші). Там похідні певних динамічних параметрів (координати ланок, швидкості, прискорення), робота, сили інерції, потужність, визначаються покроково в дванадцяти або більшій кількості точок, а потім вирішується чисельно задача про рух даного механізму. При цьому використовувались ефективно саме формули чисельного інтерполювання, диференціювання і інтегрування, тому що формули для прямих обчислень виявляються занадто складними і громіздкими.

Принцип побудови чисельних формул відомий: створюється на певнім інтервалі аргументів інтерполяційний многочлен (наприклад, степеневий), що проходить через задані точки, і далі проводяться з ним необхідні диференційно-інтегральні операції. Проте алгоритми цих обчислень досить складні, а кінцеві формули в літературі зазвичай не приводяться.

Наприклад, найбільш вживаною формулою чисельного інтегрування для інженерів є формула Сімпсона 4-го порядку точності $O(h^4)$ по кроку інтерполяції h . Але вживається вона тільки при певних умовах: парна кількість кроків, гладкість функції, наявність 4-ї похідної, ... Формула неточна при малій кількості кроків і практично непридатна на однім кроці. Інші методи і формули чисельного інтегрування (Ейлера, Рунге, Ейткена, Гаусса-Кристофеля, Маркова, ...) не виправдано складні для застосування. Сама велика кількість підходів до розв'язання задачі свідчить про їх неуніверсальність і непрактичність.

Тому тут пропонується надійна формула покрокового інтегрування функції за чотирма відомими її значеннями в суміжних вузлах (три інтервала кроком h). Для середнього інтервала порядок точності $O(h^4)$.

$$I_{2-3} = \int_{(2)}^{(3)} y(x) dx = \frac{h}{12} (-y_1 + 7y_2 + 7y_3 - y_4) \quad (5)$$

Є й інша формула [4], більш точна, з використанням шести вузлових значень функції, але вона, саме з міркувань розумної достатності, тут не наводиться.

Та ж формула (5) дає можливість знайти середнє ефективне значення функції в інтервалі 2-3.

$$y_{2-3} = (-y_1 + 7y_2 + 7y_3 - y_4)/12 \quad (6)$$

Для визначення першої похідної в середині інтервала 2–3 можна скористатись відомою формулою [2].

$$y'_{2-3} = \frac{1}{24h}(y_1 - 27y_2 + 27y_3 - y_4) + O(h^4) \quad (7)$$

Друга похідна в середині інтервалу 2–3 визначається формулою:

$$y''_{2-3} = \frac{1}{2h^2}(y_1 - y_2 - y_3 + y_4) + O(h^2) \quad (8)$$

Задекларована теоретично невисока точність цієї формули $O(h^2)$ однак нівелюється безпосередніми розрахунками. Навіть на немонотонній, швидко змінюваній синусоїді (8) дає чудові результати. Наприклад

$$y''_{2-3} = (\sin 1,1 - \sin 1,2 - \sin 1,3 + \sin 1,4) / (2 \cdot 0,1^2) = -0,9470.$$

Точне значення функції всередині інтервала

$$y''_{2+0,5} = -\sin 1,25 = -0,9490.$$

Похибка $\sim 0,2\%$.

Для другої похідної у вузлі при чотирьох інтервалах маємо

$$y''_3 = \frac{1}{12h^2}(-y_1 + 16y_2 - 30y_3 + 16y_4 - y_5) + O(h^4) \quad (9)$$

Наведена серія формул (5)...(9) дозволяє вирішувати складні практичні задачі, навіть з декількома аргументами, якщо відома їх комплексна дія.

Висновки. Запропонована методика рекомендується до широкого впровадження.

ЛІТЕРАТУРА

1. Краскевич В.Е., Зелинский К.Х., Гречко В.Н. Численные методы в инженерных исследованиях: Учебное пособие для вузов. – К.: Вища школа, 1986. – 236 с.
2. Калиткин М.Н. Численные методы. – М.: Наука, 1978. – 512 с.
3. Мак-Кракен Д., Дорн У. Численные методы и программирование на Фортране: Руководство для инженеров. – М.: Мир, 1977. – 584 с.
4. Формулы численного дифференцирования, интегрирования и интерполирования для решения задач механики машин с помощью ЭВМ. Нетёсов В.П., Овчарук А.М., Исаев А.Н. – 13 м. л. – Херсонский индустриальный институт. Деп. в УкрНИИИТИ 1.10.87, № 2771-Ук-87.

ПОПЕРЕДНІЙ РОЗРАХУНОК З'ЄДНУВАЛЬНИХ КАНАТНИХ МУФТ НА СТАТИЧНУ МІЦНІСТЬ

В.О. Проценко

Херсонський державний морський інститут (Україна)

Вступ. До найважливіших складових частин суднових енергетичних установок (СЕУ) відносяться елементи, що беруть участь у передачі обертового моменту від двигуна до гребного гвинта. В енергетичних установках з редуктором зв'язок між редуктором і двигуном, а також зв'язок редуктора з валом гвинта та іншими агрегатами здійснюється найчастіше через з'єднувальні муфти. Типова дизель-редукторна енергетична установка з двома середньоборотними дизелями, яка включає одноступінчастий двопоточний редуктор, валопровід і гребний гвинт, показана на рис. 1.

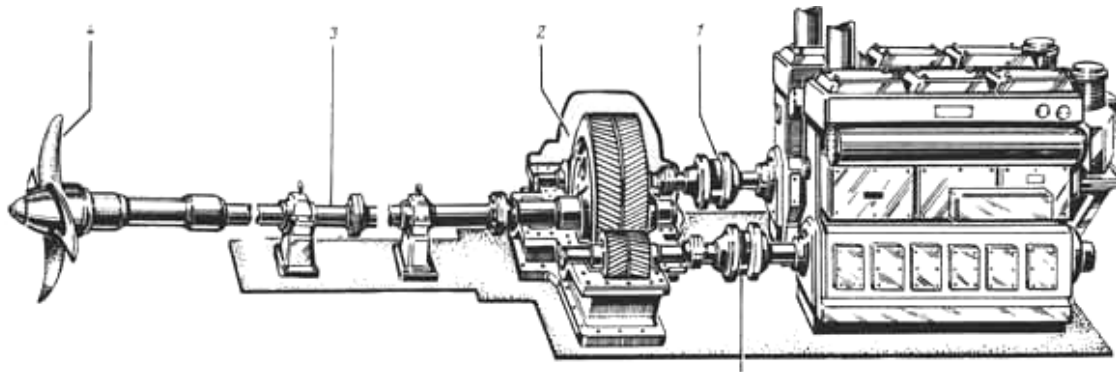


Рисунок 1. Дизель-редукторна енергетична установка з двома середньоборотними дизелями: 1 – муфти; 2 – редуктор; 3 – валопровід; 4 – гребний гвинт

Актуальність, практична значимість, мета і наукова новизна роботи. На одному з сучасних риболовецьких суден [1] за рахунок зняття торсіограм валопровода було встановлено, що при відключенні одного з циліндрів або створення значного розбросу тиску газів по циліндрах, на номінальних обертах у валопроводі виникають помітні крутильні коливання, які особливо небезпечні для зубчастих передач, валів та муфт [1-4]. Це підтверджується досвідом експлуатації енергетичних установок суден типу «Баренцеве море» та ряду інших [1, 3, 5], який показав, що однією з найнебезпечніших їх відмов є руйнування несучого корду пружних елементів муфт типу «Vulkan» (див. рис. 2), які поширені на багатьох судах [6].

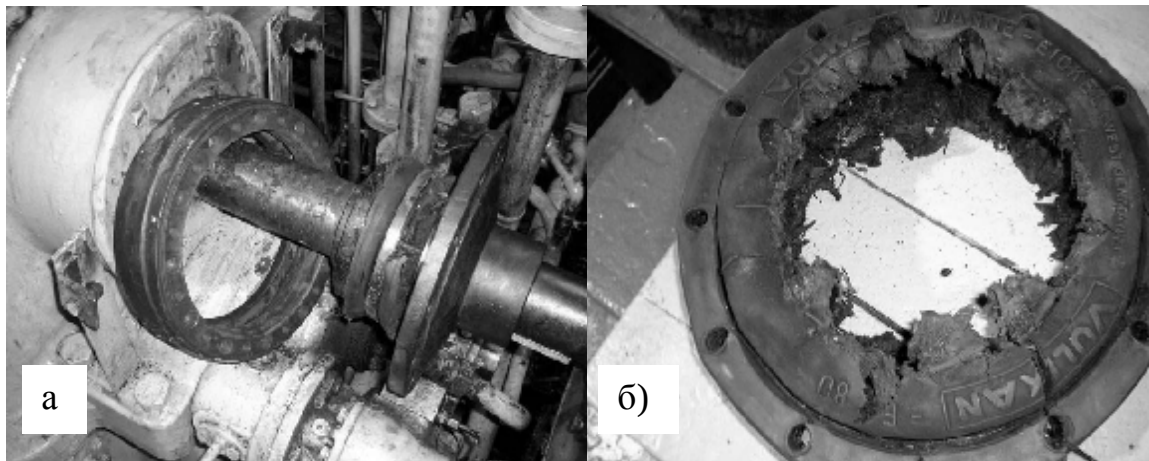


Рисунок 2. Руйнування муфти «Vulkan»:
а – зруйнована муфта на валах; б – демонтований пружний елемент

Таким чином, задача усунення вказаних недоліків і підвищення довговічності муфт та інших елементів суднових приводів є актуальною та практично значимою для сучасного суднового машинобудування та експлуатації СЕУ. Метою роботи становить розробка методів розрахунку елементів нових конструкцій муфт на міцність. Наукова новизна характеризується відсутністю вказаних методів на сучасному рівні техніки.

Аналіз стану проблеми і постановка задачі дослідження. Збільшення довговічності елементів приводів можна досягнути за рахунок зниження динамічних навантажень, або обмеження області їх дії, що досягається завдяки підвищенню демпфуючої здатності з'єднувальних муфт [7]. Підвищити довговічність муфт можна за рахунок застосування в них металевих пружних елементів. Однак, сучасні конструкції муфт з металевими пружними елементами, що набули поширення у важких машинах, наприклад муфта зі змієподібною пружиною, або муфта з пружними стрижнями, характеризуються низькою демпфуючою здатністю за рахунок невеликої кількості стиків, у яких розвивається тертя [8, 9], а також високою складністю та вартістю.

За рахунок застосування в муфтах у якості пружних елементів сталевих канатів можна досягти позбавлення муфт багатьох недоліків, названих у попередніх конструкціях. Канати характеризуються значним конструкційним демпфуванням [10, 11], завдяки чому їх застосовують у деяких конструкціях у якості гасників коливань [12, 13], а також високою міцністю, довговічністю, технологічністю виготовлення та обслуговування (оскільки мастилом просочене осердя каната) та низькою вартістю в порівнянні з пружними елементами вказаних муфт. Канатні пружні елементи можуть бути виготовлені з неліквідів канатних заводів та утилізовані після відбракування з суднових вантажопідйомних пристроїв за рахунок застосування в муфтах, що сприятиме додатковому зменшенню вартості та підвищенню ремонтпридатності муфт. Впровадження канатних муфт у промисловість неможливе без розробки методики їх проектування, яка на даний час відсутня. Проектування муфт, у свою чергу, неможливе без розрахунків їх елементів на міцність. Отримання аналітичних залежностей для перевіркового розрахунку муфт (а саме їх слабких ланок-канатів) на статичну міцність становить головну задачу даної роботи.

Розв'язання поставленої задачі виконуємо в припущенні, що канати є абсолютно жорстко закріпленими в напівмуфтах гнучкими нитками, навантаження між якими розподіляється рівномірно.

При навантаженні муфти з осью паралельною установкою канатів прямолинійної форми (рис. 1) обертальним моментом T ведуча напівмуфта, що розташована на відстані l від веденої напівмуфти, отримає зміщення a , виміряне по колу діаметра D розташування канатів та поворот на кут φ .

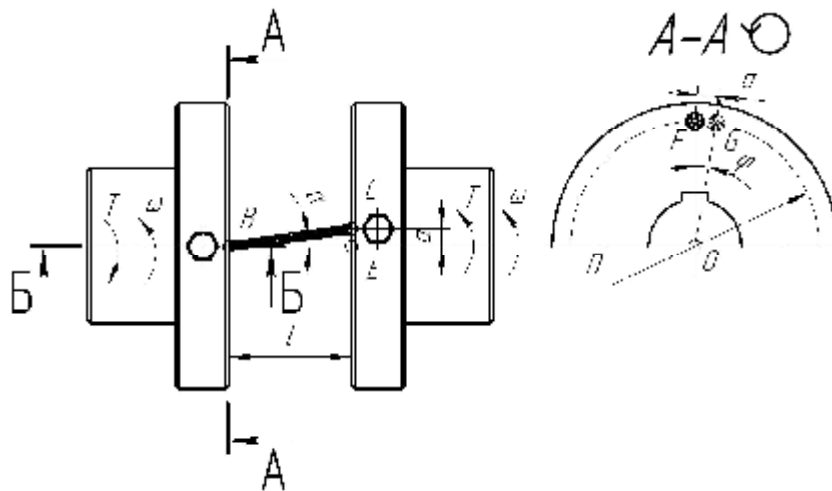


Рисунок 3. Розрахункова схема муфти з осью паралельною установкою канатів прямолинійної форми

З трикутника ВСЕ, кут повороту канатів α :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{l} = \frac{D \sin j}{2l}. \quad (1)$$

Кожен канат при роботі муфти знаходиться в рівновазі відносно напівмуфт під дією сил (рис. 4) – колової F_b , сили натягнення F_n , сили тертя в отворі напівмуфти F_{mp} , які утворюють пласку систему сил [14].

З трикутника сил матимемо:

$$\sin \alpha = \frac{F_t}{F_n}, \quad (2)$$

звідки

$$F_n = \frac{F_t}{\sin \alpha}. \quad (3)$$

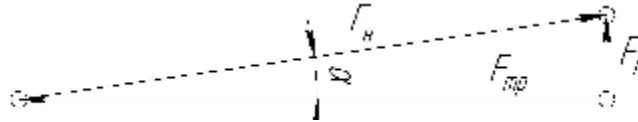


Рисунок 4. Сили, що діють на канат

Колова сила, що діє на кожен із z канатів муфти:

$$F_t = \frac{2T}{zD}. \quad (4)$$

З курсу тригонометрії відомо, що:

$$\sin \alpha = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}, \quad (5)$$

тоді вираз (3) після підстановки в нього (5) набуде вигляду:

$$F_n = F_t \frac{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (6)$$

Підставивши (1) і (4) у (6), отримаємо:

$$\begin{aligned} F_n &= \frac{2T}{zD} \times \frac{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{2T}{zD} \times \frac{2l}{D \sin j} \times \left(1 + \left(\frac{D \sin j}{2l} \right)^2 \right) = \frac{4Tl}{zD^2 \sin j} \times \left(1 + \frac{D^2 \sin^2 j}{4l^2} \right) = \\ &= \frac{4Tl}{zD^2 \sin j} \times \left(\frac{4l^2 + D^2 \sin^2 j}{4l^2} \right) = \frac{T(4l^2 + D^2 \sin^2 j)}{z l D^2 \sin j} \end{aligned} \quad (7)$$

Згідно з правилами [15], для забезпечення міцності канатів необхідно, щоб розривне зусилля каната F_0 за ГОСТ було більшим за силу натягнення F_n :

$$F_0 \geq z_p F_n, \quad (8)$$

де z_p – мінімальний коефіцієнт використання каната (запас міцності, який повинен бути не менше 3,0).

Таким чином, статичну міцність каната, на попередньому етапі розрахунку муфти з осьовою паралельною установкою прямих канатів, можна оцінити за формулою:

$$F_0 \geq z_p \frac{T(4l^2 + D^2 \sin^2 j)}{z l D^2 \sin j} \quad (9)$$

Для муфти з радіальною установкою канатів прямолинійної форми (рис. 5) справедливі співвідношення:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{D \operatorname{tg} j}{2l}. \quad (10)$$

Сила натягнення каната, з урахуванням (2-6), і (10), після перетворень, які через обмеження в обсягу роботи опущені, складе:

$$F_n = \frac{T(4l^2 + D^2 \operatorname{tg}^2 j)}{z l D^2 \operatorname{tg} j}. \quad (11)$$

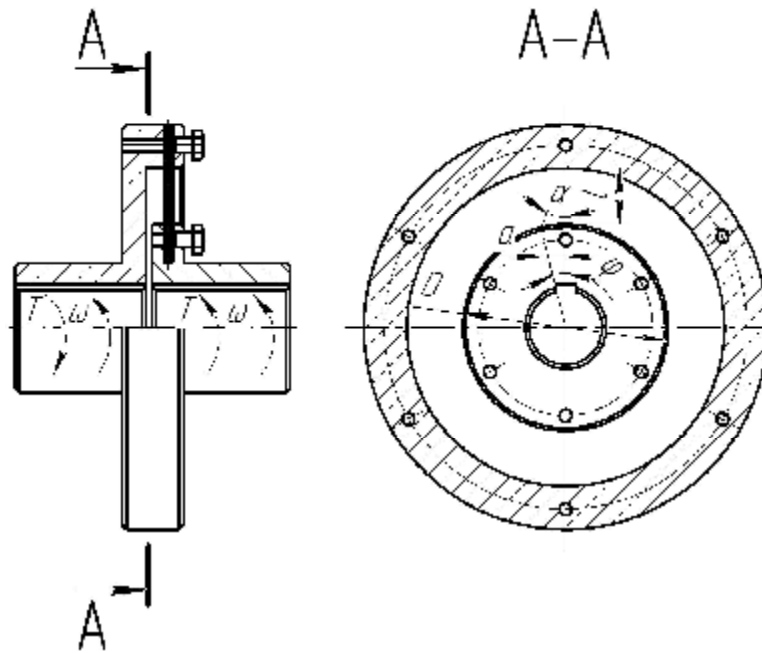


Рисунок 5. Розрахункова схема муфти з радіальною установкою канатів прямолінійної форми

А умова міцності каната такої муфти на розрив:

$$F_0 \geq z_p \frac{T(4l^2 + D^2 \operatorname{tg}^2 j)}{zD^2 \operatorname{tg} j} \quad (12)$$

У припущенні, що для малих кутів $\operatorname{tg} \alpha = \sin \alpha$, формули (7) і (11) набудуть вигляду:

$$F_n = \frac{4Tl}{zD^2 \sin j}, \quad (13)$$

а умови (9) та (12) наступного:

$$F_0 \geq z_p \frac{4Tl}{zD^2 \sin j}. \quad (14)$$

За рахунок конструктивного вибору співвідношень між параметрами l і D вирази (7), (9), (12)...(14) можуть бути суттєво спрощені після нескладних перетворень.

