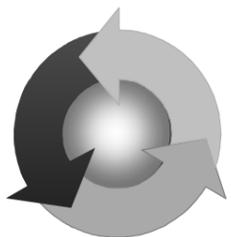


Министерство образования и науки Украины
ОДЕССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 6

Одесса
2001

СОДЕРЖАНИЕ

Голубев В.К., Колегаев М.А., Руденко В.И. Памяти В.К. Лысенко	5
Абрамов В.А. Анализ растворимости двуокиси углерода (CO ₂) в минерализованных водах и определение ее количества для достижения необходимых величин рН	9
Брага К.А., Ханмамедов С.А. Нормирование топлив для энергетических установок кораблей ВМС Украины	20
Вишневецкий Л.В., Муха Н.И., Веретенник А.М. Компьютерное моделирование судовых вспомогательных электроустановок	22
Евдокимова А.Н., Бабинец Э.В. Влияние знакопеременности высокоскоростного трения и материала фрикционных дисков на упрочнение поверхностных и глубинных слоев сталей	31
Ерыганов А.В. Уточнение расчета истечения рабочего тела через выпускной клапан судового малооборотного дизеля	36
Котриков К. П., Бурденко А. Ф. Влияние пуска мощных электроприводов на работу судовых дизель-генераторных установок	41
Луковцев В.С. Противоаварийное управление судовой электроэнергетической установкой при асинхронном режиме работы генератора	47
Магомедов А.М., Белый В.Н. Оптимизация воздухообеспечения судовых дизелей	51
Назаров А.Г. Обоснование мощности двигателя и скорости малотоннажных парусно-моторных судов	56
Плавинский Е.Б., Никитенко И.В., Никольский В.В., Поповский А.Ю., Крохмаль Д.Ю., Глазева О.В. Измерения вязкости жидких сред пьезоэлектрическим вискозиметром	61
Писклов В.Т. Система управления и условия устойчивости работы гидропривода устройства поворота комплекса «мачта-парус» судна с ветродвижением	63
Половинка Э.М. Износы и нагарообразование в судовом среднеоборотном двигателе при работе на средневязком топливе	69
Половинка Э.М. Эксплуатационные характеристики смазочного масла при работе двигателя на различных топливах	76
Половинка Э.М. Обработка топлива повышенной вязкости для судового среднеоборотного дизеля	79
Радченко А.П., Буда Рашид. Моделирование синхронного двигателя с постоянными магнитами для судового азипода	86

Голубев В.К., Колегаев М.А., Руденко В.И.

ПАМЯТИ В.К. ЛЫСЕНКО



В августе этого года исполнилось 100 лет со дня рождения известного педагога, ученого, моряка Всеволода Константиновича Лысенко. С именем Всеволода Константиновича связана целая эпоха становления и развития высшего морского образования. Он — один из основателей Одесской морской государственной академии.

В высшее мореходное училище г. Одессы (таково первое название академии) он пришел сразу после его создания в 1944 году зрелым специалистом морского транспорта.

До этого он окончил Одесскую гимназию, служил добровольцем в Рабоче-крестьянской Красной Армии, учился в Одесском

техникуме водных путей сообщения, защитил диплом на звание инженера узкой специализации по морским теплосиловым установкам в Московском институте инженеров транспорта.

После этого работал на судах ЧМП, в Черноморском филиале ЦНИИ водного транспорта, в управлении пароходства. Одновременно Лысенко В.К. заочно учился в аспирантуре.

Всеволод Константинович Лысенко уверенно выдвигается в ряды ведущих и авторитетных специалистов по эксплуатации судов в системе Наркомата морского флота. Он становится активным участником работ по внедрению на судах различных типов топлив, антинакипинов, проведению теплотехнических испытаний. В этот период Лысенко В.К. являлся одним из организаторов стахановского движения на флоте, непосредственно внедряя на судах передовые методы труда. Как бы мы сегодня ни относились к стахановскому движению, нельзя не помнить и по достоинству не оценить огромный труд энтузиастов, вложенный в подъем морского флота под флагом этого движения.

Великая Отечественная война застала Всеволода Константиновича в Одессе. Вместе с ЧМП он прошел путь отступления. Работал в Ростове, Новороссийске, Батуми, Сухуми, в Каспийском пароходстве.

В годы войны под его руководством выполнялись работы по переоборудованию паровых судов на сжигание жидкого топлива, что в то время, когда большинство пароходов на угольном топливе, было на транспортном флоте подобно революции.

Все это свидетельствует о необычайной работоспособности Всеволода Константиновича, его стремлении к постоянному совершенствованию, поиску и поддержке новых направлений в развитии энергетических установок морского флота. Так, в период постройки первого в мире атомохода «Ленин» В.К. Лысенко прошел специальный курс обучения вместе с механиками первого экипажа по особенностям эксплуатации судовых атомных установок. В дальнейшем под его руководством в стенах нашего училища в течение ряда лет проводилась подготовка групп специалистов судомехаников и автоматчиков для работы на первых мирных атомоходах. Легендарный одессит, первый главный инженер первого в мире гражданского атомохода А.К. Следзюк не только много лет с ним сотрудничал, но и написал диссертацию под его руководством.

В зрелом возрасте Лысенко В.К. заинтересовался программированными методами обучения. Осознав значение этого вида обучения для дальнейшего развития и интенсификации усвоения профессиональных знаний, он стал активно работать над созданием теоретических основ и практических методов программированного обучения.

В дальнейшем он руководил работами по программированным методам обучения и контроля знаний. Оригинальные разработки по этому направлению были внедрены его учениками во всех пароходствах и на морских судах Советского Союза.

Всеволод Константинович — автор многих научных работ. Большинство из них связано с вопросами эксплуатации судовых энергетических установок и морской теплотехники. Кроме научных публикаций, он автор многих статей в морских журналах и газетах.

Много сил и энергии Всеволод Константинович отдал организации морского образования в Советском Союзе.

Возможность работать сегодня на судах иностранных компаний, которую имеют наши выпускники, во многом связана с результатами титанической работы Всеволода Константиновича и его единомышленников, заложивших мощный фундамент высшего и среднего морского образования.

Он принимал участие в реорганизации морских техникумов и становлении высших морских училищ, причем не только в СССР, но и за рубежом. Многие годы он возглавлял судомеханическую секцию методической комиссии Управления учебных заведений ММФ. На заседаниях этой секции решались практические вопросы морского образования. Мы и сегодня видим в академии и в других морских учебных заведениях результаты труда этой комиссии.

Всеволод Константинович был также членом Высшей Аттестационной Комиссии по присуждению научных степеней и ученых званий.

Всеволод Константинович обладал колоссальными знаниями во многих областях науки, техники и культуры. В своих анкетах он скромно писал —

АНАЛИЗ РАСТВОРИМОСТИ ДВУОКИСИ УГЛЕРОДА (CO₂) В МИНЕРАЛИЗОВАННЫХ ВОДАХ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЕЕ КОЛИЧЕСТВА ДЛЯ ДОСТИЖЕНИЯ НЕОБХОДИМЫХ ВЕЛИЧИН pH

Положительные результаты, полученные при исследовании растворимости накипей в морской воде, насыщенной двуокисью углерода, и при определении величины pH_s (pH равновесного насыщения морской воды карбонатом кальция) для системы морская вода – карбонат кальция – CO₂, позволяющей поддерживать безнакипный режим в теплообменниках, подверженных накипеобразованию, требуют надежной методики определения расхода CO₂ для достижения заданных значений pH. Расход CO₂ зависит от закономерностей равновесия карбонатной системы морской воды. Ее поведение достаточно полно изучено при параметрах, характерных для условий окружающей среды [1, 2, 3]. Применительно к рассматриваемой задаче возникла необходимость проведения исследований по оценке количества CO₂ для достижения заданных значений pH воды в условиях эксплуатации судовых теплообменников.

Растворимость CO₂ в воде при различных температурах определялась многими авторами [1, 4 - 9]. Данные этих исследований хорошо согласуются между собой и максимальная разность в значениях не превышает 0,6 % [4].