Користуватися отриманими нерівностями треба на етапі попереднього визначення параметрів муфт при їх проектуванні для оцінки статичної міцності обраних канатів з урахуванням перевантажень, тому в ці формули потрібно підставляти макисимальний момент, який може виникнути при експлуатації муфти, якщо вона не призначена для виконання запобіжних функцій.

Висновки. У результаті виконання даної роботи за рахунок проведених теоретичних досліджень на основі аналізу відмов існуючих конструкцій судових муфт, обґрунтовано доцільність застосування канатних муфт у СЕУ, на основі аналізу роботи пружних канатних муфт з осью паралельною та радіальною установкою прямолінійних канатів отримано аналітичні залежності для перевіркового розрахунку канатів муфт на статичну міцність.

Слід також відзначити, що запропонований підхід дозволяє оцінити статичну міцність муфти попередньо, оскільки ним не враховані згин, кручення, динамічні процеси та внутрішнє тертя в канаті, а запаси міцності z_p та інші характеристики канатів для умов їх роботи в муфтах не оцінені [16], що може призвести до недовикористання міцності канатів, або недостатньої їх надійності. Отримані формули можуть бути перевірені та уточнені за рахунок експерименту.

Тому, подальші пошуки в даній галузі слід спрямувати на:

- експериментальні дослідження статичної міцності муфт та її залежності від монтажних, технологічних та експлуатаційних факторів;
- дослідження надійності закріплення канатів у напівмуфтах та її залежності від монтажних, технологічних та експлуатаційних факторів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ефремов Л.В. Низкочастотные крутильные колебания в судовых дизель-редукторных агрегатах [Электронный ресурс] / Л.В. Ефремов, К.О. Сергеев, М.Ю. Иванов // Материалы Международной научно-технической конференции Мурманского государственного технического университета. – Мурманск, МГТУ, 2000. Режим доступа: <http://www.mstu.edu.ru/science/conferences/>
2. Васильєва О.Е. Забезпечення міцності та зносостійкості циліндричних зубчастих передач редукторів загального призначення з урахуванням дії зовнішніх динамічних навантажень: автореферат дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.02 «Машинознавство» / О.Е. Васильєва. – Львів, 2002. – 22 с.
3. Баева Л.С. Современные технологии повышения надежности и прочности судового оборудования флота рыбной промышленности [Электронный ресурс] / Л.С. Баева, Л.В. Ефремов, А.А. Маринин // Материалы юбилейной Международной научно-технической конференции, посвященной 50-летию Мурманского государственного технического университета. – Мурманск, МГТУ, 2000. Режим доступа: <http://www.mstu.edu.ru/science/conferences/>
4. Справочник судового механика в 2 т. / Авдеев Е.С., Андросов Б.И., Бегагоген Т.Н. и др.; Под общ. ред. Л.Л. Грицай. – М.: Транспорт, 1973. – Т. 1. – 696 с.
5. Морское агентство Transe service: Выполненные осмотры судов [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.trans-service.org/ru.php?section=survey&page=all>
6. Коршунов Л.П. Энергетические установки промысловых судов. – Л.: Судостроение, 1991. – 360 с.
7. Спицын Н.И. Детали машин и подъемно-транспортные машины / Н.И. Спицын, И.И. Капканец. – М.: Высшая школа, 1961. – 332 с.
8. Ривин Е.И. Сравнительная оценка конструкций соединительных муфт / Е.И. Ривин // Вестник машиностроения. – 1972. – №7. – С. 9-13.
9. Решетов Д.Н. Демпфирование колебаний в компенсирующих муфтах / Д.Н. Решетов, С.В. Палочкин // Известия вузов. Машиностроение. – 1981. – №12. – С. 13-18.
10. Малиновский В.А. Стальные канаты. Часть 1: Некоторые вопросы технологии, расчета и проектирования. – Одесса: Астропринт, 2001. – 188 с.
11. Чаюн И.М. Несущая способность подъемных канатов и лент. – Одесса: Астропринт, 2003. – 236 с.
12. Рудь Ю.С. Обоснование принципа работы и разработка методов расчета виброзащитной рукоятки переносного пневматического перфоратора с канатными упругими элементами / Ю.С. Рудь, Б.А. Гудзь, В.В. Кучма, С.И. Неймирко // Разработка рудных месторождений. – 2008. – Вип. 92. – С. 140-145.
13. Мулов Д.В. Экспериментальные исследования упруго-демпфирующих свойств кольцевых канатных демпферов / Д.В. Мулов // Наукові праці Донецького національного технічного університету. – 2008. – Вип. 16. – С. 198-203.
14. Техническая механика / Д.В. Чернилевский, Е.В. Лаврова, В.А. Романов. – М.: Наука, 1982. – 544 с.
15. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. – Харьков: «Форт», 2007. – 256 с.
16. Проценко В.О. Напряжки дослідження сталевих канатів для оцінки характеристик пружно-компенсуючих канатних муфт. // Перспективні наукові дослідження 2010. Матеріали 6-й Міжнарод. науч.-практ. конф. – София, «Бял ГРАД-БГ» ООД, 2010, Т. 14. – С. 10-14.

ВИБРОДИАГНОСТИЧЕСКИЙ МЕТОД ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА СУДОВЫХ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

В.И. Свиридов, Ю.М. Воробьев, А.А. Абдулаев
*Херсонский государственный морской институт,
Академия военно-морских сил имени П.С. Нахимова, Севастополь (Украина)*

Введение. Прогнозирование технического состояния судовых машин и механизмов является сравнительно трудной технической задачей. Это связано с тем, что на техническое состояние даже однотипных машин и механизмов влияет сочетание большого числа эксплуатационных факторов, часть которых трудно учесть.

Необходимо отметить, что разработанные до настоящего времени методы прогнозирования не дают возможность предсказать внезапные отказы, т.е. отказы, характеризующиеся постепенным изменением параметров технического состояния, например, подшипников качения до предельного значения. Прогнозировать с определенной степенью точности можно постепенные отказы, характеризующиеся постепенным изменением параметров технического состояния и обусловленные износом узлов и деталей судовых машин и механизмов. Одним из основных узлов судовых машин и механизмов, определяющим их ресурс, являются подшипники качения и скольжения.

Выбор цели и задач исследований. Основной задачей прогнозирования является определение остаточного ресурса подшипников качения судовых машин и механизмов, т.е. их наработки от начала эксплуатации до наступления предельного состояния. Определение остаточного ресурса подшипников качения позволяет объективно определить момент необходимости технического обслуживания и ремонта различного оборудования.

Несмотря на множество подходов к решению задач прогнозирования, можно выделить еще один, который предлагают авторы, как не требующий применения сложного математического аппарата.

Новый вариант решения поставленной задачи. Сущность предлагаемого метода прогнозирования остаточного ресурса подшипников качения судовых машин и механизмов заключается в использовании найденной авторами теоретически экспериментальной зависимости остаточного ресурса подшипников качения $T_{ост}$ от коэффициента виброперегрузки K_n [1-2].

Учитывая, что большинство подшипников качения судовых машин и механизмов имеют расчетный (по формуляру машин и механизмов) ресурс $T = 10 \dots 12$ тыс. часов, эту зависимость можно представить в виде:

$$T_{ост} = \frac{58956}{(1 + K_n)^r}, \text{ (час)} \quad (1)$$

где: $K_n = 10^{(L_p - 90,3)/20}$ – коэффициент виброперегрузки;
 $L_p = (L_k + 10)$ – уровень виброускорения ротора, дБ;
 L_k – уровень виброускорения корпуса подшипника, дБ;
 r – показатель степени ($r = 3$ для шарико- и $r = 3,33$ для роликоподшипников).

Остаточный ресурс подшипников качения $T_{ост}$ по формуле (1) обеспечивается при условии, что значение K_n в процессе эксплуатации судовых машин и механизмов не изменяется. Однако это условие не выполняется, т.к. коэффициент K_n зависит от (несет информацию) многих конструктивных и эксплуатационных факторов:

- температуры;

- технического состояния подшипников качения;
- количества и качества смазки;
- качества изготовления и сборки подшипниковых узлов и др.

Таким образом, коэффициент K_n является обобщенным параметром (функцией) технического состояния подшипников качения и, естественно, не может быть постоянным в процессе эксплуатации судовых машин и механизмов.

Данное положение является весьма важным, поскольку, осуществляя слежение за текущими значениями K_n по формуле (1), можно определить остаточный ресурс подшипников качения.

Для практического определения остаточного ресурса подшипников качения по результатам измерения их уровней виброускорения удобно использовать табл. 1.

Таблица 1.

Зависимость ресурса подшипников качения от коэффициента виброперегрузки K_n

Основные показатели				
K_n	L_p , дБ	L_k , дБ	T, шарик., час	T, ролик, час
0,6	86	76	14648	12738
0,7	87	77	12212	10416
0,8	88,5	78,5	10288	8633
0,9	89,5	79,5	8748	7220
1,0	90,5	80,5	7500	6098
1,1	91,5	81,5	6478	5172
1,2	92	82	5634	4444
1,3	92,5	82,5	4930	3842
1,4	93	83	4342	3334
1,5	94	84	3838	2912
1,6	94,5	84,5	3412	2564
1,7	95	85	3048	2264
1,8	95,5	85,5	2732	2006
1,9	96	86	2460	1786
2,0	96,5	86,5	2222	1600
3,0	99,5	89,5	838	618
4,0	102,5	92,5	480	296

Используя зависимость (1) или таблицу 1, можно предложить практический метод прогнозирования остаточного ресурса подшипников качения, который рассмотрим на практических примерах.

Пример 1. Известно, что в механизме или в машине установлены новые подшипники качения (например, после ремонта).

1. Измеряют общий уровень виброускорения L_k подшипникового щита или (если имеются приборы) непосредственно K_n .

2. По табл. 1 определяют остаточный ресурс подшипников качения.

3. По истечению начального периода приработки подшипников качения (не менее 48 часов) производят замену смазки. Вновь измеряют L_k и уточняют остаточный ресурс подшипников качения (как правило, общий уровень вибрации L_k уменьшается, а остаточный, согласно зависимости (1), ресурс подшипников качения увеличивается).

4. Периодичность измерения текущих значений уровней вибрации L_k , для уточнения остаточного ресурса подшипников качения, выбирается как $0,5T_{ост}$, но не реже чем через 2...2,5 тыс. часов (1 раз в три месяца). Сущность предлагаемого варианта выбора периодичности измерения показана на конкретных примерах:

Пример 1. Общий уровень виброускорения подшипникового щита $L_k = 77$ дБ, что соответствует $T_{ост} = 12212$ час. (см. табл. 1 для шарикоподшипников). Следующий замер L_k необходимо произвести через 2...2,5 тыс. час.

Если $L_k = 85$ дБ, что соответствует $T_{ост} = 3838$ час., то следующий замер производят через $0,5T_{ост}$, т.е. через 1919 часов наработки подшипников качения.

5. Результаты измерений L_k записываются в формуляр механизма. Если по мере наработки подшипников качения L_k увеличился более чем на 6 дБ (в два раза), то производят замену смазки в подшипниках качения и после этого, по вновь замеренному уровню L_k , уточняют остаточный ресурс подшипников.

Пример 2. Нарботка подшипника качения неизвестная.

1. Заменяют смазку в подшипнике качения и измеряют L_k , по которому определяют остаточный ресурс. Если величина остаточного ресурса меньше необходимого, то производят замену подшипника качения по мере возможности остановки механизма. Однако однозначно подлежат замене подшипники качения, имеющие общий уровень виброускорения подшипникового щита $L_k > 100$ дБ при условии, что смазка в них качественная.

5. Выполнение данного пункта аналогично предыдущему варианту.

Таким образом, измеряя L_k или K_n в процессе эксплуатации оборудования, уточняют остаточный ресурс подшипников качения с учетом изменения динамики процесса их разрушения (износа) и эксплуатационных факторов (температуры, вибрационной помехи от рядом работающих механизмов и др.).

Из формулы (1) вытекает, что повысить ресурс подшипников качения в эксплуатационных условиях возможно путем уменьшения K_n за счет:

- периодического проведения подбалансировки ротора (рекомендуется через 2...2,5 тыс. час.);
- своевременного (по фактическому техническому состоянию) проведению технического обслуживания и ремонта;
- контроля качества виброизолирующего крепления, если оно есть;
- подкрепления фундаментов (увеличение их жесткости) и других мероприятий.

Выводы. Совокупность приведенных данных подтверждает простоту, надежность и эффективность предлагаемого варианта, что позволяет рекомендовать его к широкому применению.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абдулаев А.А. Вибродиагностика и мониторинг энергетических машин АЭС: Учебное пособие. – Севастополь: СИЯЭ и П., 1999. – 202 с.
2. Подшипники качения: Справочник-каталог / Под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коростышевского. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.

СЕКЦІЯ 4

НЕТРАДИЦІЙНІ ТА ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ І ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ НА ТРАНСПОРТІ, ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ, ДОСВІД ЕКСПЛУАТАЦІЇ, ВИРОБНИЦТВА ТА ПРОЕКТУВАННЯ

ВЛИЯНИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ МАГНИТНО-ИМПУЛЬСНОЙ ОБРАБОТКИ (МИО) ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ ПРИБОРОВ НА СОСТОЯНИЕ ПРИМЕСЕЙ В НИХ

А.В. Богданов, А.П. Бень, С.И. Хойна

*Херсонский государственный морской институт,
ДП «Днепр-полупроводники» ОАО «Компания «Днепр»» (Украина)*

Введение. Магнитно-импульсная обработка (МИО) используется для улучшения характеристик широкого круга изделий и материалов, имеющих неупорядоченную структуру и значительное количество дислокаций, примесей, механических напряжений [1]. Исследования показали, что упрочнение стальных изделий и увеличение надёжности их работы сопровождается уменьшением плотности дислокаций и улучшения их однородности. Магнитное поле может перемещать электрические заряды (с помощью силы Лоренца), например донорно-акцепторные пары, образуемые на дислокациях, примесях, механических напряжениях и других неоднородностях в металлах, что приводит к описанным выше результатам [2]. Перемещением в магнитном поле неоднородностей, имеющих электрический заряд, можно объяснить увеличение эффективности очистки нефти и газа при их МИО, увеличение радиационной стойкости изделий и т.д.

При МИО изделий из стали производится выдержка образцов в течение около суток на неметаллических подложках. При МИО диодов Шоттки обратный ток в несколько раз возрастал, а затем медленно, в течение нескольких суток приходил в первоначальное состояние [3]. Длительная релаксация обратного тока диодов Шоттки объяснялась рекомбинацией носителей заряда на донорно-акцепторных парах (ДАП), образованных ионами диэлектрической плёнки и свободными носителями заряда в кремнии.

Актуальность исследований. Актуальность исследований МИО полупроводниковых приборов заключается в возможности использования нового метода их диагностики, т.е. разбраковки по качеству готовых изделий. По аналитической зависимости величины обратного тока диодов от времени, приведённой в работе [3], можно сделать оценку расстояния между ионами в ДАП. Однако, наибольший интерес представляет возможность необратимого перемещения примесей уже в готовых приборах под воздействием их МИО.

Постановка задачи. Задачей предлагаемой работы является выбор условий, при которых происходило бы необратимое перемещение неоднородностей под воздействием МИО (изменение профиля распределения примеси уже в готовых изделиях) так, как это происходит в металлах. Примеси в полупроводниках закреплены в его решётке значительно сильнее, чем в металлах, что требует более целенаправленного воздействия МИО.

Результаты исследований. Исследования МИО диодов Шоттки, проведённые совместно Херсонским государственным морским институтом и Херсонским полупроводниковым заводом [3], показали появление аналогичной долговременной релаксации обратного тока. Отличительной особенностью образования неравновесного заряда в диодах Шоттки являлась сильная зависимость его величины от направления магнитного поля при МИО. Такая зависимость может быть обусловлена образованием ДАП на ориентированной в пространстве границе раздела изолирующей диэлектрической плёнки с полупроводником. Изменений характеристик диодов Шоттки под воздействием МИО, обусловленных смещением ионов на фоне сильных нестабильностей электрических характеристик образцов, в данной работе замечено не было. Это может быть обусловлено следующими причинами.

1) Изменение профиля распределения примеси в выпрямляющих переходах обычно контролируется измерением вольтфарадных характеристик. Наблюдаемая релаксация обратного тока диодов Шоттки не сопровождалась стабильным изменением его вольтфарадных характеристик [3].

2) Распределение примеси в выпрямляющих переходах металл-полупроводник (диоды Шоттки) резкое. Концентрация примеси в полупроводнике сравнительно небольшая. Большое расстояние между примесями требует больших напряжённостей магнитного поля для их перемещения.

3) Выпрямляющий контакт металла с полупроводником в диодах Шоттки характеризуется наличием большого количества неоднородностей, обусловленных сильно отличающейся структурой металла и полупроводника. Именно эти неоднородности и обуславливают сильную нестабильность обратного тока диодов Шоттки после МИО.

Профиль распределения примеси в выпрямляющем переходе (а значит, и основные характеристики прибора) определяется в основном температурой (обычно 800-1200⁰С) и временем (десятки и сотни минут) диффузии примеси. В готовом приборе с нанесёнными металлическими контактами, а иногда покрашенными и маркированными, очевидно, температурная корректировка профиля распределения примеси при указанных температурах, невозможна. Корректировка профиля распределения примеси МИО полупроводниковых приборов, причём как диодов, так и приборов с большим количеством выпрямляющих переходов, при указанных выше условиях, возможна уже в готовых приборах.

Выводы. Для изменения профиля распределения примеси в выпрямляющем переходе (механического смещения примеси) полупроводниковых приборов при помощи МИО необходимо, чтобы были выполнены следующие условия:

1) Выпрямительные переходы должны быть образованы диффузией примеси в полупроводники, как содержащие меньшее по сравнению с диодами Шоттки количество неоднородностей.

2) Диффузионный выпрямляющий переход должен быть достаточно резким, чтобы МИО более существенно влияла на его характеристики.

2) Величину смещения в пространстве легирующих примесей под воздействием МИО контролировать изменением вольтфарадных характеристик полупроводниковых приборов.

3) Параметры импульсов магнитного поля (величину, форму, направление и т.д.) подбирать таким образом, чтобы их величина была максимально большой, но предшествовать тепловому разогреву прибора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Малыгин Б.В., Бень А.П. Магнитное упрочение изделий (теория и практика). – Херсон: Издательство Херсонского государственного морского института, 2009. – 352 с.
2. Богданов А.В., Малыгин Б.В. Электропроводность твёрдых тел по донорно-акцепторным парам. – Херсон: Вестник ХНТУ, 2010. – Вып. 1 (37). – С. 28-32.
3. Богданов А.В., Бень А.П., Хойна С.И. Релаксация обратного тока диодов Шоттки после их магнитно-импульсной обработки (МИО). – Херсон: Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы, 2010.

PROSPECTS OF ALTERNATIVE SOURCES OF ENERGY AND ENGINES USED IN SHIPS PROPULSION AND POWER PLANTS

A.V. Goncharenko

Kherson State Maritime Institute (Ukraine)

Introduction. Nowadays the internal combustion engine is an enormously popular kind of machinery [1, 2]. Diesel engines have become progressively more important because of the cheaper fuel oil price for them and significantly lower specific fuel oil consumption [1-3].

Urgency of researches. The urgency of the researches for some alternative resources of energy and certain new types of engines is dictated by the unavoidable depletion of the Earth's crude oil deposits. The analysis of the latest researches and publications shows that attempts are still being made in the field of coal-water slurries reciprocating internal combustion engines creation, development, and improvement. The researches are conducted because of the vast reserves of coals comparatively to the explored foreseen crude oil ones [4].

It is also very important to struggle against air and marine environment pollutions which also stimulates researchers for seeking for alternative and new responses to those challenging tasks [5].

The main purpose of the paper is aimed at making a state-of-the-art review helping substantiating theoretical prospects and feasibility chances for the future engineering development and technical progress.

In this sense the problem of energy savings, environmental pollutions, steady state development, and their different combinations seems to be always unsolved.

The main content. The material of the paper includes information from the sources (1-5). The attention of researchers is drawn, amongst new sources of energy, to hydrogen, wind and solar energy, also to the energy of marine waves.

The expediency of the hydrogen use in ships propulsion and power plants is connected to its advantages such as the absolute absence of toxicity of the exhaust gases, high calorific value and possibility to use in the modern types of engines and fuel oil elements, which have high efficiency for transformation the chemical energy into the electric one. However one should take into account and negative properties of hydrogen: high costs, difficulties for storing due to its low density in gaseous and liquid phases, large expenses and energy consumptions for liquefying (up to 50 kWh/kg), increased explosion- and fire-dangerousness. The calorific value of 1 m³ of hydrogen in the liquefied state (the temperature of storing at the atmospheric pressure is 20 K) is 4.3 times less than that one of the diesel fuel oil or heavy fuel oil, and the calorific value of 1 m³ of hydrogen in case of its storing in the state of pseudo-hydrides of metals is 2.3-3 times less than that one of the analogous volume of the liquid organic fuel oil. The researches are conducted and already there are first results of the use of hydrogen in internal combustion engines (the efficiency decreases for 3-5 %), getting hydrogen at the thermo-chemical processes, storing in the pseudo-hydrides of metals and others.

To the number of ecologically clean sources of energy in ships propulsion and power plants belong the wind and solar energy, also the energy of marine waves. One should reckon it prospective the wind engines and propellers which firstly could be used on board the ships as some auxiliary sources of energy, and then, by the course of evolution of engineering and technology of these machines and contraptions, as the main. There are no principle technical difficulties in using wind energy on board the ships, although the problem solution is complicated by the instability of the energy of this kind, the absence of the experience of working with the wind engines, unsatisfactorily technical-economical substantiations. With the rising up of the fuel oil prices and slowing down the speeds of transporting vessels the advantages of the sail propellants and wind engines are increasing.

There is an experience of the wind energy using on board the modern vessels. In Japan there was built the largest sail cargo vessel of the loading capacity of the 31 thousand tons, which left the Yokogama port to perform her maiden voyage. She is equipped a diesel engine and two rigid sails of the total surface area of 352 m². At the strong favorable downwind the fuel oil savings constituent up to 30 %.

The other more successful example of the wind energy use is demonstrated by the so-called “SkySails” technology [6, 7]. Depending on the wind conditions on the routes traveled and the frequency of use of the “SkySails”-System, average annual savings generally amount to between 10 and 35%.

The solar energy on board the vessels can be used with the help of two devices: photo-elements and mirror focusing devices. Due to low efficiency, high costs, and instability it is probably unexpected to use the solar energy for ships propulsion and power plants.

The energy of marine waves can be used on board the ships with the help of hydraulic, hydro-pneumatic, or mechanical wave-transformers. The efficiency of such a kind of transformers is still not a high enough. Researches for using the marine waves energy is conducted in many countries.

Experts deem that in the nearest years (20-40 years) the main kinds of energy for ships would be the chemical of the organic fuel oil, nuclear, and the wind ones.

Principle innovative engines with the properties improved in comparison to the existing have not emerged though the recent years.

Researches results. It is appropriate to mention that the long-term predictions of the science and engineering development cannot be reliable because of some unavoidable mistakes. The performed some alternative sources of energy and newest engines state-of-the-art review lets substantiating theoretical prospects and feasibility chances for the future engineering development and technical progress.

Conclusions. The searching for some alternative energy sources and new engine types will probably never stop. One of the newest energy saving technology is the “SkySails” which combines both the energy savings up to 50 % and development of the auxiliary propulsion plant. Moreover for nowadays it really exists and is being operated on board the ships such as of container carriers, heavy-lifts, tankers vessels. The gradual improvement of the “SkySails”-System is successfully going on.

LITERATURE

1. Kuiken K. Diesel engines for ship propulsion and power plants from 0 to 100,000 kW: in 2 parts / K. Kuiken. – Target Global Energy Training, Onnen, The Netherlands, 2008. – 1 part. – 512 p.
2. Kuiken K. Diesel engines for ship propulsion and power plants from 0 to 100,000 kW: in 2 parts / K. Kuiken. – Target Global Energy Training, Onnen, The Netherlands, 2008. – 2 part. – 444 p.
3. Судовые энергетические установки / Г.А. Артемов, В.П. Волошин, Ю.В. Захаров, А.Я. Шквар. – Л.: Судостроение, 1987. – 480 с., ил.
4. Белоусов Е.В. Создание и совершенствование твердотопливных поршневых двигателей внутреннего сгорания: монография / Е.В. Белоусов. – Херсон: ОАО «ХГТ», 2006. – 452 с.
5. Суднова енергетика та Світовий океан: Підручник / В.М. Горбов, І.О. Ратушняк, Є.І. Трушляков, О.К. Чередніченко; За ред. В.М. Горбова. – Миколаїв: НУК, 2007. – 596 с.
6. Turn wind into profit [Електронний ресурс] / SkySails GmbH & Co. KG. – Hamburg-Germany: SkySails, 2009. – 1 електрон. опт. диск (CD-ROM).
7. Technology information. Turn wind into profit [Електронний ресурс] / SkySails GmbH & Co. KG. – Hamburg-Germany: SkySails, 2009. – 1 електрон. опт. диск (CD-ROM).

МАГНИТНО-ИМПУЛЬСНАЯ ОБРАБОТКА УГЛЕВОДОРОДОВ

В.И. Кавун, М.Ю. Коновалов, В.В. Клименко

Херсонский государственный морской институт (Украина)

Введение. Современная энергетика находится в сложном состоянии бурного развития и одновременно в ожидании качественных перемен. Если ведущие страны мира прилагают серьезные финансовые и технические усилия для сдерживания темпов роста своего энергопотребления, то отстающие – прилагают не менее впечатляющие усилия для развития своей энергетики. Результатом является общий рост производства энергии на 1,6% в год, что приведет к его увеличению на 50% за 25 ближайших лет.

Выбор цели и задач исследования. Быстрый рост энергопотребления происходит на фоне явного истощения и стремительного удорожания основного мирового ресурса, обеспечивающего почти 40% мирового энергопотребления – нефти и неспособности найти ей адекватную и долговременную замену. Все это заставляет более тщательно оценивать имеющиеся энергоресурсы и принимать все более жесткие меры для их эффективного и экономного использования.

Новое решение поставленной задачи. Вопросы ресурсосбережения энергоносителей – одно из направлений работы лаборатории ресурсосбережения кафедры СЭУ ХГМИ под руководством профессора, д.т.н., Малыгина Б.В. В лаборатории при кафедре проводятся комплексные исследования влияния магнитно-импульсной обработки на углеводороды.

Магнитно-импульсная обработка не является новой. В 80-е годы XX века велись подобные исследования, однако из-за относительно низких цен на топливо и невысокой эффективности работы систем на основе ферритов, практического применения не нашли.

В последние годы были разработаны новые высокоэнергетические магниты на основе сплавов редкоземельных элементов, магнитные характеристики которых на порядок превосходят ферриты. Проведен ряд теоретических исследований по изучению влияний импульсного (градиентного) поля на углеводороды, в частности воздействие на С-С и С-Н связей в длинных углеводородных цепочках, а также кластерах топлива для получения более коротких соединений.

Результатом проведенных в лаборатории практических работ и исследований стало создание экспериментальных образцов магнитных активаторов топлива. Данные образцы прошли технические испытания в лаборатории судовых энергетических установок и технической эксплуатации Одесского национального морского университета с использованием системы мониторинга и диагностики рабочего процесса.

Испытания подтвердили, что жидкое углеводородное топливо при прохождении градиентных зон магнитного активатора изменяет свои физико-химические свойства – результатом является изменение динамических и экономических характеристик двигателя.

В ходе проведенных испытаний был зафиксирован целый ряд изменений величин, характеризующих рабочий процесс двигателя: возросло среднее индикаторное давление P (MiP) на 8 – 10% максимальное давление сгорания P_{max} на 3.5 – 4%, максимальная скорость повышения давления при сгорании $\alpha P/\alpha \varphi$ на 1÷2%...

Все это подтверждает, что топливо сгорает более полно, увеличилась мощность двигателя, уменьшилось количество выбросов, загрязняющих окружающую среду, а в пересчете на экономические параметры, расход потребляемого двигателем топлива уменьшился на 8-10%.

Выводы. Результаты проведенных исследований дают информацию для проведения дальнейших исследований, завершением которых будет внедрение в производство магнитных активаторов для дальнейшего использования на двигателях внутреннего сгорания различного типа.

НОВАЯ МАГНИТНО-ИМПУЛЬСНАЯ АППАРАТУРА ДЛЯ АКТИВАЦИИ И ЭКОНОМИИ ОРГАНИЧЕСКИХ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЕЙ

Б.В. Малыгин, А.П. Бень

Херсонский государственный морской институт (Украина)

Введение. Работа относится к области магнитно-импульсной обработки воды, топлива и других органических и неорганических материалов.

Фирма «Магнитрон» и Херсонский государственный морской институт приступает к выпуску в 2010 году нового магнитного реактора для активации жидких и газообразных энергоносителей.

Общая характеристика устройства и эффективности работы

Магнитный реактор или установка «Магнитрон-Топливо ЛЮКС» предназначена для:

- очистки добываемой нефти, нефтепродуктов и газа от влаги, различных солевых компонентов, минеральных и неминеральных примесей;
- регулирование коэффициента трения в дисперсной системе при ее транспортировке;
- улучшение фракционного разделения нефти при последующем крекинге (температурная обработка);
- улучшение скорости и качества перекачки и транспортировки нефтепродуктов;
- снижение потерь (как фракционных, так и системных) при транспортировке и переработке нефти;
- повышение качества основных топливных компонентов за счет их поляризации магнитным полем;
- снижение основной массы потерь транспортируемых полезных энергоносителей;
- повышение теплоотдачи топливных компонентов при сжигании их в ДВС;
- повышение производительности перекачивающего и транспортирующего оборудования;
- повышение выхода высокооктановых бензинов.

Примечание.

Технология, параметры, масса установки и технологические показатели ее работы определяются и выполняются в соответствии с **Заданием Заказчика**.

В установке используется магнитная обработка жидкодисперсной и газодисперсной системы с применением специальных шариковых поляризаторов.

Параметры работы аппарата задаются микропроцессором в зависимости от характеристики исходного продукта. Корректировка режима проводится микропроцессором с обратной связью, учитывающей состав, дисперсность и скорость прохождения потока.

В аппаратах «Магнитрон-Топливо ЛЮКС» используется низкочастотное магнитно-импульсное поле биологически безопасного энергетического спектра.

Аппараты технологически универсальны, надежны в работе, удобны в эксплуатации, по конструктивным особенностям практически безопасны.

Аппаратура прошла опытно-промышленную проверку в течение 1985...2010 гг. На ряде нефтедобывающих и газодобывающих предприятий России, Украины, Европы и показала отличные результаты.

Аппаратура и методология магнитно-импульсной очистки нефти и газа на аппаратах серии «Магнитрон-Топливо ЛЮКС» аналогов в мире не имеет, и может быть рекомендована для промышленных целей.

Оборудование выпускается под конкретный заказ, без ограничения производительности исходного энергоносителя.

Таблица 1.

Основные показатели магнитного реактора для активации жидких и газообразных энергоносителей

№	Показатель	Значение
1.	Напряжение питания, В	220
2.	Частота, Гц	50
3.	Диапазон регулирования выходной мощности, %	10-100
4.	Режим работы – автоматический, управляется микропроцессом	
5.	Число автоматически регулируемых параметров	5-10
6.	Напряженность поля соленоида, кА/м	1...5000
7.	Величина индукции, мТл	1...2000
8.	Изменение полярности «Север-Юг» (если требуется по технологии)	автоматическое
9.	Изменение частоты	автоматическое
10.	Изменение амплитуды	ступенчатое
11.	Производительность, куб.м/час нефть газ	10...250 100...21400
12.	Соленоид длина, м диаметр, мм	750...1260 70...150
13.	Наполнитель – поляризатор	Стальные шарики
14.	Эффективность работы (на сколько %) а) очистка от воды, солей и примесей нефть, газ б) повышение качества за счет поляризующих компонентов, % нефть газ	12,5...85,6 18,2...74,7 8,8...34,2 21,4...39,6
15.	Масса комплекта, кг	Согласно техническому заданию

Выводы. Эффективность работы предлагаемых магнитных реакторов для активации жидких и газообразных энергоносителей свидетельствует о целесообразности их широкого применения.

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И УСТАНОВКИ ДЛЯ МАГНИТНОЙ ОБРАБОТКИ УГЛЕВОДОРОДНОГО ТОПЛИВА

Б.В. Малыгин, А.П. Бень, В.В. Клименко
Херсонский государственный морской институт (Украина)

Введение. Работа относится к области магнитно-импульсной обработки материалов, в частности – углеводородных топлив.

Известны трудности по экономии жидких энергоносителей. С этой целью в ХГМИ разработана перспективная технология и установки для магнитно-импульсной обработки нефтепродуктов. Основная задача – снизить расход топлива для основной сферы автомобильного, морского и железнодорожного транспорта.

Основное содержание выполняемой работы. Настоящая информация объединяет сведения о конструкции и эксплуатации опытно-промышленной аппаратуры «Магнитрон-Топливо», именуемой в дальнейшем «Аппарат», и её основные технические параметры, которые гарантируются Изготовителем.