Основные работы по определению растворимости CO₂ в чистой воде в широком температурном интервале выполнены Харнедом и Дейвисом [4]. Авторы предложили следующее уравнение

$$pS_{CO_2} = -\lg S_{CO_2} = 2385,73/T + 14,0184 - 0,0152642 \cdot T, \quad (1)$$

где S_{CO_2} — константа закона Генри (молярная); T — абсолютная температура, К.

Вычисленные этим способом константы закона Генри численно равны молярным концентрациям углекислого газа в чистой воде.

Равновесная растворимость газов в воде подчиняется закону Генри

$$C = K \cdot P, \quad (2)$$

где C — концентрация газа в растворе; K — коэффициент, выражающий растворимость газа при $P=0,1$ МПа; P — парциальное давление газа над раствором, то есть растворимость газа в жидкости прямо пропорциональна величине его парциального давления в газовой фазе.

Границы применимости закона Генри зависят от природы газа. По данным [1, 8] известно, что для CO₂ заметное отклонение от линейной

шого интервала температур, который не охватывает всего диапазона эксплуатационных параметров, характерных для судовых теплообменных аппаратов. Недостающие сведения могут быть получены расчетным путем с помощью уравнения Сеченова по имеющимся в литературе [4, 11] обширным данным для дистиллированной воды и соответствующим коэффициентам уравнения Сеченова K .

Необходимо отметить, что систематизированные данные по растворимости CO₂ в природных минерализованных водах (и в частности, морской), особенно с учетом кинетики изменения компонентов карбонатной системы в присутствии углекислого газа, в литературе практически отсутствуют. Имеющиеся данные [4, 13] применимы в тех случаях, когда в воде, помимо угольной кислоты и ее солей, другие слабые кислоты и их соли содержатся в незначительных количествах. Например, расчет, концентрации свободной углекислоты производится на основании некоторых вспомогательных величин [13]

$$CO_{2\text{своб}} = \frac{44 \cdot \text{Щ}_o}{K_1 \cdot 10^{\text{pH}+0,5\sqrt{\mu}}}, \quad (4)$$

где Щ_o — общая щелочность воды, мг-экв/л (в интервале pH=5,0—8,4 это бикарбонатная щелочность); K_1 — константа первой ступени диссоциации угольной кислоты; μ — ионная сила раствора.

Формула (4) выведена с использованием упрощенного варианта уравнения Дебая и Хюккеля для определения коэффициентов активности ионов

$$\lg f = -0,5z_i^2\sqrt{\mu}, \quad (5)$$

где f — коэффициент активности иона; z_i — заряд иона.

Зависимость эта является приближенной и дает удовлетворительные результаты лишь в разбавленных растворах при $\mu \leq 0,005$. Кроме того, в расчетную зависимость (4) входит константа диссоциации угольной кислоты K_1 , до настоящего времени не определенная для рабочего диапазона судовых теплообменников, работающих на морской воде.

Таким образом, необходимо отработать достаточно простую систему контроля процесса предотвращения накипеобразования или очистки от накипи при насыщении морской воды CO₂ с помощью показывающего прибора. В качестве контрольного параметра выбрана величина pH, характеризующая концентрацию ионов водорода в воде и косвенно определяющая состояние карбонатной системы. Взаимосвязь этого параметра с компонентами карбонатной системы, особенно с CO₂, теоретически определена лишь для разбавленных растворов, исключая минерализованные воды. Кроме того, неизвестна зависимость изменения

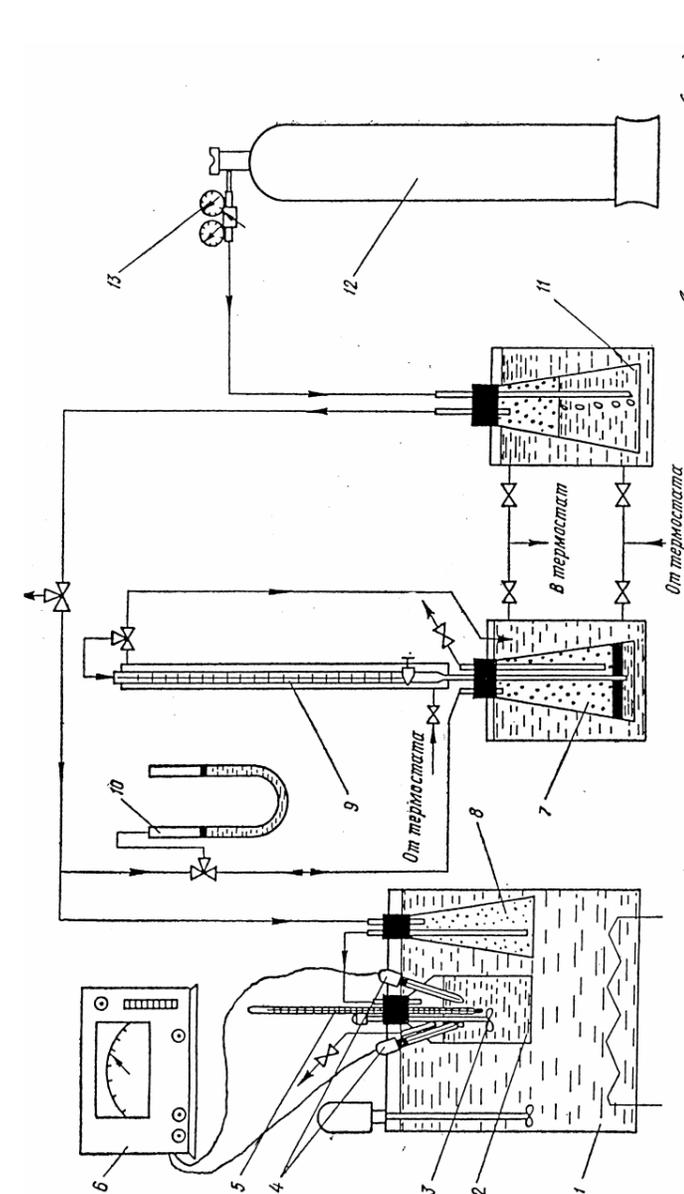


Рис. 1. Схема экспериментальной установки для исследования влияния количества поглощенной растворенной двуокиси углерода (CO₂) на изменение величины pH: 1 — ультратермостат УТ-15; 2 — стеклянная ячейка с исследуемым раствором; 3 — мешалка; 4 — электроды pH-метра; 5 — термометр; 6 — прибор pH-121; 7 — емкость для уравнивания давления; 8 — буферная емкость; 9 — бюретка; 10 — дифманометр; 11 — газопровывалка; 12 — баллон с CO₂; 13 — газовый редуктор.

Продолжительность каждого режима составляла около 190 минут, что обеспечивало практическое достижение равновесия в системе газ-жидкость при заданных температуре и парциальном давлении CO₂. Так как количество CO₂, поглощенное раствором во время продувки, не измеряли, то за начальное значение pH принимали величину, регистрируемую в момент отключения ячейки от источника CO₂, атмосферы и включения мешалки. Начиная с этого момента, определяли количество CO₂, поглощенное раствором. За текущие значения pH принимали величины, измеренные через определенные промежутки времени.

После обработки экспериментальных данных и их обобщения была получена зависимость

$$\text{pH}^* = 7,167 C_{\text{HCO}_3^-}^{0,079} t^{-0,064} m_{\text{CO}_2}^{-0,074}, \quad (7)$$

из которой можно определить необходимое количество m_{CO_2} для достижения заданных значений pH по формуле

$$m_{\text{CO}_2} = \left(7,167 C_{\text{HCO}_3^-}^{0,079} t^{-0,064} / \text{pH}^* \right)^{13,5}, \quad (8)$$

где m_{CO_2} — количество поглощенной CO₂, мг/л; t — температура морской воды, °C; $C_{\text{HCO}_3^-}$ — концентрация ионов HCO₃⁻ в исходной воде, мг/л.

Анализ уравнений (7) и (8) показывает, что увеличение начальной концентрации HCO₃⁻ ($C_{\text{HCO}_3^-}$, мг/л) при одной и той же температуре раствора приводит к смещению величины pH* в область более высоких значений, что определяется влиянием концентрации HCO₃⁻ на буферные свойства растворов. Повышение температуры растворов сужает интервалы значений m_{CO_2} (мг/л), что объясняется снижением растворимости при повышении температуры. В то же время одно и то же количество CO₂ при более высокой температуре приводит к большему увеличению активности водородных ионов, чем при низкой температуре, как за счет дополнительного количества CO₂, образовавшегося в результате гидротермального распада HCO₃⁻, так и за счет увеличения диссоциации угольной кислоты H₂CO₃, образовавшейся в результате растворения в воде CO₂ [4].

Для решения прямых и обратных задач по определению взаимосвязи изменения pH и количества поглощенной CO₂ составлена таблица значений pH* по pH морской воды начальному (pH₁) и pH текущему (pH₂) и по выражениям (7, 8) построена номограмма для определения количества поглощенной CO₂ по величине pH* (рис. 2).

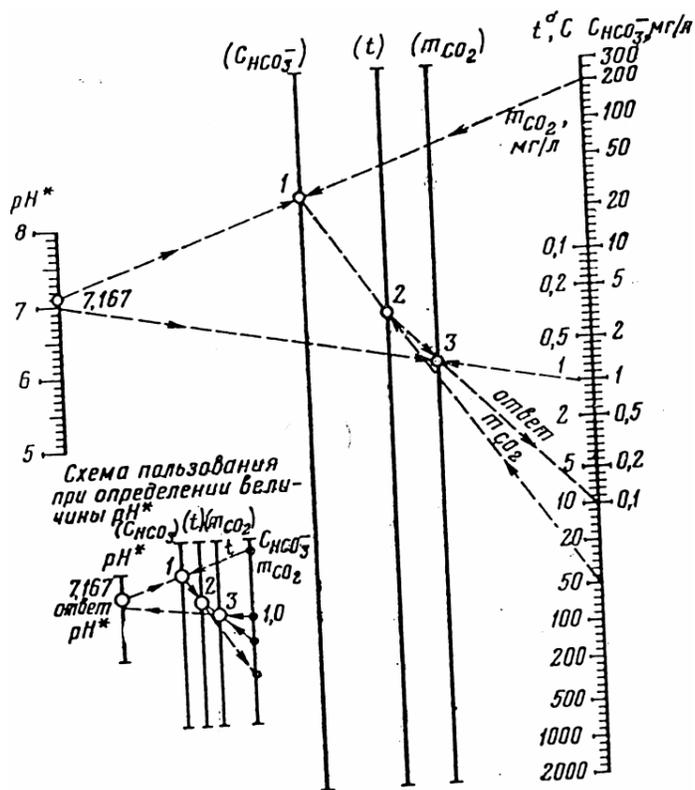


Рис. 2. Номограмма по определению количества поглощенной CO_2 в растворах с различной минерализацией для достижения необходимых величин pH

Последовательность действий при решении задач следующая.

1. Фиксированную точку 7,167, нанесенную на шкале pH^* , соединяем со значением $C_{\text{HCO}_3^-}$ — исходной концентрацией HCO_3^- в воде на правой шкале. На пересечении этой линии с немой шкалой ($C_{\text{HCO}_3^-}$) получим точку 1.
2. Из точки 1 проводится прямая до пересечения со значением рабочей температуры на правой шкале. Рабочая температура — температура мойки воды при очистке теплообменника и температура стенки в режиме предотвращения накипобразования. Точку пересечения этой прямой с немой шкалой температур (t) обозначаем 2.

топлив показывает, что топлива, регламентированные по ISO 8217, имеют более низкую теплотворную способность по сравнению с топливом по ДСТУ 3868-99, в этих же топливах наблюдается более высокое содержание серы, ванадия.

Таблица основных характеристик топлив

Марка топлива	Плотность, кг/м^3	Цетановое число	Кинематическая вязкость, $\text{мм}^2/\text{с}$	Температура вспышки в закрытом тигле, $^{\circ}\text{C}$	Температура застывания, $^{\circ}\text{C}$	Содержание серы, % не более	Зольность, % не более	Коксусесть 10%-то остатка, % не более
Л, ДСТУ 3868-99	860 (при 20°C)	45	3,0-6,0 (при 20°C)	62	-10	0,2 0,5	0,01	0,30
DMA, ISO 8217	890 (при 15°C)	40	1,5-6,0 (при 40°C)	60	-6	1,5	0,01	0,20

Для успешного использования этих топлив необходимо принять специальные меры по регулировке топливной аппаратуры, фаз газораспределения и изменению режимов работы газотурбоагрегата.

В настоящее время в ОГМА ведутся работы по оценке изменения эксплуатационных характеристик двигателей при использовании топлив, соответствующих ISO 8217. Так, при сжигании топлива DMA (ISO 8217) в быстроходном двигателе наблюдается снижение мощности (при тех же оборотах) на 5 % по сравнению с использованием топлива Л-02-61 по ДСТУ 3868-99. Исследования проводились на специально оборудованном двигателе 1ЧН10/14, у которого параметры рабочего процесса были доведены до параметров, соответствующих рабочим параметрам двигателя М-507А-2. Во время испытаний производилось контрольное сжигание по 1 литру топлив, при этом регулятор частоты вращения был настроен на 1500 ± 15 об/мин.

В настоящее время разработана концепция нормирования топлив, произведенных по международным стандартам, для двигателей, установленных на кораблях ВМС Украины, а также разрабатываются рекомендации по использованию смазочных материалов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. РД 31.27.03-95. Топливо, масла, смазки и специальные жидкости для судов морского транспорта. Номенклатура и область применения. — М.: Мортехинформреклама, 1996. — 69 с.
2. Стандарты Международной организации по стандартизации — ISO. Справочник: В 3 т. / Под ред. В.Л. Иванова. — Львов: Леонорм, 1998. — Т. 1. — 256 с.

8. Намиот А.Ю., Бондарева М.М. Растворимость газов под давлением. — М.: Гостоптехиздат, 1963. — 147 с.
9. Малинин С.Д. Растворимость CO_2 в водных растворах электролитов (вопросы высаливания) // Геохимия. — 1978. — № 10. — С. 1452-1465.
10. Возная Н.Ф. Химия воды и микробиология. Изд. 2-е. — М.: Химия, 1973. — 376 с.
11. Намиот А.Ю. Фазовые равновесия в системах пластовая вода — природный газ // Газовая промышленность. — 1958. — № 11.
12. Методы гидрохимических исследований океана. — М.: Наука, 1978. — 271 с.
13. Унифицированные методы анализа вод. — М.: Химия, 1973. — 376 с.
14. Абрамов В.А. Предотвращение накипобразования в судовых теплообменных аппаратах и системах, контактирующих с морской водой: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Одесса: ОВИМУ, 1985. — 24 с.
15. Хованский Г.С. Номография и ее возможности. — М.: Наука, 1977. — 128 с.

Значения токов, напряжений и частоты в судовой сети зависят от большого числа факторов, таких как вид кривых намагничивания электрических машин, вихревые токи в массивных частях магнитной цепи, маховые массы и упругие связи в агрегатах, индуктивности статорных цепей и цепей возбуждения, характер нелинейностей нагрузки, настроек регуляторов и многое другое. Наличие в сети большого количества нелинейных элементов затрудняет исследования переходных режимов аналитическими методами.

Использование методов численного моделирования на ЭВМ в настоящее время позволяет получить характеристики новых СЭС в переходных и установившихся режимах, как это предлагается в работах [1, 5, 6, 7].

Математическая модель судовой генераторной установки состоит из системы дифференциальных и алгебраических уравнений, описывающих процессы в отдельных элементах электроэнергетической системы и связях между ними с определенной степенью детализации, а также из совокупности допущений и упрощений, принимаемых при математическом описании.

Рассматриваемая в дальнейшем модель электроэнергетической установки включает в себя следующие уравнения и совокупность допущений:

- электрической машины переменного тока в генераторном режиме;
- активной и реактивной статической нагрузки генератора;
- асинхронной электродвигательной нагрузки;
- выпрямительной и тиристорно-преобразовательной нагрузки;
- регулятора возбуждения и напряжения статора генератора;
- теплоэнергетического привода с системой стабилизации частоты;
- математических и технологических связей между подсистемами модели.