Данный аппарат защищен патентом на изобретение.

Назначение технологии

В технологии МИО и аппарате используется низкочастотное магнитное поле биологически безопасного энергетического спектра.

Технология магнитной обработки углеводородного топлива применяется на автотранспорте, в тепловозном и морском комплексе. Основана на компьютерной магнитно-импульсной поляризации и активации компонентов топлива – в основном нефтепродуктов (дизельное топливо, бензин и др. топлива). Магнитная активация компонентов топлива ведется на опытно-промышленной установке «Магнитрон-Топливо» модели 2009 г. Выполняются два варианта установки для магнитной обработки топлива. Первый вариант для активации компонентов топлива на мощных заправляющих станциях и второй – МИО для топлива, применяемых в индивидуальных агрегатах (автомобилях, тепловозах и любых других машинах, использующих дизельное топливо).

Назначение установок

Установки технологически универсальны, надежны в работе, удобны в эксплуатации. По конструктивным особенностям установки практически электробезопасны.

Установки предназначены для:

1. Магнитно-импульсной обработки любых жидких энергоносителей, применяемых на автомобильном, морском и железнодорожном (тепловозном) транспорте с целью уменьшения его расхода на 8,3-17,6%.
2. Снижения выброса в окружающую среду вредных газов и продуктов сгорания не менее чем на 15%.
3. Повышения экологических показателей работы транспортных средств не менее чем на 20%.
4. Повышения работоспособности и ресурса основных механизмов (дизельных агрегатов) транспортных средств за счет более равномерного сгорания топлива и снижения износа деталей форсунок, клапанов, цилиндров, других механизмов дизельного привода и т.п. не менее чем на 25%.
5. Повышения качества условий труда и безопасности персонала, обслуживающего транспортные средства (в среднем на 15%).
6. Установка абсолютно безопасна по радиационным, биологическим и другим экологическим показателям как для персонала, так и для окружающей среды. Рекомендована для применения в промышленно-транспортном комплексе Украины.

Таблица 1.

Техническая характеристика установки

№	Показатели	Вариант 1 (Минимагнитрон)	Вариант 1 (Максимагнитрон)
1	Магнитная напряженность поля в реакторе, кА/М	0,12...10,8	0,50...15,6
2	Индукция, мТл	0,86...150	0,86...150
3	Габариты, LxD, мм	280x150	1115x200
4	Производительность, л/час (Регулируемая)	5,5...160,7	100...1800
5	Вихревое вращение потока	автоматическое	автоматическое
6	Масса комплекта, кг	4,3...15,6	42,0...118,5
7	Время работы, мес.	24...36	24...48
8	Группа безопасности реактора	абсолютно безопасный	безопасный

Примечание:

1. Колебания в показателях характеристики установки обусловлены широкими ее возможностями для любых транспортных средств, использующих как жидкое, так и газообразное топливо.
2. Миникомпьютер применяется только для Варианта 2.

В установке использованы стандартные материалы и гостовские комплектующие, общепринятые для Украины, стран СНГ и Европы.

Стоимость комплекта с технологической инструкцией и гарантийным обслуживанием зависит от технологического задания Заказчика.

Комплектность установки.

Установка состоит из реактора (магнитно-импульсный концентратор градиентного типа), миникомпьютера, арматуры и паспорта инструкции по эксплуатации для конкретного вида транспортного средства.

Устройство аппарата

1. Рабочий комплект аппарата «Магнитрон-Топливо» состоит из соленоида-активатора углеводородного топлива (для Варианта 1) и соленоида-активатора с управляемым магнитным потоком при помощи миникомпьютера для магнитной обработки жидких энергоносителей (для Варианта 2).

2. Первая модель МТ – 01 имеет стационарное магнитное поле градиентно-дискретной топографии, что помогает активировать жидкий энергоноситель по всему объему трубы реактора. Подбор магнитной системы в данном случае проводится в соответствии с техзаданием Заказчика.

3. Вторая модель МТ – 02 – это универсальный магнитно-импульсный реактор. Режим магнитной активации топлива выполняется миникомпьютером, в котором сосредоточены наиболее оптимальные программы МИО.

4. Первая модель – «Минимагнитрон – МТ – 01» работает без внешнего источника питания (только на постоянных магнитах специальной конструкции и топографии поля).

5. Вторая модель – «Макситрон – МТ – 02» работает за счет внешней электроэнергии; компьютер в блоке управления определяет режим МИО при прокачивании топлива через реактор. В устройстве применяется комбинация постоянных магнитов с электромагнитами.

6. Схема установки аппарата для МИО нефтепродуктов показана на рис. 1. Внешний вид реактора одной из моделей показан на рис. 1.

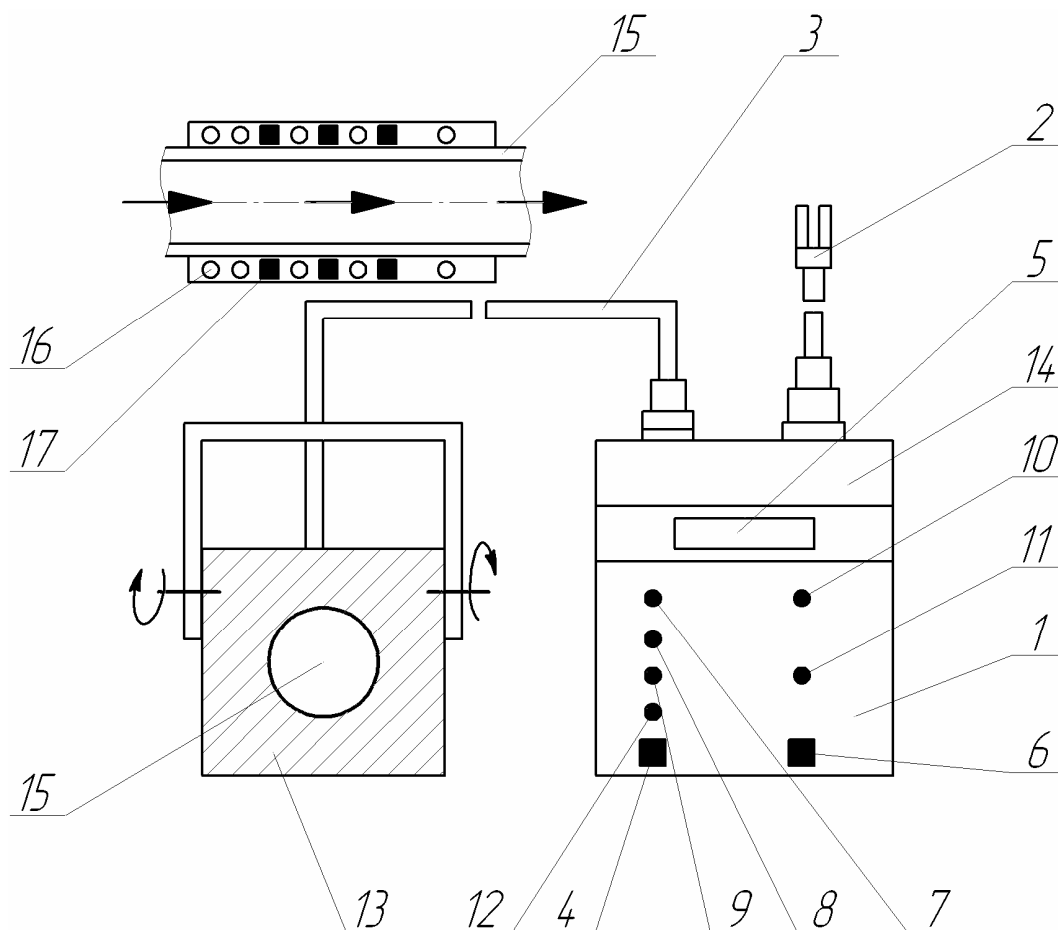


Рисунок 1. Схематический вид комплекта

1. Лицевая панель блока управления.
 2. Шнур подключения аппарата к сети 220 В.
 3. Шнур для подключения соленоида (индуктора) к блоку управления.
 4. Кнопка включения аппарата в сеть с индикатором включения.
 5. Цифровой индикатор.
 6. Кнопка включения «Выбор режима».
 7. Индикатор «Число импульсов».
 8. Индикатор «Длительность импульсов».
 9. Индикатор «Длительность паузы».
 10. Кнопка «Больше».
 11. Кнопка «Меньше».
 12. Кнопка «Старт» (сеть) с индикатором включения работы аппарата.
 13. Соленоид-реактор.
 14. Блок управления с кнопкой «Пуск-Стоп».
 15. Труба, по которой течет жидкое топливо.
 16. Обмотка соленоида.
 17. Постоянные магниты для формирования особой топографии поля.
- Внешний вид предлагаемого магнитного реактора показан на рисунке 2.

Некоторые рекомендации применения режима МИО для активации органических энергоносителей на модели МТ – 02 приведены в таблице 2. Упрощенные (средние) данные приведены для легковых, грузовых автомобилей, тепловозов, тяжелых большегрузных автомашин, транспортных средств карьерной техники, а также плавсредств среднего тоннажа.

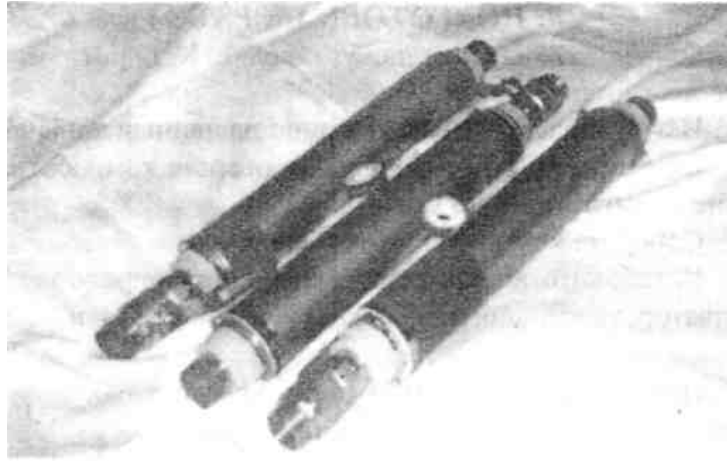


Рисунок 2. Внешний вид магнитного реактора модели МТ – 01

Меры безопасности

1. По степени защиты от поражения электрическим током аппарат соответствует 2 классу и при эксплуатации не требует заземления.
2. Распространение электромагнитного поля индуктора аппарата во внешнюю среду незначительно. Поэтому по воздействию поля на обслуживающий персонал аппарат является безопасным.
3. Подключение аппарата выполняют лица, изучившие настоящую инструкцию, прошедшие инструктаж по технике безопасности, или специалисты, имеющие группу допуска для работы на электроустановках с напряжением до 1000В.
4. При работе с аппаратом применять только реактор из его комплекта. Применение других индукторов должно согласовываться с Изготовителем аппарата.
5. По завершении работы аппарат отключить от сети и вынуть вилку из розетки.
6. Ремонт снятого с гарантии аппарата проводить после его отключения от сети.
7. Пункты 5 и 6 следует выполнять, если на коллекторе жидкого топлива применяется реактор модели № 2.

Основу установки составляет миникомпьютер, позволяющий активировать жидкое топливо по более чем 100 программам, возможно применение типовых ПК.

Таблица 2.

Основные рекомендации по режимам работы

№	Марка энергоносителя	Автоматический режим МИО программа компьютера	Эффективность средняя, %	Примечание
1	Бензин 70, 80...90	АР, программа 3–5	118...137	Заправочные станции
2	Бензин 92...108	АР, программа 2, 4, 6	120...133	--/--
3	Дизтопливо	АР, программа 7, 8	132...151	АЗС
4	Бензин 70...90	АР, программа 9, 10, 12	117...129	Магистраль
5	Бензин 92...108	АР, программа 9, 14, 15	119...131	Магистраль
6	Дизтопливо	АР, программа 9...15	130...149	Магистраль
7	Бензин 70...90	АР, программа 7, 8, 12, 15	115...135	Завод производитель
8	Бензин 92...108	АР, программа 9, 14, 15	115...134	--/--
9	Дизтопливо	АР, программа 10, 12, 18, 21	128...154	--/--

Из таблицы 2 следует, что эффективность МИО зависит от качества продукции конкретного нефтеперерабатывающего завода, но во всех случаях превышала традиционные показатели расхода топлива на 18...54 %.

Выводы. Приведенные данные показывают перспективы МИО жидкого топлива практически для любых транспортных средств.

СЕКЦІЯ 5

ПРОБЛЕМИ ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ У СФЕРІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ, ВИРОБНИЦТВА І ПРОЕКТУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І УСТАТКУВАННЯ

ВЛИЯНИЕ КОНВЕНЦИЙ ИМО НА ИЗМЕНЕНИЕ НОРМАТИВНЫХ ДОКУМЕНТОВ ПО ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВ, ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ И СЗУ

Н.В. Бидуля

Херсонский государственный морской институт (Украина)

Введение. Целью принятия морских Конвенций ООН и ИМО и поправок к ним является узаконить и распространить на уровне правительств стран-участниц передовых достижений науки и хорошей морской практики для улучшения эксплуатации и надежности судна, как комплекса по перемещению грузов и условий для сохранения человеческой жизни на море [1]. Механизм принятия Конвенций должен быть понятным курсантам, что требует его анализа при подготовке соответствующей лекции. Решение данного вопроса является главной целью выполненной работы.

Реализация поставленной цели. Обычно внедрение конвенций и поправок к ним происходит в течение определенного срока, после наступления которого Поправка приобретает силу закона для всех правительств стран-участниц Конвенции. Под термином «хорошая морская практика» понимается распространенный опыт плавания и перевозки грузов, принятый морским сообществом и напечатанный в информационных источниках и учебных пособиях. Не секрет, что во Второй мировой войне использовался торговый флот как «вторая колонна», который понес огромные потери тоннажа и отличного кадрового состава, но приобрел неоценимый опыт плавания в океане и выживания. Из 237 субмарин «Кригс марине» Германии, в 1942 году, на 212 командирами лодок стали капитаны и старшие помощники гражданских судов со средним возрастом 28 лет. С механиками и того более – все без исключения механики на ПЛ были призваны из гражданских судов. Аналогичная картина сложилась и на советском подводном флоте. Маринеско, Лунин, Щедрин (выпускник ХМУ) – были штурманами торгового флота. Это позволяет сделать вывод, что должный опыт имеется у того, кто много ходит в море.

Конвенция СОЛАС была принята первый раз 20 января 1914 года вскоре после гибели «Титаника», задолго до появления ИМО.

Принятая ИМО в 1974 году СОЛАС-74/78 жестко внесла поправки по всем частям в Правила Регистров мира: возросли требования к конструкции судов, механической части, радиотелеграфии и спасательным и противопожарным средствам, перевозке опасных грузов и МППСС-72 (безопасности мореплавания) [2]. Ратификация конвенции СОЛАС-74/78 повлекла за собой внесение изменений в Правила технической эксплуатации СТС, в противопожарное оборудование, правила постройки судов. Сейчас внедрены около 36 поправок СОЛАС-74/78, в том числе и важнейшие из них – танкерные, газовозные и пассажирские поправки. Резолюции А.744(16), А.746(18), Протокол 1988 г. к СОЛАС создал условия к разработке и внедрению ИМО Международных Кодексов по танкерам, химовозам и газовозам. Все поправки – санкционные, за нарушения их применяются штрафные санкции в портах и на заводах. Высочайший бум 60-х годов по активному строительству мирового торгового флота был результатом развития промышленности мира и перевозок ее продукции торговым флотом. Внедрены Процедуры проверок в портах инспекторами портового контроля и контроля государства флага, которое несет судно. Возросла эффективность работы ИМО и его воздействия на морской бизнес и охрану моря и окружающей среды. Набрала законную силу обязательная для всех судов Конвенция 1966 года «О грузовой марке». С трудом вступила в силу конвенция о незагрязнении моря с судов и Протоколы к ней – МАРПОЛ-78. Возросшие требования конвенций СОЛАС и МАРПОЛ заставили правительства всех стран пересмотреть программы подготовки морских специалистов. Так родилась

Конвенция ПДМНВ (ПДНВ), по которой живут все моряки, совершающие международные рейсы.

Аналогично, требования СОЛАС изменили ПТЭ ДВС, внесли изменения на длительность межремонтных периодов судов в зависимости от возраста судна. Расширились требования к классификационным обществам, пересмотр их статуса в ИМО и самого объединения регистров МАКО (АЯКС). Развилась хорошо встреченная плавсоставом мира ГСОС, Гармонизированная система освидетельствования и оформления свидетельств – резолюция А.718(17) и Протокола 1988 г., упростившего процедуры предъявления судов экипажами.

Поправки к СОЛАС-74/78 начали вводиться сразу после введения СОЛАС. Так СОЛАС стал попросту инструментом на переходном пути введения новшеств в конструкцию судов и законодателем эталонных проектов машинных отделений, механизмов, компоновки последних [3].

Поправки MSK27(61), MSK31(63), MSK.35(63), MSK42(65), опубликованные в Резолюциях ИМО, и поправки к главам 1Х. Х. 1Х (МКУБ) изменили отношение к подходу оценки обученности экипажей и компаний борьбе за живучесть судна. МКУБ вообще был разработан в ММФ СССР, но не был введен из-за недоработок как раз на уровне ММФ по причине смены министров и борьбы за власть перед развалом страны. Подхваченный ИМО ИКУБ и сейчас идет по бюрократическому пути, а не по пути вложения денег компаниями на борту судов, а не ожидать повышения обученности моряков по живучести в ЦПАП. Этому учат только на судах. И для этого нужны небольшие капиталовложения и внимание компаний, без которых невозможно решение данной проблемы.