В качестве примера рассмотрим модель для исследования процессов в дизель-генераторах, валогенераторах и турбогенераторах, содержащих асинхронный генератор с короткозамкнутым ротором и статорным емкостным возбуждением.

Для случая симметричной нагрузки генератора целесообразно уравнения машины записать в системе координат (α, β) в виде, удобном для численного решения, т.е. относительно первых производных потокосцеплений и относительно токов в алгебраических уравнениях [8]:

$$\frac{d\psi_{s\alpha}}{d\tau} = -u_{\alpha} - r_s i_{\alpha}; \quad \frac{d\psi_{s\beta}}{d\tau} = -u_{\beta} - r_s i_{\beta};$$

$$\frac{d\psi_{r\alpha}}{d\tau} = -\omega_r \psi_{r\beta} - r_r i_{r\alpha}; \quad \frac{d\psi_{r\beta}}{d\tau} = \omega_r \psi_{r\alpha} - r_r i_{r\beta};$$
(1)

В судовой энергетической установке важнейшим эксплуатационным режимом является параллельная работа вспомогательных электроустановок, причем связь между генераторами осуществляется через нагрузку. При этом каждый из генераторов моделируется в собственной системе координат. В общем случае при параллельной работе n судовых вспомогательных электроустановок в уравнениях (3) и (4) ток общей нагрузки равен сумме статорных токов генераторов:

$$i_{\alpha} = \sum_{i=1}^n i_{\alpha i} \quad i_{\beta} = \sum_{i=1}^n i_{\beta i}$$

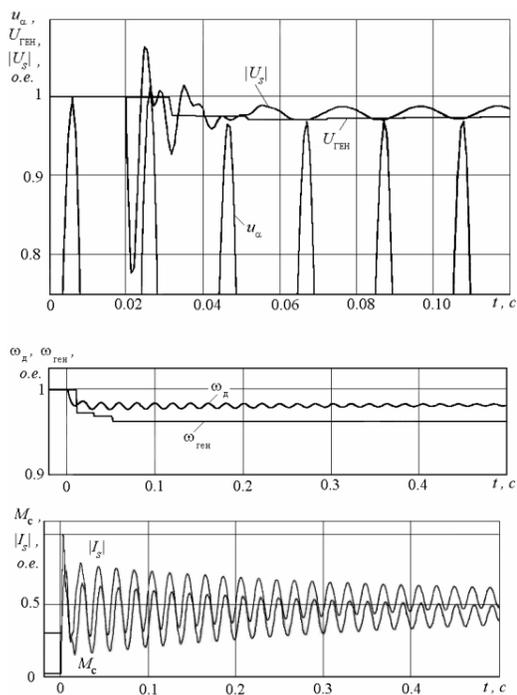
Одним из важнейших переходных режимов в судовой электростанции является процесс пуска асинхронных электроприводов судовых механизмов. Для моделирования пуска электродвигателя разработана универсальная модель нагрузки [9, 10], содержащая в статорных цепях тиристорные ключи, активные и реактивные пусковые элементы. Уравнения генератора записываются в системе координат (α, β) , а для удобства записи и минимизации вычислительных операций в модели используются также проекции статорных токов на оси α и β :

$$i_{\alpha r} = k i_{\alpha d}; i_{\beta r} = k i_{\beta d}; i_{\alpha d} = \frac{2}{3} i_{a d} - \frac{1}{3} i_{b d} - \frac{1}{3} i_{c d}; i_{\beta d} = \frac{1}{\sqrt{3}} (i_{b d} - i_{c d})$$

Коэффициент k обеспечивает возможность вести расчеты генератора и двигателя в их собственных относительных единицах и определяется отношением базовых токов двигателя и генератора $k = I_{бд} / I_{бг}$.

Использованная в программах система уравнений имеет вид:

$$\begin{aligned} \frac{di_{\alpha d}}{d\tau} &= \frac{1}{\sigma(L_{sn} + L_n)} \left[(u_{ar} - u_{a0}) - (R_{an} + r_{sd}) i_{\alpha d} - \frac{L_{md}}{L_{rd}} Q_{\alpha d} \right]; \\ \frac{di_{\beta d}}{d\tau} &= \frac{1}{\sigma(L_{sn} + L_n)} \left[(u_{br} - u_{b0}) - (R_{bn} + r_{sd}) i_{\beta d} - \frac{L_{md}}{L_{rd}} \left(-\frac{1}{2} Q_{\alpha d} + \frac{\sqrt{3}}{2} Q_{\beta d} \right) \right]; \\ \frac{di_{c d}}{d\tau} &= \frac{1}{\sigma(L_{sn} + L_n)} \left[(u_{cr} - u_{c0}) - (R_{cn} + r_{sd}) i_{c d} - \frac{L_{md}}{L_{rd}} \left(-\frac{1}{2} Q_{\alpha d} + \frac{\sqrt{3}}{2} Q_{\beta d} \right) \right]; \\ \frac{d\psi_{r\alpha d}}{d\tau} &= Q_{\alpha d} = r_{rd} \frac{L_{md}}{L_{rd}} i_{\alpha d} - \frac{r_{rd}}{L_{rd}} \psi_{r\alpha d} - \omega_d \psi_{r\beta d}; \\ \frac{d\psi_{r\beta d}}{d\tau} &= Q_{\beta d} = r_{rd} \frac{L_{md}}{L_{rd}} i_{\beta d} - \frac{r_{rd}}{L_{rd}} \psi_{r\beta d} - \omega_d \psi_{r\alpha d}; \\ \frac{d\omega_d}{d\tau} &= \frac{M_s - M_c}{J}; \quad M_s = \frac{L_{md}}{L_{rd}} (\psi_{r\alpha d} i_{\beta d} - \psi_{r\beta d} i_{\alpha d}). \end{aligned} \quad (5)$$



Расчетные переходные процессы в дизель-электрической установке с асинхронным генератором при включении 50% нагрузки.

языке Турбо-ПАСКАЛЬ (версия 7.0) для персонального компьютера с операционной системой, совместимой с MS DOS и Windows. Пример расчета переходных процессов показан на рисунке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баранов А.П. Судовые автоматизированные электроэнергетические системы. – М.: Транспорт, 1988. – 328 с.
2. Мелешкин Г.А. Генераторные установки отбора мощности на судах, – Л.: Судостроение, 1967. – 232 с.
3. Вишневский Л.В., Мироненко В.П. Универсальная математическая модель генератора переменного тока // Изв. вузов. Электромеханика. – 1986. – № 3. – С. 33-40.
4. Копылов И.П. Применение вычислительных машин в инженерных и экономических расчетах. – М.: Высшая школа, 1980. – 256 с.

$$J \frac{D\omega_r}{D\tau} = M_d - M_c; M_c = \text{Re}(\bar{\Psi}_s) \cdot \text{Im}(\bar{I}_s) - \text{Im}(\bar{\Psi}_s) \cdot \text{Re}(\bar{I}_s), \quad (7)$$

где M_c — электромагнитный момент сопротивления, развиваемый генератором; $M_d = f(\omega_r, P_1, \dots, P_n, \tau)$ — механический момент приводного двигателя; J — момент инерции вала двигателя и ротора генератора, P_i — параметры двигателя.

В зависимости от задач исследования при моделировании процессов в судовой вспомогательной электроустановке степень учета динамических свойств приводного двигателя можно условно разделить на четыре уровня.

В простейшем случае частота двигателя принимается постоянной $\omega_d = \text{const}$ или известной функцией времени $\omega_d = f(t)$. Такое допущение можно сделать при моделировании судовой вспомогательной электроустановки отбора мощности от главного двигателя — навешенного генератора или валогенератора, когда мощность привода на порядок больше мощности генератора. Частоту вращения необходимо задавать при исследованиях влияния частоты вращения электроустановки на другие параметры, например, напряжение.

На втором уровне детализации в уравнениях (7) момент двигателя можно определять по его нагрузочной характеристике:

$$M_d = (\omega_0 - \omega_d) / \delta, \quad (8)$$

где ω_0 — частота вращения двигателя без нагрузки; δ — неравномерность частотной регулировочной характеристики.