В работе ИМО по подготовке Конвенций, влияющих на морскую отрасль, принимают участие Международная организация труда (МОТ), Международное агентство по атомной энергетике (МАГАТЭ), Конференция ООН по охране окружающей среды (ЮНЕП), Международная организация здравоохранения (ВОЗ), Международная палата судоходства (ПТС), Международная палата стандартизации (ИСО), Международная торговая палата, ЮНЕСКО, ЮНКТАД и др.

К сожалению, следует констатировать, что в то же время ИМО является зачастую вынужденным инструментом развитых судоходных стран, таких как Норвегия, Япония, США и Соединенного Королевства, иногда спешно вводящих документы, которые не в состоянии освоить более слабые страны. К сожалению, приходится констатировать, что Украина разбазарила свои три мощнейших в мире парохозяйства и скатилась в рейтинге морских держав с 10 места в мире на 46. Рейтинг подготовки моряков Украины падает неуклонно. Моряки, подготовленные в ЧМП, появились на рынке и заняли первое место в мире, а в данное время старые моряки ушли на пенсию, а качество подготовки новых – снизилось: рядового состава до 20% от 1995 года. Рейтинг украинского комсостава упал до 50%. Однако эта проблема разрешима. Новое министерство образования работает над изменениями.

Вывод. С целью выполнения главных задач подготовки специалистов флота, изменения в текстах Конвенций ИМО учитываются учебными заведениями, что находит отражение в изменении программ преподавания при внедрении Болонского процесса обучения в планах специальных дисциплин на нашей кафедре.

ЛИТЕРАТУРА

1. Позолотин Л.А., Торский В.Г. Международные Конвенции, кодексы, Рекомендации ИМО и МОТ. – Одесса: «Астропринт», 1988. – 104 с.
2. Правила технической эксплуатации судовых технических средств. – Одесса: «Мортехинформреклама», 1984. – 388 с.
3. Гаврилов В.С., Камкин С.В., Шмелев В.П. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. – Москва: Транспорт, 1985. – 288 с.

ТЕХНОЛОГІЧНА ПІДГОТОВКА КУРСАНТІВ ВИЩИХ НАВЧАЛЬНИХ ЗАКЛАДІВ

О.І. Гедвілло, Н.П. Знамеровська
Херсонський державний морський інститут (Україна)

Вступ. Дана робота присвячена проблемі технологічної підготовки курсантів морського інституту з урахуванням сучасних вимог до якості підготовки фахівців технічного профілю.

Актуальність даної роботи полягає у тому, що вона піднімає дуже важливе питання технологічної підготовки курсантів морського інституту. Аналізуючи зміст навчальних програм та беручи до уваги сучасні вимоги до підготовки майбутніх фахівців, можна зробити висновок про необхідність якісного формування у майбутніх механіків певної системи технологічних знань та вмінь. При цьому дуже важливо встановити мінімальний обсяг теоретичних знань та практичних умінь у технологічній підготовці, що необхідні випускнику. На основі висунутих науковцями вимог до підготовки фахівця певної галузі, ми ставимо за мету у цій роботі – розглянути основні напрямки технологічної підготовки курсантів, на їх основі розробити достатньо ефективну комплексну систему технологічної підготовки, яка повинна охоплювати та встановлювати взаємозв'язки з дисциплінами, що вивчаються курсантами. Передусім це стосується професійно-орієнтованих дисциплін, таких як "Вища математика", "Загальна фізика", "Інженерна та комп'ютерна графіка", "Матеріалознавство та технологія матеріалів", "Технічна механіка", "Теорія механізмів і машин та деталі машин" та інші.

Аналіз стану проблеми. Як показав аналіз навчальних планів, усі без виключення дисципліни, що вивчаються курсантами у вищих закладах, спрямовані на формування професійних знань та вмінь, необхідних майбутньому фахівцю. Це повною мірою відноситься й до формування конструкторсько-технологічних знань та вмінь.

Проведене нами дослідження констатувало, що кожна із дисциплін, що знаходиться у навчальному плані підготовки майбутніх працівників річкового та морського транспорту і передусім – професійно орієнтовані дисципліни, дозволяють здійснювати технологічну підготовку курсантів.

Запропонований варіант рішення. Для ефективного вирішення цієї важливої задачі, як мінімум потрібна відповідна технологічна підготовка викладачів із різних дисциплін.

Для цього слід приділити особливу увагу змісту таких понять, як "технологічні знання" і "технологічні вміння".

Беручи до уваги тлумачення поняття "технологія", що наведено в енциклопедії та змісту поняття "знання" та "вміння", що надані М.Д. Ярмаченком, можна орієнтовно дати їм такі визначення [1]:

- Технологічні знання – це перевірені практикою результати пізнання різних способів обробки конструкційних матеріалів, правильне їх відображення в мисленні людини у вигляді явищ, понять, суджень, теорій.

- Технологічні вміння – це набуті знання чи здібності обробляти конструкційні матеріали, котрі відображають підготовленість до практичних або теоретичних дій, що виконуються швидко, точно та свідомо.

Загальновідомо [2, 3], що для того, щоб відмінно здійснювати в технологічну підготовку фахівців та формувати у них технологічні знання та вміння, майбутнім інженерам необхідно мати досить широкі та глибокі теоретичні знання основ сучасного судноплавства. Основні питання, що характеризують промислове виробництво, без знань яких неможливо повною мірою здійснювати технологічну підготовку курсантів:

1. Поняття виробничого та технологічного процесу суднобудування.

2. Види суднобудівного виробництва.
3. Види заготовок, способи їх отримання та обробки.
4. Поняття про припуски на обробку та способи їх визначення.
5. Технологічне оснащення сучасного суднобудівного виробництва.
6. Основні елементи технологічного процесу.
7. Поняття про технологічність конструкцій деталей.
8. Основні принципи побудови технологічного процесу.
9. Технологічна документація.
10. Поняття розрахунку норм часу технологічного процесу.

Зрозуміло, що з усього переліку технологічних дисциплін, що вивчаються курсантами морських інститутів, неможливо назвати таку, яка включила б усі основні питання, що відносяться до їх технологічної підготовки

У той же час є такі дисципліни, при вивченні яких утворюються особливо сприятливі умови для формування технологічних знань та вмінь курсантів. До таких дисциплін можна віднести "Матеріалознавство та технологія матеріалів". На жаль, можна відмітити, що далеко не в усіх вищих морських закладах України цій дисципліні приділяється належна увага.

Звертаючи увагу на значення технологічної підготовки курсантів, нами запропоновано методичні рекомендації з технологічної підготовки курсантів, які сприятимуть ознайомленню їх з основами технології як науки, а також покажуть можливість напрямів формування їх технологічних знань та вмінь.

Проведені нами дослідження дозволяють встановити основні вимоги до змісту технологічних знань та вмінь курсантів, які треба формувати в процесі навчання їх у вищих навчальних закладах.

Як відомо, однією з основних задач суднобудування є підйом ефективності виробництва, його технічного рівня та випуску конкурентоспроможної продукції. Збільшення виробничих потужностей, зростання об'єму виробництва, удосконалення показників праці та собівартість повинні незмінно відповідати покращенню якості продукції, підвищенню її експлуатаційної довготривалості та надійності.

Одним із напрямків вирішення даного питання є розробка та включення в суднобудівне виробництво технологічних способів зміцнення конструкційних матеріалів. У зв'язку з цим, наприклад, у зміст курсу "Технологія матеріалів" доцільно включити питання, невід'ємно пов'язані з технологічною підготовкою курсантів та розглянути основні відомості про нові прогресивні технології обробки конструкційних матеріалів, які стосуються кораблебудування. До їх переліку, на нашу думку, бажано включити такі методи обробки матеріалів, як пластичне деформування, термомеханічну обробку, обробку холодом, поверхневим загартуванням, хімічну та електрохімічну, променеву, плазмову з використанням ультразвукових коливань та інші.

Великий вплив на підвищення рівня технологічної підготовки курсантів привносить ознайомлення їх з основними перспективними напрямками розробки і розвитку зовсім нових конструкційних матеріалів, що раніше не використовувалися, та які відповідають сучасним вимогам науки і техніки. З них можна виокремити наступні:

1. Виготовлення бездефектних металів.
2. Виготовлення композиційних матеріалів з нитковидними кристалами.
3. Виготовлення аморфних металевих сплавів.
4. Виготовлення сплавів з пам'яттю форми.
5. Виготовлення сплавів космічної технології та інші.

Як свідчать проведені нами дослідження процесу організації навчальної діяльності курсантів, при навчанні успішно застосовується конструкторсько-технологічна система. Провідна ідея системи – органічне сполучення виконавчої та творчої діяльності, тобто конструювання та розробка технології.

Вивчення стану технологічної підготовки курсантів засвідчує, що вона не зовсім відповідає вимогам сучасності. Ми виокремлюємо такі основні причини цього явища:

1. Діючі навчальні плани технологічної підготовки інженерів-механіків не включають технічні дисципліни, що безпосередньо спрямовані на технологічну підготовку. При цьому можна відмітити, що у теоретичних курсах таких дисциплін, як "Технологія матеріалів" та низки інших, є питання, що розкривають окремі аспекти виробничих та технологічних процесів сучасного суднобудування.

2. У неповній мірі за даним напрямком підготовки спеціалістів використовуються дисципліни, що пов'язані із практичною підготовкою курсантів.

3. Відсутність необхідної навчальної та методичної літератури з формування технологічних знань та вмінь не сприяє вирішенню цієї важливої проблеми.

4. Руйнування постійних творчих зв'язків ВНЗ з суднобудівними підприємствами, відсутність можливості під час екскурсій знайомитися з сучасним виробництвом негативно відображається на технологічних знаннях та вміннях курсантів.

Нами систематизовано методiku, при якій процес технологічної підготовки поділяється на п'ять етапів.

1. Попереднє планування. Після з'ясування суті технологічного планування надають плани обробки деталей, не згадуючи окремих операцій, а лише вказують основні етапи роботи.

2. Складання поопераційного плану виготовлення виробів.

3. Складання планів обробки, де вказуються необхідні для кожної операції інструменти та устаткування.

4. Нормування трудового процесу.

5. Планування розподілу праці. На цьому етапі практичне завдання дається не окремому, а бригаді або підгрупі.

Звичайно, навчаючи курсантів складанню технології, треба спиратися на певний обсяг знань. Такий обсяг знань може включати в себе:

1) знання про правила вибору конструкційного матеріалу, визначення форми й розмірів заготовок, потрібних для виготовлення тієї або іншої деталі;

2) знання основних способів удосконалення технології виготовлюваних виробів:

а) зменшення кількості оброблюваних поверхонь;

б) заміна однієї операції іншою, більш продуктивною;

в) суміщення двох або кількох операцій;

г) збільшення швидкості обробки;

д) застосування різних пристроїв при виготовленні виробів;

є) використання методу групової обробки.

Таким чином, для забезпечення виконання перелічених вище завдань, інженер-механік повинен мати достатньо високу технологічну підготовку. Нижче наведено основні технічні відомості про технологічні процеси і послідовність їх розробки, знання яких необхідні майбутньому спеціалісту.

Одну і ту саму деталь можна обробляти по-різному, залежно від її призначення і того, у якій кількості вона потрібна. Цілком зрозуміло, що все це вимагає додаткових знань з технології.

Також слід відзначити, що не дивлячись на те, курсанти не завжди мають достатньо чіткі уявлення про елементи технологічного процесу. У зв'язку із цим їм слід ґрунтовно розібратися з такими елементами технологічного процесу, як операція, установка, позиція, перехід, прохід, робочий прийом.

Формувати технологічні знання та вміння курсантів на практиці можливо тільки при умові їх безпосередньої участі у розробці технологічного процесу. З цією метою необхідно залучати курсантів до виконання технологічних завдань. Розглянемо зміст технологічних завдань у тій послідовності, в якій їх доцільно ставити перед курсантами.

1. Пояснення технологічного процесу.

Курсанти ознайомлюються з технологічною і документацією. Тому передусім їм треба навчитись читати технологічні карти. Викладач дає необхідні пояснення, а потім перевіряє, наскільки правильно зрозуміли його курсанти. Для цього він пропонує курсантам пояснити зміст технологічної карти, тобто розповісти, в якій послідовності вони виконують роботу, за допомогою яких інструментів оброблятимуть деталь тощо.

2. Вибір інструментів.

До вибору інструментів курсанти будуть підготовлені після того, як ознайомляться з відповідними операціями і з інструментами, що застосовуються. Спираючись на ці знання, викладач пропонує курсантам самостійно вибрати інструменти.

3. Вибір способу установ заготовок та інструментів.

У процесі набуття практичного досвіду з обробки матеріалів курсанти зустрічаються з різними можливими способами закріплення заготовок та інструментів. Правильний вибір способу закріплення заготовки та інструментів є технологічним завданням, яке доцільно ставити перед курсантами для самостійного розв'язання після того, як вони опанують відповідним навчальним матеріалом.

4. Визначення послідовності виконання операцій.

Щоб правильно скласти послідовність виконання трудових операцій, треба чітко уявляти собі, як повинна видозмінюватися форма заготовки у процесі обробки з тим, щоб перетворення її у готову деталь проходило найраціональніше. У зв'язку з цим дуже важливо ознайомити курсантів із загальними правилами складання маршруту технології і створити уявлення про операційні ескізи заготовки.

5. Складання операційної технології.

Виготовлення будь-якої деталі включає, як правило, кілька трудових операцій. Тому після складання послідовності операцій доводиться визначити зміст останніх. У даному разі курсанти повинні мати знання загальних правил, вироблених практикою суднобудівних підприємств. Так само, як і при складанні послідовності виконання операцій, вони повинні вміти уявляти собі у просторі, який "слід" залишатиме той або інший інструмент на оброблюваній заготовці.

6. Самостійна розробка технологічного процесу.

Переходячи від простих технологічних завдань до складних, курсанти поступово опановують технологію виготовлення деталей на достатньо високому рівні.

Технологічна діяльність курсантів полягає у складанні технологічних процесів на обробку деталей. Практично курсанти заповнюють технологічні картки. Отже, щоб заповнити технологічну картку, треба мати певні знання та вміти їх використовувати.

Зокрема, потрібно знати елементи технологічного процесу, правила вибору інструментів (різальних та вимірювальних), правила установлення послідовності операцій під час обробки матеріалів, правила визначення послідовності переходів протягом виконання кожної операції.

Висновки. Для здійснення технологічної підготовки курсантів потрібно технологічні знання подавати курсантам поступово і відповідно до них ставити перед ними певні практичні завдання технологічного характеру.

ЛІТЕРАТУРА

1. Педагогічний словник. – К.: "Педагогічна думка", 2001.
2. Никифоров В.М. Технология металлов и конструкционные материалы. – М.: "Высшая школа", 1986. – 360 с.
3. Сальников Г.П. Технология машиностроения и конструкционные материалы. – К.: "Техника", 1974. – 320 с.

PROBLEMS OF SPECIALISTS TRAINING IN THE FIELD OF SHIPS PROPULSION AND POWER PLANTS OPERATION ON THE PRINCIPLES OF THE SUBJECTIVE ANALYSIS

V.O. Kasyanov, A.V. Goncharenko
*National Aviation University,
Kherson State Maritime Institute (Ukraine)*

Introduction. It is quite a challenge to operate such a complex object as a ship's propulsion and power plant [1, 2]. The process of a specialist training in the field of ships propulsion and power plants operation in basic forms lasts for a few years. It has different aspects in the terms, ages, levels, directions, and steps of education. Also it differs from other educational concepts in training programs, with a few prolonged periods of the documentary assessed and confirmed demonstrated competences, due to the future career of a marine engineer officer in the field of operation. Therefore, there are different ways for achieving the goal. Moreover, international Standards of Training, Certification, and Watchkeeping (STCW) for seafarers imply three levels for positions on board the ships [3].

Urgency of researches. The peculiarities of such a kind of training have been implemented in the revised STCW Convention [3]. Accordingly to the STCW Code the International Shipping Federation (ISF) issued On Board Training Record Book for Engineer Cadets [4] as a kind of documentation for a cadet's seagoing service.

The analysis of the latest researches and publications shows that attempts are made in the direction of the training improvement in order to respond the challenges of nowadays. Although, that is an actual and important problem which relates to scientific problems of optimization of the process of education. All those ideas should take into account the subjective preferences of percipients who are our cadets.

The theory of subjective analysis allows evaluating the distribution of preferences and subjective entropy in application to the educational problems of training in the real view [5-7].

The main purpose of the paper is aimed at a goal of the scientific substantiation of the optimality for the process of marine specialists training in the field of ships propulsion and power plants operation on the principles of the subjective analysis.

The problem formulation. The task setting implies building a criterion of optimization and then modeling parameters influence.