Такую модель привода, состоящую из уравнений (7) и (8), целесообразно использовать при исследовании электромагнитных переходных процессов в цепях нагрузки при ее изменении, а также при изучении систем регулирования напряжения.

На третьем уровне детализации момент привода рассматривается как функция частоты и перемещения регулирующего органа, изменяющего расход топлива двигателя $M_d = f(\omega_d, h, \tau)$. К уравнениям (7) нужно добавить математическое описание регулятора частоты вращения судового двигателя.

Наиболее распространенными приводными двигателями судовых генераторов являются дизели и турбины. Система уравнений регулятора частоты вращения прямого действия для использования в модели может быть представлена в форме Коши [1]:

УДК 621.891

Евдокимова А.Н., Бабинцев Э.В.
ОГСХИ

ВЛИЯНИЕ ЗНАКОПЕРЕМЕННОСТИ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ТРЕНИЯ И МАТЕРИАЛА ФРИКЦИОННЫХ ДИСКОВ НА УПРОЧНЕНИЕ ПОВЕРХНОСТНЫХ И ГЛУБИННЫХ СЛОЕВ СТАЛЕЙ

В процессе генерирования высокоскоростных знакопеременных сдвиговых деформаций при трении скольжения происходят интенсивные изменения различных свойств поверхностных и глубинных слоев, в том числе и микротвердости [1, 2]. Хотя вопрос о влиянии материала диска и знакопеременности трения на развитие свойств рабочих поверхностей не затрагивался, предполагалось, что углерод, содержащийся в стальных быстро вращающихся дисках-инструментах, может диффундировать через контакт трения в поверхностные и глубинные слои упрочняемых стальных образцов, что должно было обеспечить процесс образования вторичных закалочных структур типа белых слоев и отразиться на их микротвердости. Для подтверждения этого предположения была проведена серия экспериментов по определению микротвердости стальных образцов, упрочняемых дисками из сталей с различным содержанием углерода. Рассмотрим полученные результаты.

Из рис. 1 видно, что с ростом времени трения поверхностная твердость образцов из стали 60 увеличивается до определенного предела и достигает значительных величин, больших для условий реверсивного трения (кривая 2), по сравнению с односторонним трением (кривая 1). Достигнув предельных величин, микротвердость с дальнейшим увеличением времени трения начинает уменьшаться. Это снижение наступает после 20-30 с трения, что очевидно связано с увеличением объемных температур и протеканием процесса отпуска. Важно отметить, что величина упрочнения поверхности трения зави-

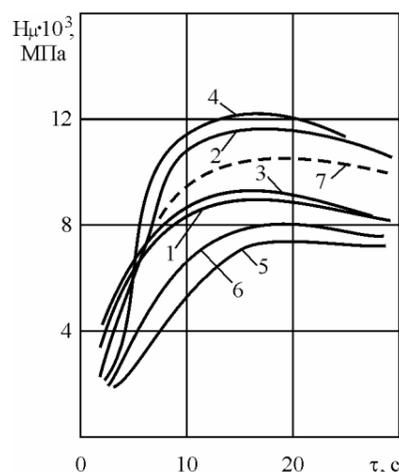


Рис. 1. Влияние реверсивности трения и материала дисков на микротвердость рабочей поверхности образцов из стали 60 (70 м/с; 100 Н): 1, 3, 5 — одностороннее трение; 2, 4, 6, 7 — реверсивное трение. Диски: 1, 2 — У8; 3, 4 — У12; 5, 6 — сталь 20; 7 — сталь 60

зависит от реверсивности трения и материала дисков. Это снижение наступает после 20-30 с трения, что очевидно связано с увеличением объемных температур и протеканием процесса отпуска. Важно отметить, что величина упрочнения поверхности трения зави-

должительности высокоскоростного трения (90 с) происходит существенное снижение величины упрочнения как для одностороннего, так и для реверсивного трения, хотя микротвердость остается еще достаточно высокой. Приведенные на рис. 1, 2 и в таблице данные свидетельствуют о зависимости величины упрочнения поверхностных слоев от реверсивного трения и материала дисков. Однако необходимо дальнейшее исследование этого вопроса.

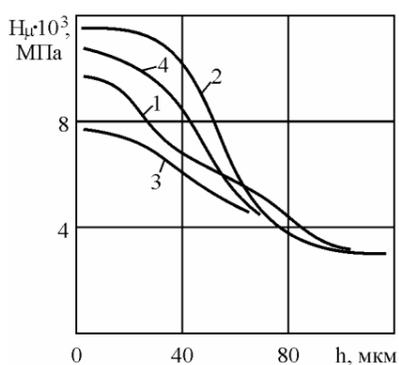


Рис. 2. Изменение микротвердости по глубине в образцах из стали 45 после высокоскоростного трения без смазки (трение 10 с, нагрузка 100 Н): 1, 3 — одностороннее трение; 2, 4 — реверсивное; 1, 2 — дисками из стали У8; 3, 4 — из стали 20

Дальнейшие исследования проводились также на образцах из стали 45 при их одностороннем и реверсивном скольжении без смазки с различной длительностью высокоскоростного трения. Распределение микротвердости по глубине образцов различно для условий одностороннего и реверсивного трения при длительности испытаний 10 с, что видно из рис. 2. Как следует из рисунка, упрочненная зона с весьма высокими значениями микротвердости порядка $11-11,5 \cdot 10^3$ МПа для условия реверсивного трения (кривые 2, 4) распространяется на большую глубину, чем при одностороннем трении (кривые 1, 3). Кроме того, одностороннее трение обеспечивает и меньшую величину упроч-

нения. На это важное обстоятельство следует обратить особое внимание, так при сравнимых условиях одностороннего и реверсивного трения, таких как скорость, нагрузка, время и материал дисков, реверсивное трение обеспечивает более высокие значения упрочнения с большей глубиной его распространения от рабочей поверхности.

Увеличение времени испытаний до 40 с в целом картину не изменяет, что видно из рис. 3, — под поверхностью после реверсивного трения находится более протяженная зона с повышенными значениями микротвердости (кривая 2) по сравнению с односторонним (кривая 1). При этом, однако, наблюдается некоторое снижение упрочняющего эффекта как для одностороннего, так и реверсивного трения при использовании дисков из стали 20 вместо стали У8. Участки кривых 1, 2, характеризующие величину упрочнения под поверхностью трения при длительности скольжения 40 с, лежат несколько ниже кривых 1, 2 на рис. 2. Увеличение времени непрерывности скольжения привело к дальнейше-

кой (New Sulzer Diesel модификации RTA, MAN-B&W серии SMC) этот трубопровод выполняется в виде диффузора в концевом сечении.

Довольно часто, чтобы определить давление, движение газа по выпускному трубопроводу представляют как движение несжимаемой жидкости, пользуясь при этом каноническим уравнением Бернулли:

$$v^2 / 2 + p / \rho + gz = const,$$

где v — скорость газа, м/с; P — осредненное давление в сечении, Па; ρ — плотность газа, кг/м³; g — ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с²; z — вертикальная координата, м.

При этом пренебрегают составляющей потенциальной энергии gz и полагают плотность движущегося газа равной плотности газа в выпускном коллекторе.

В общем случае для строгого решения этой задачи необходимо решить систему дифференциальных уравнений движения вязкой жидкости, состоящих из уравнений Навье-Стокса, неразрывности для сжимаемого потока и закона сохранения энергии, дополненных уравнением состояния и эмпирической зависимостью между вязкостью и температурой.

Однако движение газа в канале выпускного трубопровода можно считать одномерным. Это обстоятельство существенно упрощает все исходные уравнения. Кроме того, при расчете течений газа в каналах часто вводят допущения о постоянстве всех параметров в поперечном сечении канала и об отсутствии массообмена с внешней средой, хотя это и позволяет получить лишь простейшее решение задачи. Тем не менее, во многих случаях это решение хорошо совпадает с опытными данными.