The main content (material) is a theoretical background for a training process. There are three subjects participating in the process: a "Cadet", "Institute", and "Ship-owner". In accordance with sources [5-7] it is postulated that any subject forms his own preferences at the set of achievable for his goals alternatives with the help of a functional taken in a rather general view:

$$\Phi_{\pi} = \alpha H_{\pi} + \beta \varepsilon + \gamma N \quad (1)$$

where H_{π} – the subjective entropy; $\varepsilon = \varepsilon(\pi, U, \dots)$ – a function of subjective effectiveness; N – normalizing condition; α, β, γ – structural parameters, they can be considered in different situations as Lagrange coefficients, weight coefficients or endogenous parameters which represent certain psychic properties.

For this problem setting we choose the functional (1) in the view of:

$$\Phi_{\pi} = - \sum_{i=1}^N \pi(\sigma_i) \ln \pi(\sigma_i) - \beta \sum_{i=1}^N \pi(\sigma_i) R(\sigma_i) + \gamma \sum_{i=1}^N \pi(\sigma_i), \quad (2)$$

where N – the number of alternatives σ_i which are achievable for the subject; $\pi(\sigma_i)$ – a function of subjective preferences of the subject concerning achievable for him alternatives σ_i ; $R(\sigma_i)$ – a function of resources for achieving the i^{th} alternative.

The each subject optimizes his own functional (2) Φ_{π}^C , Φ_{π}^I , Φ_{π}^S and gets preferences $\pi_C(\sigma_i)$, $\pi_I(\sigma_i)$, $\pi_S(\sigma_i)$ respectively. For this problem there are two common alternatives σ_1 and σ_2 from the point of view of each of the participants. Namely they are:

1. For the cadet C : σ_1 – to become a seafarer and to study at the institute for the goal, σ_2 – not to become a seafarer and therefore not to study at the institute;
2. For the I : σ_1 – to teach the C in order for him to become a seafarer of the S , that also means that the S prefers the C taught at the I , σ_2 – not to teach the C ;
3. For the S : σ_1 – to recruit the C taught at the I , σ_2 – not to recruit him.

The decisions are made by the subjects at the levels of the subjective entropies H_{π}^C , H_{π}^I , H_{π}^S , given in the view of:

$$H_{\pi} = - \sum_{i=1}^N \pi(\sigma_i) \ln \pi(\sigma_i), \quad (3)$$

if they are lower than the corresponding entropies of the decisions making “thresholds” H_{π}^{*C} , H_{π}^{*I} , H_{π}^{*S} for them accordingly to a situation. Optimization criteria for the training process include certain combinations of influences of the I upon the magnitudes of the values of the functionals (1, 2) and entropies (3) H_{π}^C , H_{π}^I , H_{π}^S , also the “thresholds” H_{π}^{*C} , H_{π}^{*I} , H_{π}^{*S} ; and they result in higher probabilities for the C to become a seafarer of the S .

The problem solution includes preferences functions in the view of:

$$\pi(\sigma_i) = \frac{e^{-\beta R(\sigma_i)}}{\sum_{i=1}^N e^{-\beta R(\sigma_i)}}. \quad (4)$$

In the simplest case, with just the two possible states for C , which correspond to the two given alternatives σ_1 and σ_2 , for the first derivatives of the probabilities to be in the corresponding state with respect to time, there is a system of two differential equations (by Erlang):

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_0(t)}{dt} &= -\lambda \cdot p_0(t) + \mu \cdot p_1(t), \\ \frac{dp_1(t)}{dt} &= \lambda \cdot p_0(t) - \mu \cdot p_1(t). \end{aligned} \right\}. \quad (5)$$

where p_0 – probability for the C not to be a seafarer of the S , that means the “0” state for the marked graph of the states and transitions in the result of the alternative σ_1 attaining; p_1 – probability for the C to be a seafarer of the S , the “1” state, σ_2 is achieved; t – time; λ and μ – intensities of the events flow which transfer the C into the “1” or “0” state respectively.

There is a definite solution for the probabilities of the states for the system (5)

$$p_0(t) = \frac{\mu + \lambda \cdot e^{-(\lambda+\mu)t}}{\lambda + \mu}, \quad p_1(t) = \frac{\lambda}{\lambda + \mu} \cdot (1 - e^{-(\lambda+\mu)t}). \quad (6)$$

Intensities of the events flow λ and μ change accordingly with the entropies expressed by formula (3) dependently on preferences (4).

Researches results. In the practical application of the problem solution, in case of the system of two independent random variables, given by their two recourses normal logarithm distributions for C , with the expectations of $E_{\sigma_1}[in] = 28.803$ for incomes in the result of achieving the alternative σ_1 and $E_{\sigma_1}[ex] = 12.674$ for expenses for attaining the alternative σ_1 ,

illustrated in the figure 1; and for the corresponding values for the alternative σ_2 $E_{\sigma_2}[in] = 7$ and $E_{\sigma_2}[ex] = 5$ respectively; the functions of resources from the expressions (2, 4)

$$R^C(\sigma_1) = E_{\sigma_1}[in] - E_{\sigma_1}[ex], \quad R^C(\sigma_2) = E_{\sigma_2}[in] - E_{\sigma_2}[ex]. \quad (7)$$

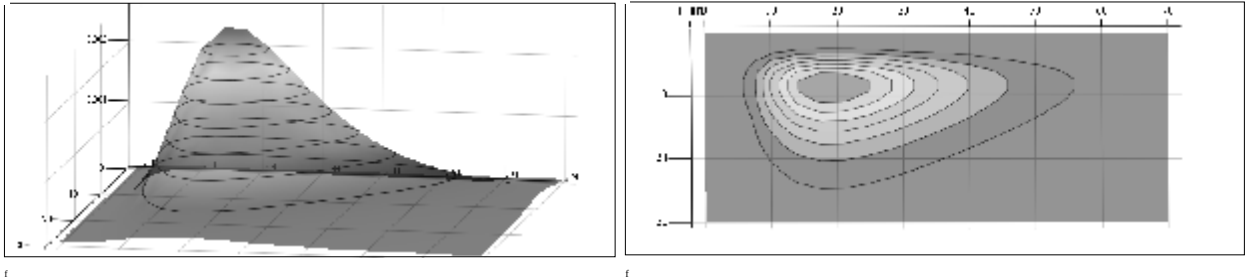


Fig. 1. Distribution of the recourses as the system of the two independent random variables

Corresponding values are $R^C(\sigma_1) = 16.13$, $R^C(\sigma_2) = 2$. The preferences of the equations (4) are $\pi_C(\sigma_1) = 0.682$ and $\pi_C(\sigma_2) = 0.318$. The entropy $H_\pi^C = 0.625$. The analogous procedure of (1-7) gives the values for the I and S . Their combinations result in $\lambda = 1/30$ and $\mu = 4/300$, that gives the limited values of $p_0 = 0.286$ and $p_1 = 0.714$. When the I forms the subjective preferences and entropies of the C and the S it makes λ to become $4/30$, which in its turn changes the limited values of probabilities to $p_0 = 0.091$ and $p_1 = 0.909$.

Conclusions. Criteria include the entropies of the subjective preferences as a measure of uncertainty for the subjects to make their decisions.

In the course of a three/six-year period of education the I forms the subjective preferences and entropies as the measures of uncertainty for the C , and for S it lasts much longer. There are special time intervals for practical training; they are controlled by STCW and ISF and play the special role in the process of the subjective preferences and entropies formation.

Conceptual thesis and principle notions of the paper need further applicable researches.

LITERATURE

1. Kuiken K. Diesel engines for ship propulsion and power plants from 0 to 100,000 kW: in 2 parts / K. Kuiken. – Target Global Energy Training, Onnen, The Netherlands, 2008. – 1 part. – 512 p.
2. Kuiken K. Diesel engines for ship propulsion and power plants from 0 to 100,000 kW: in 2 parts / K. Kuiken. – Target Global Energy Training, Onnen, The Netherlands, 2008. – 2 part. – 444 p.
3. IMO Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping (STCW 78/95), with amendments and supplements, approved by Safety at Sea Committee in 1995, 1997, 1998, 2000. – 381 p.
4. On board training record book for engine ratings, – 80 p. (Donated to Kherson Maritime College by Marlow Navigation).
5. Kasyanov V.O. Subjective analysis: Monograph. – K.: NAU, 2007. – 512 p. (Russian)
6. Kasyanov V.O. Elements of subjective analysis: Monograph. – K.: NAU, 2003. – 224 p. (Russian)
7. Kasjanov V.O., Goncharenko A.V. Models of competitors' preferences influence upon the number of seafarers on board and ashore // Modern information and innovation technologies on transport: Proceedings of the International scientific-practical conference. Vol. 1. – Kherson: Publishing house of Kherson State Maritime Institute, 2010. – P. 160-164.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИ НЕОБХОДИМОГО «ВРЕМЯ-СЕЧЕНИЯ» ФАЗ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОПЕРЕЧНО-ЩЕЛЕВОЙ ПРОДУВКИ МЕТОДОМ ПРОФЕССОРА ОРЛИНА

В.Л. Лисовой

Херсонский государственный морской институт (Украина)

Введение. При изучении дисциплины «Судовые двигатели внутреннего сгорания и их эксплуатация» возникают сложности в изучении и определении фаз газораспределения. Целью работы является устранение указанного недостатка.

Новый путь реализации поставленной цели. Предлагается более простой и достаточно полный вариант, основанный на методе проф. Орлина [1].

На исходном этапе, из-за сложности действительного процесса газообмена в ДВС приходится делать упрощающие предположения:

1. Поток установившийся: т.е. скорости в точках потока газа не изменяются во времени.
2. Поток одномерен, т.е. скорости движения изменяются в направлении одной координаты, обычно вдоль длины трубопровода.
3. Процесс истечения из окон принимают адиабатным, а процесс изменения состояния газов в цилиндре в период выпуска-продувки – политропным.
4. Коэффициенты истечения окон принимают постоянными (усреднёнными).
5. Давления в выпускном трубопроводе и ресивере продувочного воздуха принимают постоянными, а перепад давлений – только в выпускных и продувочных окнах.

В качестве исходного уравнения при расчёте газообмена принято уравнение расхода газов

$$dG = m \cdot f \cdot y \sqrt{\frac{P_1}{V_1}} dt$$

где: P_1 – мгновенное значение давления;

V_1 – мгновенное значение удельного объёма газа;

f – мгновенное значение сечения органов газообмена;

μ – коэффициент истечения газа;

ψ – коэффициент расхода газа.

Интегрирование уравнения расхода приводит к выражению:

$$\int \frac{f dt}{V_i} = - \frac{1}{m \mu y \sqrt{P_0 V_0}} \int \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d \left(\frac{P_1}{P_0} \right) - \frac{1}{m \sqrt{P_0 V_0}} \int \frac{1}{y \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}}} \cdot \frac{dV_i}{V_i}$$

Используемому при определении теоретически необходимого «время-сечения» предварения выпуска и свободного выпуска, а также для определения теоретически необходимого «время-сечения» принуждённого выпуска и продувки.

Для определения теоретически необходимого «время-сечения» фазы свободного выпуска (политропическое расширение истекающего газа, наличие над- и подкритической областей истечения) используется формула:

$$A_{св} = \int_{t_6}^{t_{цн}} f dt = \frac{V_{ср}}{m_6 \sqrt{T_6}} \left(\left(0,496 + 0,102 \left(\frac{P_z}{P_{цн}} \right) \right) \cdot \left(\frac{P_6}{P_z} \right)^{0,115} - 0,59 - 0,09 \ln \frac{V_{цн}}{V_6} \right) \quad (1)$$

При отсутствии подкритической области истечения в фазе свободного выпуска формула (1) принимает вид:

$$A_{\text{ис}} = \int_{t_{\text{с}}}^{t_{\text{уд}}} f dt = \frac{0.59 \cdot V_{\text{ср}}}{m_{\text{с}} \sqrt{T_{\text{с}}}} \left(\left(\frac{P_{\text{с}}}{P_{\text{цн}}} \right)^{0.115} - 1 - 0.173 \ln \frac{V_{\text{цн}}}{V_{\text{с}}} \right) \quad (2)$$

где: $V_{\text{с}}$ и $V_{\text{цн}}$ – объёмы цилиндра соответственно в начале и в конце свободного выпуска;

$m_{\text{с}}$ – коэффициент расхода выпускных окон;

$T_{\text{с}}$ и $P_{\text{с}}$ – температура и давление в цилиндре двигателя в момент открытия выпускных окон;

$P_{\text{с}}$ – давление газа в выпускном патрубке;

$P_{\text{цн}}$ – давление в цилиндре в момент окончания свободного выпуска;

$V_{\text{ср}}$ – среднее значение объёма цилиндра при свободном выпуске.

$$V_{\text{ср}} = \frac{V_{\text{с}} + V_{\text{цн}}}{2}$$

Продувка-наполнение. Расчётная зависимость для теоретически необходимого «время-сечения» продувки получается в предположении, что процесс истечения является адиабатическим и происходит при постоянных значениях давлений продувочного воздуха в ресивере, в цилиндре и в выпускном патрубке с переменной скоростью потока наддувочного воздуха ниже критической:

$$A_{\text{пр.нап.}} = \int f_n dt = 0.185 \frac{j_o V_h P_o \sqrt{T_s}}{m_n \cdot j_n \cdot P_s \cdot T_o} \quad (3)$$

или, если отнести P , T и ϕ к условиям в наддувочном ресивере (P_s , T_s , j_c):

$$A_{\text{пр.нап.}} = \int f_n dt = 0.185 \frac{j_s V_h}{m_n \cdot j_n \sqrt{T_s}} \quad (4)$$

где: P_o и T_o – давление и температура окружающей среды;

P_s и T_s – давление и температура в наддувочном ресивере;

j_o – коэффициент избытка продувочного воздуха по параметрам окружающей среды;

j_s – коэффициент избытка продувочного воздуха по параметрам в наддувочном ресивере;

m_n – коэффициент расхода продувочных окон;

j_n – функция, определяемая из выражения:

$$y_n = \sqrt{2g \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\left(\frac{P_{\text{ц.н.}}}{P_s} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_{\text{ц.н.}}}{P_s} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} \quad (5)$$

где: κ – показатель политропы сжатия.

Расчётная формула принуждённого выпуска:

$$A_{\text{н.в.}} = \int f_{\text{нн}} dt = (V_h \cdot T_s \cdot j_s - G_{\text{с}}) \frac{\sqrt{R \cdot T_{\text{ц}}}}{\varepsilon_{\text{с}} \cdot y_n \cdot P_{\text{ц.н.}}} \quad (6)$$

где: j_s – удельный вес воздуха по параметрам в наддувочном ресивере;

$T_{\text{ц}}$ – средняя температура газов за период принужденного выпуска;

$\varepsilon_{\text{с}}$ – расчётный коэффициент (смотри ниже) согласования опытных данных с расчётными;

$y_{\text{с}}$ – функция отношения $\frac{P_T}{P_{\text{ц.н.}}}$

$$y_{\text{с}} = \sqrt{2g \frac{m}{m-1} \left(\left(\frac{P_T}{P_{\text{ц.н.}}} \right)^{\frac{2}{m}} - \left(\frac{P_T}{P_{\text{ц.н.}}} \right)^{\frac{m+1}{m}} \right)} \quad (7)$$

где: m – показатель политропы расширения;

$G_{\text{с.г.}}$ – вес газов, вытекающих за период свободного выпуска до начала продувки.

$$G_{\text{с.г.}} = \left(\frac{P_{\text{с}} \cdot V_{\text{с}}}{R \cdot T_{\text{с}}} - \frac{P_{\text{ц.н.}} \cdot V_{\text{ц.н.}}}{R \cdot T_{\text{ц.н.}}} \right) 10^{-4} \quad (8)$$

Исходными данными для расчёта процессов газообмена двухтактного двигателя являются параметры, полученные при расчете рабочего цикла и принятые геометрические размеры цилиндра и органов газообмена:

1. Коэффициенты избытка продувочного воздуха j_o и j_s , отнесённые к условиям окружающей среды P_o и T_o или к P_s и T_s выбираются следующим образом:

В двухтактных ДВС с наддувом целесообразно пользоваться коэффициентом j_s , выбирая численное значение его в зависимости от P_s в пределах 1,05÷1,40. Меньшие значения j_o и j_s относятся к прямоточным системам газообмена, большие – к контурным.

2. Давление $P_{\text{с}}$ в первом приближении можно выбрать для МОД в пределах (2,5÷3,5) P_s .

3. Температура $T_{\text{с}}$ обычно равна 1000–1200 К.

Для ориентировочной оценки $T_{\text{с}}$ А.С.Орлин рекомендует следующее соотношение:

$$T_{\text{с}} = K_m \frac{P_{\text{с}}}{P_{\text{к}}} T_s$$

где: K_m для двигателей с контурной системой газообмена составляет 0,85÷1,25.

Ошибка в оценке $T_{\text{с}}$ незначительно сказывается на результатах расчёта газообмена.

4. Объём цилиндра в момент открытия выпускных элементов:

$$V_{\text{с}} = V_c + V_h (1 - y_{\text{вып.}})$$

где: V_c – объём камеры сжатия;

$y_{\text{вып.}}$ – доля хода поршня, занятая выпускными органами.

Значение объёма цилиндра для любого угла поворота коленвала, в том числе и объём $V_{\text{с}}$ в (значение угла поворота кривошипа j_x отсчитывается в этом случае от ВМТ).

$$V_x = V_c + \frac{V_n}{2} \left(1 - \cos j_x + \frac{l}{4} \cos 2j_x \right)$$

Если расчет продувки производится с выпуском через окна, значение давления $P_{\text{с}}$, объёма $V_{\text{с}}$ и температуры $T_{\text{с}}$ принимаются из теплового расчёта (параметры точки «в» индикаторной диаграммы).

Давление газов в газоотводе P_T для двухтактных двигателей с наддувом составляет $(0,85 \div 0,94) P_s$. Давление в цилиндре P_d в момент открытия продувочных окон обычно несколько выше, чем P_s , что объясняется эжектирующим эффектом выпускных газов, а также значительным превышением к этому моменту уже открытых сечений выпускных органов, расположенных над сечениями продувочных. Давление P_d может быть больше P_s на 0,1–0,2 МПа, не вызывая заметного заброса газов в наддувочный ресивер. Последнее объясняется быстрым падением давления газов в рассматриваемый период за счёт эжектирующего потока выпускных газов и малой степенью открытия продувочных окон.

Для МОД значение P_d находится в области несколько ниже линии (см. рис. 1), что объясняется уменьшением эжектирующего действия газов.

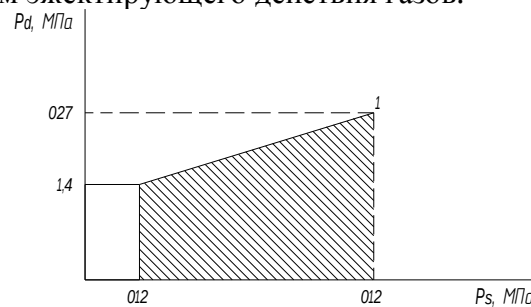


Рисунок 1. Взаимосвязь между P_d и P_s .

Взаимосвязь между P_d и P_s оценивается зависимостью: $0,95P \leq P_d \leq 1,4P_s$.

При расчёте газообмена нет необходимости добиваться низшего значения предела P_d , так как это связано, во-первых, с трудностями его осуществления, во-вторых, потерями, вызывающими понижение индикаторных параметров двигателя. Следует считать рациональным для тихоходных двигателей равенство или незначительное превышение давления в цилиндре по сравнению с давлением воздуха в ресивере.

Рекомендуемые значения коэффициентов для расчета каждой фазы газообмена для поперечно-щелевой продувки:

1. Свободный выпуск $\mu = 0,65 \div 0,75$.
2. Продувка $\mu_p = 0,7 \div 0,75$.
3. Принуждённый выпуск $\Theta_g = 0,5 \div 0,8$.
4. Соотношение давлений

$$a = \frac{P_{ц.н.} - P_z}{P_s - P_z} = 0,3 - 0,5$$

Однако опыт показывает, что достаточно надёжно процесс очистки – наполнения осуществляется при отношении располагаемого «время-сечения» к теоретически необходимому в диапазоне $0,9 \div 1,5$. Представляется целесообразным, чтобы отношение располагаемого и теоретически необходимого «время-сечения» было ближе к единице.

Для выпускных окон допустим более широкий диапазон. В расчёте указанные пределы достигаются подбором не только величины коэффициента расхода, а всего комплекса параметров, обеспечивающих газообмен.

Значение функции y_n при определении «время-сечения» продувки можно определить по формуле (5), приняв $K = 1,4$, или для упрощения можно воспользоваться графической зависимостью (рис. 2).

Аналогично, значение функции y при определении «время-сечения» принуждённого выпуска можно определить по формуле (7) или по графику рис. 2, приняв $m = K = 1,3$.

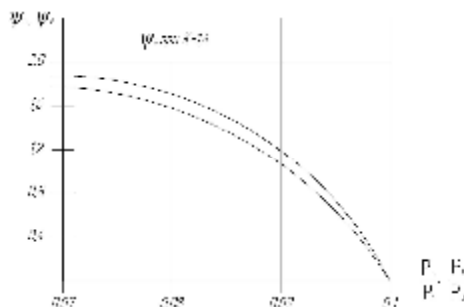


Рисунок 2. Графическая зависимость для установления связи между Ψ и P

Выбранные размеры окон, фазы газораспределения в двухтактном двигателе и проходное сечение выпускных и продувочных органов проверяют на условную, среднюю за процесс, скорость газа равную за период:

1) Свободного выпуска

$$W_{с.в.} = \frac{G_{св} \cdot u_s}{A_{с.в.}^P}$$

2) Принуждённого выпуска

$$W_{н.в.} = \frac{j_s \cdot V_h - G_{св} \cdot u_s}{A_{н.в.}^P}$$

где: u_s – удельный объём воздуха по параметрам P_s и T_s

$$u_s = \frac{R \cdot T_s}{P_s \cdot 10^4}$$

$A_{св}^P$, $A_{н.в.}^P$, A_n^P – располагаемое «время-сечение» соответственно для свободного выпуска, принуждённого выпуска и продувки.

Определение значения средних условных скоростей:

1. Свободный выпуск $W_{с.в.}$ – (200÷500) м/сек;
2. Принужденный выпуск (через окна) $W_{н.в.}$ – (50÷150) м/сек;
3. Продувка (однорядная щелевая, без клапанов) $W_{н.в.}$ – (80÷140) м/сек.

Помимо условной скорости, для оценки результатов расчёта служит отношение величин располагаемого и необходимого «время-сечения» A/A_p , которое должно находиться в пределах 0,9÷1,1.

Для обеспечения хорошего качества очистки и наполнения цилиндра необходимо также правильно выбрать отношение «время-сечения» продувки и принуждённого выпуска $A_p^P/A_{н.в.}$. В противном случае увеличится коэффициент остаточных газов и давление продувочного воздуха P_s . В двигателях с контурной продувкой $A_n/A_p = 0,75 \dots 0,95$.

Располагаемое «время-сечение» при неизменных размерах, расположении и фазах газораспределения зависят от скоростного режима двигателя, т.е. от угловой скорости вращения коленвала двигателя. Поэтому при определении располагаемого «время-сечения» должна быть оговорена частота вращения коленчатого вала двигателя.

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{p}$$

Т.к. при уменьшении частоты вращения располагаемое «время-сечение» увеличивается, то расчёт обычно ведется только на режиме номинальной частоты вращения. Некоторое уменьшение располагаемого «время-сечения» при кратковременной перегрузке главных двигателей не существенно, т.к. частота вращения вала при этом не превосходит (1,03÷1,05) пн.

Хотя при расчете располагаемого «время-сечения» обычно отдают предпочтение графическим методам, в настоящее время есть возможность использовать аналитические методы решения задач с помощью компьютера.

Для МОД с поперечно-щелевой продувкой и с полностью открываемыми поршнем окнами постоянной ширины при расчёте необходимы параметры:

1. S_o – расстояние верхней кромки от ВМТ.
2. S_k – расстояние нижней кромки от ВМТ.
3. β – угол наклона окна к оси цилиндра.
4. γ – угол оси окна к оси цилиндра в плане.
5. S – мгновенное расстояние верхней кромки поршня от ВМТ при прохождении им окна.

«Время-сечение» в этом случае может быть описано уравнением:

$$2 \int_{t_o}^{t_{\text{мк}}} f dt = \frac{2}{w} B \cdot R \cdot \sin b \left((n-m)(a_o - a_n) + \left(1 + \frac{l}{4} - m \right) (a_n - a_o) - (\sin a_k - \sin a_o) - \frac{l}{8} (\sin 2a_k - \sin 2a_o) \right)$$

где: ω – угловая скорость;

n – номинальная частота вращения;

B – ширина окна;

R – радиус кривошипа;

$$n = \frac{S_k}{R}; \quad m = \frac{S_o}{R}; \quad l = \frac{R}{L}.$$

L – длина шатуна;

α – угол поворота кривошипа, отсчитываемый от ВМТ и соответствующий мгновенному значению S (рад).

Принимая последовательно различные сочетания параметров, находим оптимальные размеры продувочных и выпускных окон.

Для применения поперечно-щелевой продувки с продувочными выпускными окнами без дополнительных устройств (вращающихся заслонок, автоматических клапанов, подпоршневых полостей) необходимо выполнить следующие условия:

1. Номинальная частота вращения двигателя должна составлять ≈ 60 1/мин.
2. Давление продувочного воздуха в ресивере должно составлять не менее 0.3 МПа.
3. Предельно уменьшить высоту продувочных и выпускных окон (уменьшить долю потеряннного хода поршня) с обеспечением прочности цилиндрических втулок в перемычках между окнами.

4. Углами наклона продувочных и выпускных окон, а также формами доньшка поршня и крышки цилиндра организовать оптимальную форму потока продувочного воздуха, окна применить постоянной ширины с технологическими закруглениями (радиусами) в углах.

Несмотря на принятые меры, у данного ДВС, при всех прочих равных условиях и размерах, мощность и экономичность будет на 15÷20 % меньше, чем у ДВС с прямоточно-клапанной продувкой, которые значительно сложнее и имеют более высокую стоимость. ДВС с поперечно-щелевой продувкой следует изготавливать с цилиндрической мощностью 200÷500 КВА и устанавливать на судах грузоподъемностью до 10 тыс. т. упрощённой компоновки и отделки помещений, работающих на коротких линиях.

Выводы. Данная методика рекомендуется к использованию в учебном процессе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Ефимов С.И., Иващенко Н.А., Ивин В.И. и др.; Под общ. ред. Орлина А.С., Круглова М.Г. – изд., перераб. и доп. – М: Машиностроение, 1985. – 456 с.

АНАЛИЗ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ПРИ ИЗУЧЕНИИ ДИСЦИПЛИНЫ «СУДОВЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА»

Г.Л. Скрипка, А.М. Овчарук

Херсонский государственный морской институт (Украина)

Введение. При эксплуатации судовых холодильных установок (СХУ) возникает ряд проблем в обеспечении ими необходимой холодопроизводительности, которая может самопроизвольно снижаться по причине возникновения скрытых неисправностей, вызывающих отклонения температурных условий работы и снижение действительной подачи компрессора.

Целью настоящей работы является: поиск алгоритма определения причин возникновения скрытых неисправностей СХУ и способов их устранения.

Общая постановка проблемы и ее решение. Основная задача эксплуатации судовых холодильных установок – обеспечение заданных условий обработки и хранения грузов и продуктов при экономной и безопасной работе холодильного оборудования.

СХУ, как правило, работает при меняющихся внешних температурных условиях, которые влияют на режим ее работы. Увеличение или уменьшение величины тепловых потоков в охлаждаемое помещение и в конденсатор приводит к изменению установившегося оптимального режима работы.

Оптимальный режим работы СХУ обеспечивает поддержание в охлаждаемых помещениях требуемых температурно-влажностных условий при надежной работе и минимальных затратах энергии. Он характеризуется оптимальными перепадами температур в теплообменных аппаратах, оптимальной величиной перегрева всасываемого пара, нормальной работой компрессора и т. д.

О нормальной работе холодильной установки судят по показаниям контрольно-измерительных приборов и температурным перепадам.

1. Перепад между температурами забортной воды на выходе из конденсатора и входе в него должен составлять $2 \div 5^{\circ}\text{C}$.

2. Перепад между температурой конденсации и температурой воды, выходящей из конденсатора $5 \div 6^{\circ}\text{C}$, а разность между температурой конденсации и температурой воды, входящей в конденсатор $8 \div 9^{\circ}\text{C}$.

3. В воздушных конденсаторах температура входящего воздуха равна температуре наружного воздуха.

Температура нагрева воздуха в конденсаторе $8 \div 12^{\circ}\text{C}$ и превышает температуру конденсации на $3 \div 8^{\circ}\text{C}$.

4. При непосредственном охлаждении температура кипения хладагента в испарителе должна быть ниже температуры в кладовой на $9 \div 15^{\circ}\text{C}$.

5. Перегрев в испарителях поддерживают минимально возможный:

- в кожухотрубных испарителях перегрев паров:
- в установках на R12 он составляет $1 \div 2^{\circ}\text{C}$,
- в установках на R22 он составляет $5 \div 10^{\circ}\text{C}$,
- в воздухоохладителях он составляет $3 \div 5^{\circ}\text{C}$.

Общий перегрев паров с учетом перегрева в теплообменнике поддерживают в пределах $10 \div 30^{\circ}\text{C}$.

6. Температура паров, нагнетаемых компрессором, должна соответствовать температуре конца сжатия, определенной по $i\text{-lg}P$ – диаграмме для заданного режима работы холодильной установки.

Общие признаки нормальной работы холодильной установки:

1. отсутствие пропусков хладагента через сальники компрессоров и арматуры;

2. отсутствие пропусков рассола и воды из рассольной и водяной систем;
3. наличие равномерного слоя инея на батареях охлаждающих приборов, расположенных в охлаждаемых помещениях;
4. нормальная работа контрольно-измерительных приборов;
5. нормальный нагрев трущихся частей компрессора;
6. мощность, потребляемая электродвигателем, соответствует спецификации.

Величины параметров, определяющих режим работы холодильной установки (t_0 и t_k), самоустанавливаются в зависимости от изменившейся величины теплового потока в охлаждаемом помещении и температуры охлаждающей воды (воздуха). Однако вновь установившийся режим работы будет значительно отличаться от оптимального режима. Неполадки в работе холодильной установки приводят к нарушению технологии хранения и обработки груза, снижению хладопроизводительности, увеличению эксплуатационных затрат, а иногда и к авариям. Отклонения от оптимального режима выявляются сравнением действительных температур и давлений различных элементов холодильной установки с их оптимальными значениями.

Наиболее часто встречающимися отклонениями являются: пониженная или повышенная температура кипения хладагента в испарительной системе; высокое давление в конденсаторе; повышенная температура пара в конце сжатия; влажный ход компрессора.

Причины, вызывающие отклонения этих параметров, указаны на схеме (рисунок).

Для проведения анализов работы СХУ и выявления эффективности холодильного цикла и практических расчетов применяют i -lgP – диаграмму хладагента, используемого в установке. По оптимальным параметрам, определяемым для конкретных условий работы СХУ, строим теоретический цикл работы установки на i -lgP – диаграмме [1].

На установившемся режиме работы СХУ, при достижении требуемых или возможно достижимых температур во всех камерах, установка переводится на режим ручного управления, в этом случае термостаты и реле давления шунтируются, отрываются соленоидные вентили всех испарителей и установка работает на все камеры одновременно с максимальной нагрузкой. Примерно через 5 минут такой работы производятся замеры следующих параметров:

1. давление P_k мПа и температура t_k °C конденсации хладагента;
2. давление P_0 мПа и температура t_0 °C кипения;
3. температуру хладагента на всасывании компрессора t_1 °C;
4. температуру хладагента перед ТРВ, t_5 °C;
5. температуру забортной воды на входе, t_{w1} °C и выходе из конденсатора, t_{w2} °C;
6. температуру нагнетания (сжатия) на компрессоре t_2 °C;
7. расход забортной воды, $G_{зв}$ м³/ч.

По этим параметрам на этой же i -lgP – диаграмме строим реальный цикл работы установки.

Тепловые диаграммы и таблицы насыщенных паров холодильных агентов позволяют решать целый ряд эксплуатационных задач.

Задача № 1: проверка марки холодильного агента перед зарядкой системы.

Такая необходимость проверки вызвана тем, что фреоны могут содержать примеси других легкокипящих жидкостей, особенно фреонов других марок. На практике это приводит обычно к повышению давления на всасывании даже при обильной (сверх нормы) зарядке системы агентом. В результате температура кипения агента повышается, в испарителе появляется обилие паров, из-за чего никакая регулировка установки не дает положительных результатов. Установка при этом будет работать непрерывно. Поэтому перед зарядкой или дозарядкой системы холодильным агентом необходимо измерить температуру помещения, в котором баллон с агентом хранится длительное время, а контрольным манометром измерить давление агента в баллоне.

Если в баллоне имеется жидкая и газовая фазы агента, то данной температуре соответствует строго определенное давление.



Рисунок 1. Причинные связи отклонения от нормы давлений (температур) кипения и конденсации

По тепловой диаграмме или по таблицам, по известной температуре определяем давление, которое должно быть в баллоне. При различии давлений по манометру и тепловой диаграмме более $0,5 \text{ кг/см}^2$, агент не следует применять для зарядки системы.

Давление в баллоне не зависит от количества жидкого агента. Только при полном отсутствии жидкой фазы давление в баллоне будет существенно ниже давления, определенного по диаграмме.

Необходимо также помнить, что манометр определяет избыточное давление в кг/см^2 , а тепловые диаграммы абсолютное давление – в атм.

Задача № 2: оценка наличия воздуха и неконденсируемых газов в системе.

Такая оценка производится в два этапа. Первый этап – предварительная оценка по косвенным показателям, к которым относятся:

а) повышение давления на линии нагнетания выше обычной для заданной температуры заборной воды;

б) повышенная амплитуда колебания стрелки манометра.

Второй этап – точная оценка.

При наличии косвенных показателей следует остановить компрессор, продолжая охлаждать заборной водой конденсатор. Перед остановкой компрессора весь холодильный агент необходимо загнать в конденсатор.

При достижении одинаковой температуры охлаждающей воды на входе и выходе в конденсатор, температура агента и охлаждающей воды тоже равна. Основываясь на этом, входим в тепловую диаграмму и определяем давление в системе при отсутствии воздуха и неконденсируемых газов. Аналогично задаче №1, это давление сравниваем с тем, что на линии нагнетания(или в конденсаторе при наличии на нем манометра), для чего открываем нагнетательный клапан у компрессора.