Зависимость для адиабатного истечения газа, выведенная с учетом упомянутых выше допущений из уравнений неразрывности, количества движения и закона сохранения энергии, имеет вид:

$$\frac{dG}{dt} = f_{\text{эф}} \sqrt{2kP_0 \rho_0 \left(\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}} \right) / (k-1)},$$

где k — показатель адиабаты; p_0, ρ_0 — параметры газа в объеме, из которого происходит истечение; ε — отношение давлений в выходном и входном сечениях канала, называемое относительным давлением.

Задача определения давления в каком-либо заданном сечении канала произвольной формы исследуется в газовой динамике. Связь между параметрами в концевых сечениях канала и в сечении, параметры в котором необходимо рассчитать, устанавливается в предположении равенства массового расхода через любое поперечное сечение канала, то есть $dG / dt = const$, из чего следует, что

заканчивается белый слой, обладающий повышенной термоустойчивостью, располагаются слои, также подверженные действию высоких температур, но в отличие от белых слоев они имеют меньшую температурную устойчивость по твердости. Поэтому протекает явление отпуска с определенным снижением твердости. Для более глубоких слоев сохраняется наличие закалочных структур, так как температуры отпуска снижаются из-за влияния более холодных глубинных слоев металла. Так как при реверсивном трении образуется более протяженный по глубине белый слой, то он своей температурной устойчивостью перекрывает слои, где при конкуренции процессов нагрева и охлаждения должны протекать явления отпуска и в определенной степени оставлять закалочные структуры. Более интенсивное генерирование тепла и протекание деформаций с большим искажением структуры при реверсивном трении способствует образованию больших по толщине белых слоев. Аналогичная картина в распределении микротвердости по глубине от поверхности трения для одностороннего и реверсивного высокоскоростного трения была обнаружена и для стали 60, но с более контрастным выражением зоны отпуска на образцах одностороннего трения. Во всех случаях было обнаружено влияние материала диска на величину упрочняющего эффекта.

Таким образом, можно заключить, что на процесс знакопеременного фрикционного упрочнения конструкционных сталей оказывает определенное влияние содержание углерода в дисках-инструментах. Установлено, что применение дисков с более высоким содержанием углерода позволяет получить повышенные значения твердости поверхностных и глубинных слоев упрочняемых сталей как при знакопеременном, так и при однонаправленном генерировании сдвиговых деформаций. Однако знакопеременность этих высокоскоростных деформаций приводит к большей эффективности упрочнения, чем однонаправленность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Евдокимова А.Н. Знакопеременное высокоскоростное трение и его технологические возможности. — Киев-Одесса: УМАОИ, Консалтинг, 1997. — 210 с.
2. Евдокимова А.Н., Назаренко П.В. Новый эффективный метод упрочнения поверхностных слоев деталей машин // Тема. — 1995. — № 3. — С. 18-19.
3. Упрочнение стали механической обработкой / Г.В. Карпенко, Ю.И. Бабей, И.В. Карпенко, Э.М. Гутман. — К.: Наукова думка. 1966. — 201 с.
4. Якимов А.В. Прерывистое шлифование. Киев-Одесса: Вища школа, 1986. — 175 с.

$$q = \sqrt{1 - \frac{(\varepsilon - 0,525)^2}{0,475^2}}. \quad (2)$$

Для $0 \leq \varepsilon \leq 0,3$ рекомендуется формула, полученная при использовании интерполяционной формулы Ньютона второго порядка:

$$q = -9,067\varepsilon^2 + 5,66\varepsilon. \quad (3)$$

Таким образом, алгоритм отыскания массового расхода при истечении рабочего тела через выпускной клапан выглядит следующим образом.

1. Определяется отношение давлений в цилиндре и выпускном коллекторе.

2. По формуле (2) или (3) отыскивается значение приведенного расхода в выходном сечении выпускного трубопровода.

3. По известному отношению площади концевой сечения канала и поперечного сечения интересующего нас места определяется величина приведенного расхода газа за выпускным клапаном.

4. Зная приведенный расход, определяют вначале относительное, а затем и абсолютное давление за выпускным клапаном.

5. Рассчитывается массовый расход газа при истечении с использованием формулы (1).

Использование приведенного алгоритма было опробовано в математической модели, разработанной в ОГМА профессором Горбом С.И. [1] и применяемой для расчета установившихся и переходных режимов работы судовых ДВС. Результаты расчета по этой программе, отлаженной для моделирования рабочего процесса дизеля 6ДКРН 26/98 (эффективная мощность $N_e = 2190$ кВт при частоте вращения $n = 250$ мин⁻¹ и удельном эффективном расходе топлива $g_e = 177$ г/(кВт·ч)), выпускаемого Брянским машиностроительным заводом по лицензии фирмы MAN-B&W, показали, что по всем основным показателям рабочего процесса при нагрузке дизеля 25 % от номинальной отклонение от заводских результатов испытаний по большей части не превышает 5 %. При 25 % на-

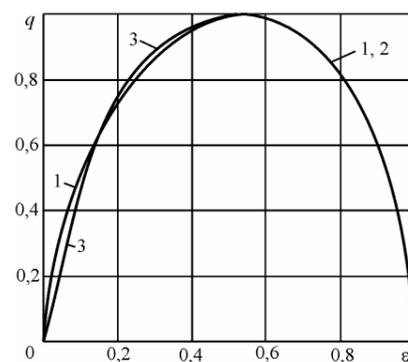


Рис. Зависимость приведенного расхода от относительного давления: 1 — действительная зависимость $q = f(\varepsilon)$; 2 — $q = \sqrt{1 - \frac{(\varepsilon - 0,525)^2}{0,475^2}}$; 3 — $q = -9,067\varepsilon^2 + 5,66\varepsilon$

УДК 62-83: 621.3.025:629.13

Котриков К. П., Бурденко А. Ф.
ОГМА**ВЛИЯНИЕ ПУСКА МОЩНЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ НА РАБОТУ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК**

Одним из наиболее мощных судовых электроприводов является электропривод подруливающего устройства (ПУ). При этом часто используют асинхронные двигатели (АД) с короткозамкнутым ротором (КЗР). Пуск мощных АД с КЗР оказывает серьезное влияние на работу дизель-генераторных установок. Одним из способов снижения бросков тока является пуск при пониженном напряжении через автотрансформатор (трансформатор).

При исследовании влияния пуска АД ПУ с винтом регулируемого шага (ВРШ) на работу синхронного генератора (СГ) и дизеля (Д) в качестве исходных использованы уравнения по второму закону Кирхгофа для обмоток СГ, трансформатора (ТР), АД, питающего фидера (Ф), а также уравнения движения системы АД-ПУ, Д-СГ и уравнения регулятора скорости дизеля [1, 3, 4].

Исходные уравнения СГ, ТР, АД, Ф преобразованы к системе координат d и q , связанной с ротором СГ и вращающейся с угловой скоростью $\omega_1 = 2\pi f_1$, где f_1 — частота напряжения СГ. Все величины приведены в относительных единицах (о.е.).

После преобразований система уравнений ПУ-АД-ТР-Ф-СГ-Д в нормальной форме Коши принимает вид:

$$\frac{d\psi_j}{d\tau} = U_j - \frac{r_j}{x_{sj}} (\psi_j - \psi_{ad});$$

$$\frac{d\psi_{rd}}{d\tau} = \frac{r_{1d}}{x_{sdd}} (\psi_{ad} - \psi_{rd});$$

$$\frac{d\psi_{rq}}{d\tau} = \frac{r_{1q}}{x_{sdq}} (\psi_{aq} - \psi_{rq});$$

$$\frac{d\psi_{rd1}}{d\tau} = \alpha s \psi_{rq1} - B_{20} \psi_{rd1} + B_{10} \psi_{d1};$$

$$\frac{d\psi_{rq1}}{d\tau} = -\alpha s \psi_{rd1} - B_{20} \psi_{rq1} + B_{10} \psi_{q1};$$