Если в системе имеются воздух и неконденсируемые газы, давление на линии нагнетания будет выше давления, определенного на диаграмме по температуре охлаждающей воды. Избыток давления должен быть стравлен из верхней части конденсатора через специальный клапан, а при отсутствии последнего – через штуцер крепления реле высокого давления. Стравливая давление, необходимо следить за манометром. При превышении его в системе под давлением по тепловой диаграмме на $0,2 - 0,3 \text{ кг/см}^2$ стравливание прекращают (следует помнить, что манометр показывает на 1 кг/см^2 меньше давления полученного по диаграмме).

Задача № 3: показание для вскрытия и очистки конденсатора.

Степень загрязнения поверхности конденсатора определяется по изменению перепада температур. При чистой его поверхности разница между температурами охлаждающей воды и конденсации агента составляет $5 \div 8^\circ\text{C}$.

Нанесем на тепловую диаграмму линию конденсации, которая идет параллельно оси абсцисс в области насыщения.

Например, для температуры охлаждающей (заборной) воды 20°C линия конденсации должна проходить не выше линии 28°C , что обуславливает давление на линии нагнетания для фреона R12 – 7,2 ата ($6,2 \text{ кг/см}^2$), а для фреона R22 – 12,5 ата ($11,5 \text{ кг/см}^2$).

Повышение давления выше указанной величины (при отсутствии в системе воздуха и неконденсируемых газов) при заданной температуре охлаждающей воды говорит о загрязнении конденсатора или срывах в подаче охлаждающей его воды.

Повышение давления на $0,6 \div 0,8 \text{ кг/см}^2$ является показателем для вскрытия и очистки конденсатора.

Задача № 4: определение влияния посторонних теплопритоков на линии всасывания компрессора.

Проверяют расположение точки 1 по отношению к точкам 7 и 1'. Если суммарный перегрев не превышает 20°C , то считается, что установка работает нормально и перегрев хладагента соответствует норме.

Если суммарный перегрев выше, то есть точка 1 расположена на значительном расстоянии выше 15°C от точки 1', то причиной этого может быть следующее:

1. недостаток хладагента, циркулирующего в системе. В этом случае необходимо установку дозарядить хладагентом;
2. залегание масла в испарительной батарее. Это явление сопровождается частыми остановками компрессора по минимальному давлению на всасывании.

Следует вернуть масло в систему.

Для этого необходимо:

1. перевести работу установки на ручное управление;
2. закрыть ТРВ данной испарительной батареи и дать установке возможность работать до тех пор, пока не начнет кипеть хладагент в остаточной жидкости в петлях испарительной батареи.

Признаком кипения хладагента будет покрытие инеем данной батареи, при этом давление на всасывании в компрессор будет повышаться, а уровень масла в картере увеличиваться. Как только покрытие инеем батареи будут оттаивать (признак выкипания хладагента и уноса масла в картер), быстро полностью открыть ТРВ. Далее медленным вращением регулируемого винта ТРВ в сторону закрытия отрегулировать оптимальный перегрев паров. Регуляторы перегрева в нашей литературе и практике получили очень неудачное название – терморегулируемые вентили (ТРВ). Оно приводит ко многим недоразумениям и довольно частым ошибкам в действиях обслуживающего персонала (зачастую даже специалисты неверно предполагают, что регулятор поддерживает температуру охлаждаемого помещения и при помощи ТРВ можно якобы регулировать температуру кипения хладагента).

Этот регулятор поддерживает постоянный перегрев, то есть разность температур паров агента у выхода из испарителя и кипения холодильного агента.

Задача № 5: определение качества работы компрессора.

Замеряют фактическую температуру на нагнетании компрессора, наносят изотерму на адиабату сжатия компрессора. Если она на $30\div 40^{\circ}\text{C}$ выше, то это значит, что в процессе сжатия существует дополнительный теплоприток.

Такой теплоприток может появиться только в том случае, если не исправны автоматические клапаны и в процессе всасывания часть хладагента из нагнетательной полости попадает во всасывающую.

Необходимо вскрыть компрессор и отремонтировать или заменить автоматические клапаны.

Задача № 6: установка работает короткими циклами.

Часто отключается компрессор по минимальному давлению на всасывании. Температура в камере поддерживается выше требуемой. Это может быть следствием следующих причин:

1. Закупорка ТРВ грязью или влагой. Чтобы выяснить, чем закупорено ТРВ, необходимо нагреть его горячей водой. Если после этого ТРВ работает нормально, то это значит, что в нем была замерзшая вода, которая после оттаивания поглотилась в осушителе.

Если же оттаивание ТРВ положительных результатов не дало, то следует его вскрыть и произвести механическую чистку;

2. Залегание масла в испарительной батарее. Масло следует вернуть в компрессор;
3. Заметное понижение температуры забортной воды.

В этом случае температура конденсации значительно снижается и при неизменной регулировке термостатов и ТРВ степень дросселирования уменьшается, в испаритель поступает большое количество жидкого хладагента, то есть степень сухости после ТРВ x' в точке 6' значительно меньше прежнего значения x в точке 6.

В связи с уменьшением теплопритоков не весь хладагент выкипает в испарителе, в компрессор поступает влажный пар с плотностью выше прежней.

Наступит такое явление, что при неизменной объемной подаче компрессора, его массовая подача возрастет и превысит пропускную способность ТРВ.

Давление во всасывающем трубопроводе будет резко падать и прессостат отключит компрессор по минимальному давлению.

Оставшиеся во всасывающем трубопроводе капельки жидкости хладагента быстро испаряются и компрессор включится.

Для исключения этого явления следует повысить температуру конденсации.

Обычно в современных холодильных установках в системах охлаждения имеется автоматический водорегулирующий клапан, который должен закрыть проходное сечение в отливном трубопроводе. При отсутствии последнего или при неудовлетворительной его работе, следует вручную прикрыть отливной клапан и повысить температуру конденсации до $20 \div 30^\circ\text{C}$.

Если позволяет конструкция системы, можно на охлаждение конденсатора подать забортную воду из системы охлаждения главных двигателей или дизель-генераторов.

Задача № 7: построение рабочего цикла на тепловой $i\text{-lg}P$ – диаграмме.

После устранения всех неполадок в работе, необходимо снова вывести установку на максимальную нагрузку, произвести замеры параметров и построить рабочий цикл в следующей последовательности:

1. провести изобару P_k и на пересечении с пограничными кривыми найти точки 3 и 4;
2. провести изобару переохлаждения и на пересечении с изобарой P_k найти точку 5;
3. провести изобару P_o и на пересечении с верхней пограничной кривой найти точку 7;
4. из точки 5 провести изохентальпу $i_5 = \text{const}$ до пересечения с изобарой P_o и найти точку 6;
5. на пересечении изобары P_o и изотермы общего перегрева пара найти точку 1;
6. провести адиабату (изохентропу) из точки 1 до изобары P_k и найти точку 2.

Выводы: Предлагаемая методика анализа работы позволит решать целый ряд технических задач в обеспечении грамотной эксплуатации СХУ действующими механиками и рекомендуется к использованию в учебном курсе при подготовке студентов и курсантов высших учебных заведений соответствующего профиля подготовки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Петров Ю.С. Судовые холодильные машины и установки. – Л.: Судостроение, 1991. – 400 с.
2. Ладин Н.В., Абдульманов Х.А., Лалаев Г.Г. Судовые рефрижераторные установки. – М.: Транспорт, 1993. – 246 с.
3. Мартыновский В.А., Мельцер Л.З. Судовые холодильные установки. – М.: Транспорт, 1964. – 400 с.
4. Гаврилов В.С. Эксплуатация холодильных установок провизионных камер морских судов. – Л.: Морской транспорт, 1963. – 190 с.

ЗМІСТ

	Стор.
ПЕРЕДМОВА	3
 <i>Секція 1: Проблеми та особливості експлуатації енергетичних установок на транспорті, їх енергозбереження та надійність</i>	
ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭКОЛОГИЧНОСТИ КОТЛОВ ПРИ СЖИГАНИИ ВОДОМАЗУТНЫХ ЭМУЛЬСИЙ А.В. Акимов, М.С. Агеев	5
АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ЗАПАЗДЫВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО БЛОКА НА РАБОТУ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛЯТОРА НАПРЯЖЕНИЯ СИНХРОННОГО ГЕНЕРАТОРА В.В. Алаев	10
ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ НЕЧЕТКИХ МНОЖЕСТВ В ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКЕ УЗЛОВ СУДОВЫХ ДВС Р.А. Варбанец, А.П. Бень, Ю.Н. Кучеренко	15
RESEARCH OF OPERATIONAL EFFECTIVENESS CHANGES A.V. Goncharenko	20
ОЦЕНКА ИНТЕНСИВНОСТИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ КОРРОЗИОННЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ СЖИГАНИИ ВОДОМАЗУТНЫХ ЭМУЛЬСИЙ А.В. Горячкин, Н.А. Дикий, В.В. Мандровский, В.Н. Михайленко, Э.А. Мордань, И.Р. Нерезов, С.Ф. Ножевник, В.В. Сирин, В.А. Смирнов	24
ПУТИ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ АВТОНОМНЫХ СИСТЕМ ГЕНЕРИРОВАНИЯ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА СТАБИЛЬНОЙ ЧАСТОТЫ В.Н. Казак, Е.Н. Тачинина, Н.Д. Красношапка, Т.А. Мазур	29
К ВОПРОСУ О ПОДБОРЕ ДИЗЕЛЕЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ, СОСТОЯНИЕ ПРОИЗВОДСТВА ДВИГАТЕЛЕЙ НА РЫНКЕ СНГ Н.Н. Кобяков	34
ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ С МЕХАНИЧЕСКИМ И ГИДРАВЛИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ ИГЛОЙ ФОРСУНКИ П.В. Мельников	37
МОДЕЛИРОВАНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСА К.Л. Ржепецкий, С.Б. Токманев	39

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТУПИКОВЫХ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ГРУПП МЕХАНИЧЕСКИХ КОРАБЕЛЬНЫХ И СУДОВЫХ СИСТЕМ В.В. Свешников	41
НАНОТЕХНОЛОГИИ В СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИКЕ С.А. Ханмамедов	48
РЕОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СУДОВЫХ ТЯЖЕЛЫХ ТОПЛИВ С.А. Ханмамедов, В.В. Добровольский	49
ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ СУДОВЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН С.А. Ханмамедов, В.П. Кардаш	51
ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА КРЕЙЦКОПФНЫХ ПОДШИПНИКОВ СУДОВЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ С.А. Ханмамедов, Л.В. Пизинцали	52
 <i>Секція 2: Проблеми та особливості виробництва енергетичних установок і устаткування для транспортних систем</i>	
OPTIMAL DIVIDING BETWEEN PURCHASING AND FABRICATION A.V. Goncharenko	54
ОЦІНКА І ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ВИРОБНИЧО-ТЕХНІЧНОЇ БАЗИ ПІДПРИЄМСТВ АВТОСЕРВІСУ М.А. Мастепан, В.С. Кузьмін, С.М. Мастепан	56
МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОБЪЕКТА АДАПТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ РЕЗАНИЯ Е.П. Мельникова, В.В. Быков	62
РАЗВИТИЕ ПРИНЦИПОВ ФУНКЦИОНАЛЬНО-ОРИЕНТИРОВАННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ В ПРОЕКТИРОВАНИИ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ А.Н. Михайлов, В.А. Настасенко, В.А. Проценко	66
ГИПЕРБОЛОИДНЫЕ ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ, АНАЛИЗ ИХ ЭФФЕКТИВНОСТИ И ВОЗМОЖНОСТЕЙ ПРОИЗВОДСТВА В.А. Настасенко	70
НОВЫЕ СБОРНЫЕ ОТРЕЗНЫЕ РЕЗЦЫ И ДИСКОВЫЕ ФРЕЗЫ В УСЛОВИЯХ СУДОРЕМОНТА И СУДОСТРОЕНИЯ В.А. Настасенко, М.В. Бабий, В.В. Вирич	74
ОСОБЕННОСТИ ВНЕДРЕНИЯ ЭЛЕКТРОДИАЛИЗНЫХ ОПРЕСНИТЕЛЕЙ НА МОРСКИХ СУДАХ В.В. Шевченко, А.Н. Филиппук, А.А. Филиппук	80

Секція 3: Проблеми та особливості проектування енергетичних установок і устаткування для транспортних систем та його програмне забезпечення

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТВЕРДЫХ ТОПЛИВ В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ДЛЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО РЫНКА УКРАИНЫ Е.В. Белоусов	83
МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЯ L 46/58 С ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫМ ВПРЫСКОМ ВОДЫ В КАМЕРУ СГОРАНИЯ Е.В. Белоусов, В.Л. Лисовой, Т.П. Белоусова	89
МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ЕЛЕКТРИЧНИХ МАШИН КОМБІНОВАНИХ ПРОПУЛЬСИВНИХ КОМПЛЕКСІВ І.М. Іщенко, В.В. Черненко	94
МОЖЛИВОСТІ УДОСКОНАЛЕННЯ КАМЕР ЗГОРАННЯ ДВИГУНІВ ЗМІНОЮ ЇХ ФОРМИ В.О. Настасенко	96
ПРО ТОЧНІСТЬ І РАЦІОНАЛЬНІ НАБЛИЖЕННЯ В ІНЖЕНЕРНИХ РОЗРАХУНКАХ О.М. Овчарук	99
ПОПЕРЕДНІЙ РОЗРАХУНОК З'ЄДНУВАЛЬНИХ КАНАТНИХ МУФТ НА СТАТИЧНУ МІЦНІСТЬ В.О. Проценко	104
ВИБРОДИАГНОСТИЧЕСКИЙ МЕТОД ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА СУДОВЫХ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ В.И. Свиридов, Ю.М. Воробьев, А.А. Абдулаев	109

Секція 4: Нетрадиційні та енергозберігаючі технології і енергетичні системи на транспорті, проблеми розвитку, досвід експлуатації, виробництва та проектування

ВЛИЯНИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ МАГНИТНО-ИМПУЛЬСНОЙ ОБРАБОТКИ (МИО) ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ ПРИБОРОВ НА СОСТОЯНИЕ ПРИМЕСЕЙ В НИХ А.В. Богданов, А.П. Бень, С.И. Хойна	113
PROSPECTS OF ALTERNATIVE SOURCES OF ENERGY AND ENGINES USED IN SHIPS PROPULSION AND POWER PLANTS A.V. Goncharenko	115
МАГНИТНО-ИМПУЛЬСНАЯ ОБРАБОТКА УГЛЕВОДОРОДОВ В.И. Кавун, М.Ю. Коновалов, В.В. Клименко	117

НОВАЯ МАГНИТНО-ИМПУЛЬСНАЯ АППАРАТУРА ДЛЯ АКТИВАЦИИ И ЭКОНОМИИ ОРГАНИЧЕСКИХ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЕЙ	118
Б.В. Малыгин, А.П. Бень	

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И УСТАНОВКИ ДЛЯ МАГНИТНОЙ ОБРАБОТКИ УГЛЕВОДОРОДНОГО ТОПЛИВА	120
Б.В. Малыгин, А.П. Бень, В.В. Клименко	

*Секція 5: Проблеми підготовки спеціалістів у сфері експлуатації,
виробництва і проектування транспортних енергетичних установок і
устаткування*

ВЛИЯНИЕ КОНВЕНЦИЙ ИМО НА ИЗМЕНЕНИЕ НОРМАТИВНЫХ ДОКУМЕНТОВ ПО ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВ, ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ И СЗУ	125
Н.В. Бидуля	

ТЕХНОЛОГІЧНА ПІДГОТОВКА КУРСАНТІВ ВИЩИХ НАВЧАЛЬНИХ ЗАКЛАДІВ	127
О.І. Гедвілло, Н.П. Знамеровська	

PROBLEMS OF SPECIALISTS TRAINING IN THE FIELD OF SHIPS PROPULSION AND POWER PLANTS OPERATION ON THE PRINCIPLES OF THE SUBJECTIVE ANALYSIS	131
V.O. Kasyanov, A.V. Goncharenko	

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИ НЕОБХОДИМОГО «ВРЕМЯ- СЕЧЕНИЯ» ФАЗ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОПЕРЕЧНО-ЩЕЛЕВОЙ ПРОДУВКИ МЕТОДОМ ПРОФЕССОРА ОРЛИНА	134
В.Л. Лисовой	

АНАЛИЗ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ПРИ ИЗУЧЕНИИ ДИСЦИПЛИНЫ «СУДОВЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА»	140
Г.Л. Скрипка, А.М. Овчарук	

ДЛЯ НОТАТОК

ДЛЯ НОТАТОК

Матеріали
Республіканської науково-практичної конференції

**СУЧАСНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ НА ТРАНСПОРТІ,
ТЕХНОЛОГІЇ ТА ОБЛАДНАННЯ
ДЛЯ ЇХ ОБСЛУГОВУВАННЯ
(СЕУТТОО-2010)**

Відповідальний за випуск *Врублевський Р.Є.*
Технічний редактор *Настасенко В.О.*
Коректор *Федіна О.І.*
Друк, фальцювально-палітурні роботи *Удов В.Г.*

Формат 60 x 84 1/16. Папір офсетний. Друк: різнографія.
Умов. друк. аркушів 9,5. Наклад 100 прим.

Підписано до друку 27.09.2010.

Видавництво ХДМІ
Свідоцтво про державну реєстрацію ХС №62 від 06.06.2008
73000, м. Херсон, пр. Ушакова, 20, к. 224
тел. (0552) 44-25-24