где U_f — напряжение на зажимах обмотки возбуждения СГ; $\psi_j, \psi_{rd}, \psi_{rq}, \psi_d, \psi_q$ — потокосцепления обмотки возбуждения, демпферных контуров ротора по продольной и поперечной осям, контуров обмотки статора по продольной и поперечной осям СГ; ψ_{ad}, ψ_{aq} — потокосцепления взаимоиндукции обмоток СГ по продольной и поперечной осям; $\psi_{d1}, \psi_{q1}, \psi_{rd1}, \psi_{rq1}$ — потокосцепления контуров обмоток статора и ротора АД по продольной и поперечной осям; $\psi_{1x}, \psi_{1y}, \psi_{2x}, \psi_{2y}$ — потокосцепления контуров первичной и вторичной обмоток ТР по продольной (x) и поперечной (y) осям; r_s, r_f, r_{1d}, r_{1q} — активные сопротивления обмотки статора, возбуждения, демпферных контуров ротора по продольной и поперечной осям СГ; $x_{s1}, x_{sf}, x_{sdd}, x_{sdq}$ — индуктивные сопротивления рассеяния обмотки статора, возбуждения, демпферных контуров ротора по продольной и поперечной осям СГ;

$$Y_1 = 1/(c_1 x_2 + x_1); \quad Y_t = 1/(x_{t1}^2 - x_{12t}^2); \quad c_1 = 1 + x_1/x_{12};$$

$$c_2 = 1 + x_2/x_{12}; \quad B_{10} = Y_1 r_2; \quad B_{20} = c_1 B_{10};$$

$$D_{10} = Y_1 r_1; \quad D_{20} = c_2 D_{10}; \quad k_1 = X_2/(x_{s1} x_{sdq}); \quad k_2 = X_1/(x_{s1} x_{sf});$$

$$k_3 = X_1/(x_{s1} x_{sdd});$$

$$k_4 = 2x_{1t} + x_a; \quad k_5 = \left(1 - \frac{X_1}{x_{s1}}\right)/x_{s1}; \quad k_6 = \left(1 - \frac{X_2}{x_{s1}}\right)/x_{s1};$$

$$k_7 = \sqrt{3}k_4 + k^2/(c_2 Y_1 \sqrt{3}); \quad c_3 = 1 + k_5 x_a;$$

$$c_4 = 1 + k_6 x_a; \quad c_5 = k_1 x_a; \quad c_6 = k_2 x_a; \quad c_7 = k_3 x_a;$$

$$c_8 = (r_{1t} + 2x_{1t} x_{t1} r_{1t} Y_1)/(2x_{1t});$$

$$c_9 = k_2 k_7; \quad c_{10} = k_3 k_7; \quad c_{11} = k_1 k_7; \quad c_{12} = \sqrt{3} + k_5 k_7;$$

$$c_{13} = \sqrt{3} + k_6 k_7; \quad c_{14} = 1 + k_4 k_5;$$

$$c_{15} = 1 + k_4 k_6; \quad c_{16} = k_2 k_4; \quad c_{17} = k_3 k_4; \quad c_{18} = k_1 k_4; \quad c_{19} = 2k_2 x_{1t};$$

$$c_{20} = 2k_3 x_{1t}; \quad c_{21} = 2k_5 x_{1t};$$

$$c_{22} = 2k_6 x_{1t}; \quad c_{23} = 2k_1 x_{1t}; \quad x_{t1} = x_{12t} + x_{1t};$$

r_1, r_2 — активные сопротивления обмоток статора и ротора АД;

x_1, x_2 — индуктивные сопротивления рассеяния обмоток статора и ротора АД; x_{12} — индуктивное сопротивление намагничивающего конту-

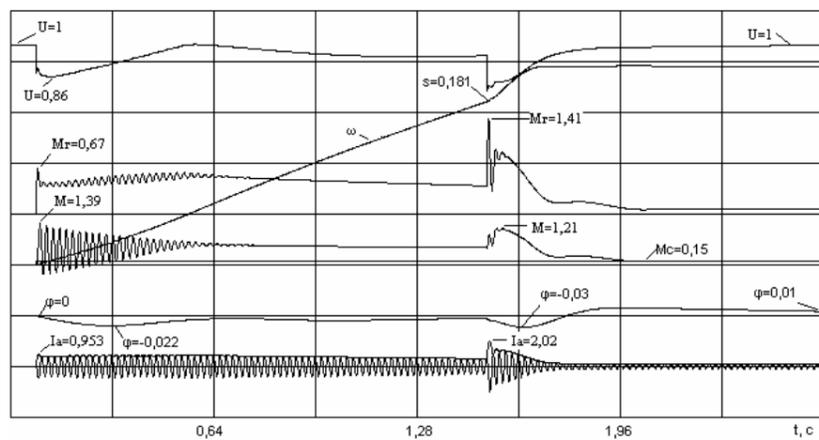


Рис. 1. Процесс пуска асинхронного двигателя через трансформатор (время шунтирования ТР 0,5 с)

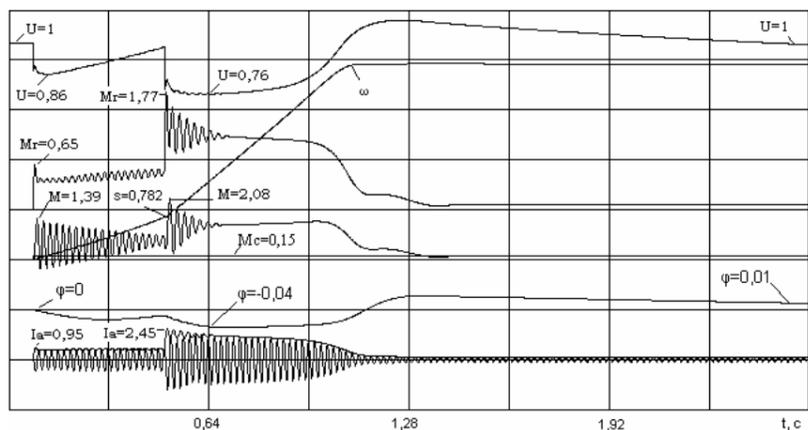


Рис. 2. Процесс пуска асинхронного двигателя через трансформатор (время шунтирования 1,5с).

Пуск осуществляется при пониженном напряжении через ТР с $k=1,739$. Одновременно осуществляется форсировка возбуждения СГ $U_f = 3U_0$. После шунтирования ТР АД подключается непосредственно на СГ [2].

Из сравнения кривых рис. 1 и 2 видно, что провалы напряжения U , время его восстановления, снижение скорости дизеля, броски тока и момента СГ, момента АД при шунтировании трансформатора зависят

УДК 621.311:629.5.004

Луковцев В.С.
ОГМА**ПРОТИВОАВАРИЙНОЕ УПРАВЛЕНИЕ СУДОВОЙ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКОЙ ПРИ АСИНХРОННОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ ГЕНЕРАТОРА**

Работа судового синхронного генератора в асинхронном режиме по отношению к энергосистеме может возникнуть вследствие потери статической устойчивости, которая может быть вызвана нарушением магнитной связи между ротором и статором из-за воздействия внешних сил на ротор электрической машины или потери возбуждения вследствие повреждений в цепи возбуждения, или несанкционированного срабатывания автомата гашения поля [1].

В первом случае генератор переходит в двигательный режим и отключается от сети с помощью защиты от обратной мощности. Во втором случае (потеря возбуждения) генератор продолжает работать в параллели, но уже как асинхронный генератор. Для устранения таких режимов в судовых электроэнергетических установках (СЭЭУ) не предусмотрено никаких защит, хотя отказы систем возбуждения на судах нередки [3].

В связи с тенденцией роста энерговооруженности современных морских судов устанавливаемая мощность судовых генераторов непрерывно растет, и длительный асинхронный режим в таких СЭЭУ может привести не только к нарушению энергоснабжения потребителей, но и вызвать ненормальную работу работающего электрооборудования с возможностью его повреждения. Поэтому вопросы противоаварийного управления СЭЭУ в асинхронных режимах становятся актуальными.

Анализ процессов, которые происходят в синхронном генераторе в случае потери им возбуждения, показывает, что при потере возбуждения магнитный поток ротора генератора становится равным нулю и генератор начинает потреблять из сети намагничивающий реактивный ток. Активная мощность и электромагнитный момент будут уменьшаться, и при снижении синхронного электромагнитного момента генератора до величины, меньшей вращающего момента первичного двигателя, генератор выпадет из синхронизма.

Под действием избыточного момента первичного двигателя частота вращения ротора генератора будет увеличиваться и станет выше синхронной. Магнитный поток статора, созданный намагничивающим реактивным током, будет наводить токи в обмотке возбуждения, имеющие величину, равную частоте скольжения. Эти токи создадут тормо-

ем магнитных систем возбуждения, значительными отклонениями напряжения и частоты от нормы, что может привести к обесточиванию судовой электроэнергетической установки, к повреждению электроприборов с асинхронными двигателями.

При возникновении такого режима в береговых промышленных системах проводят ресинхронизацию генератора или разделяют системы генерирования. Однако в СЭЭУ обычных транспортных судов такие мероприятия не предусмотрены (шинные разъединители ГРЩ не допускают разъединения шин под нагрузкой), поэтому генератор, на котором возник отказ системы возбуждения, обычно отключают от сети. К сожалению, на морских судах отсутствуют устройства, обеспечивающие распознавание такого режима, поэтому в результате оперативных действий может быть отключен от сети исправный генератор, что приведет к обесточиванию судна.

На основании обобщения опыта эксплуатации и проведенных исследований для выявления и ликвидации асинхронного режима генераторов в СЭЭУ рекомендуется:

Снабдить СЭЭУ специальным устройством, реагирующим на угол δ_{12} между векторами ЭДС параллельно работающих генераторов (рис.), который в установившемся режиме неизменен, т.к. при синхронной работе генераторов оси их роторов вращаются с одинаковой угловой скоростью. По сигналу от такого устройства можно будет осуществить необходимые противоаварийные действия: разгрузить генераторы, разделить системы генерирования, отключить от сети генератор, попавший в асинхронный режим, или ресинхронизировать его.

С целью ресинхронизации генераторов обеспечить автоматическое или ручное включение возбуждения путем подачи тока величиной 20-40 % от номинального на обмотку возбуждения дефектного генератора от постороннего источника питания (например, от аккумуляторов).

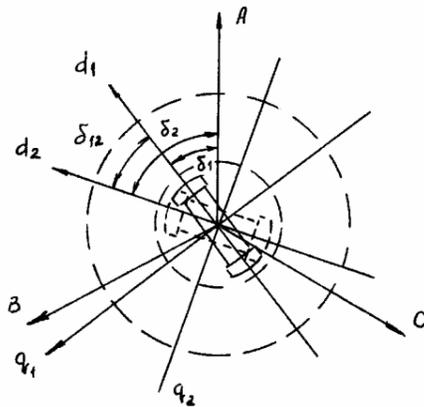


Рис. Векторная диаграмма генераторов при сдвиге роторов на угол δ_{12}

По данным [5], через 200-300 часов работы температура продувочного воздуха может увеличиться на 5-7 %.

Изменение метеорологических условий плавания, степень обрастания корпуса судна и т. д. также влияют на режимы работы судового двигателя. Опыт эксплуатации [4] свидетельствует, что диапазон изменения характеристики винта фиксированного шага при постоянном крутящем моменте в средних условиях составляет 5-10 % по частоте ГД, а в наиболее тяжелых условиях плавания до 20 %. Двигатель переходит на работу по более тяжелой винтовой характеристике; за счет уменьшения частоты вращения снижается давление наддува, ухудшается процесс смесеобразования, горения, что вызывает усиление загрязнения газозооного тракта двигателя, снижается количество подаваемого в цилиндры воздуха, увеличивается теплонапряженность и износ деталей цилиндропоршневой группы, уменьшается запас турбоагнетателя по помпажу; всё это ведёт к снижению мощности двигателя.

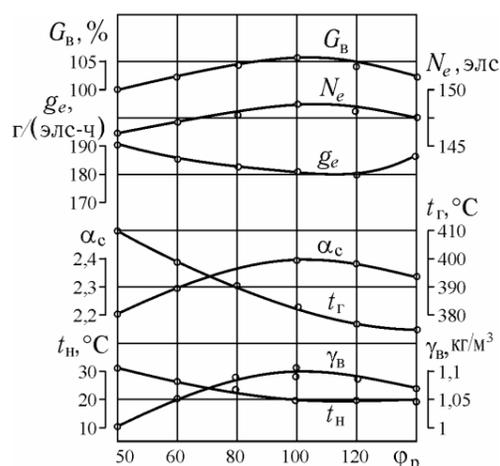


Рис. 3. Результаты экспериментальных исследований параметров двигателя Букау-Вульф при различных значениях критерия адиабатного насыщения ϕ_p в ресивере

Применение циклонно-испарительного охлаждения [6] существенно расширило возможности регулирования количества воздуха. График зависимости параметров работы двигателя от критерия адиабатного насыщения (рис. 3) показывает, что, меняя влагосодержание и температуру наддувочного воздуха, можно в довольно широких пределах менять параметры работы двигателя: мощность и температуру выпускных газов, удельный расход топлива.

УДК 621.436-53:629.5

Магоммедов А.М., Белый В.Н.
ОГМА

ОПТИМИЗАЦИЯ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Тенденция возрастания цен на топливо, постоянный физический и моральный износ судов требуют более рационального использования горюче-смазочных материалов, составляющих основную статью эксплуатационных расходов на судно.

При эксплуатации главного двигателя на частичных режимах, использовании высоковязких сортов топлива, некачественном распыле топлива, неправильной организации воздухообмена главного двигателя, изменении внешних условий работы (обрастание, изменение подводной части корпуса в результате полученных повреждений и т. д.) количество и качество подаваемого в цилиндры воздуха требуют постоянного и контролируемого изменения. В большинстве случаев в инструкциях завода-изготовителя рекомендации по воздухообмену двигателя сводятся к поддержанию указанной температуры продувочного воздуха в условиях плавания в южных и северных широтах, определению точки росы и недопустимости её выпадения в газозооном тракте, хотя в настоящее время доказано, что выпадение росы в начале процесса наполнения не только не опасно, но даже полезно [10].

Окисление топлива в дизеле — результат сильного сжатия воздуха до температуры самовоспламенения топлива. Первым окисляется водород с углеводородами, имеющие самое низкое значение отношения С/Н. Асфальтосмолистые вещества с более высоким значением отношения С/Н, практически не находят необходимого для окисления количества кислорода, расходуемого при окислении более легких фракций, в результате чего часть топлива остается не окислившейся и оседает на продувочных и выхлопных окнах, на проточных частях газотурбоагнетателя (ГТН), выхлопном коллекторе и т.д., изменяя тем самым их «живое» сечение, уменьшается количество подаваемого в цилиндры воздуха.

Наличие отложений 0,2 мм на лопатках ротора и направляющего аппарата снижает КПД ГТН на 3-5 % при значительном уменьшении количества подаваемого воздуха [1].

Воздух для работы главного двигателя (ГД) поступает из МКО на всасывание ГТН. Для его очистки применяются металлические или войлочные фильтры, которые снижают заносимость компрессора на 30-35 % [2] и воздушного тракта дизеля. Загрязнение фильтра в результате попадания масла и топлива ведет к росту сопротивления на всасывании, которое определяется величиной разрежения на фильтрах ΔP_ϕ , которое

4. Гарашенко В.В. Влияние эксплуатационных факторов на тепловое состояние деталей цилиндропоршневой группы судового двигателя // Мор. транспорт, сер. Технич. эксл. флота. – № 3(695). – 1989.
5. Белый В.Н. Опыт очистки на ходу воздушно-газового тракта главного двигателя 6ДКРН 74/160-3 т/х «Герои Панфиловцы» // Мор. транспорт, сер. Технич. эксл. флота. – № 11(959). – 1983.
6. Белый В.Н. Исследование циклонно-испарительного охлаждения наддувочного воздуха и применение его в судовых дизелях: Дис... канд. техн. наук: 05.08.05. – Одесса, 1976. – 125 с.
7. Черныш И.И. Оценка энергетических показателей работы судовых дизелей по параметрам газозооного тракта: Дис... канд. техн. наук: 05.08.05. – Одесса, 1992. – 140 с.
8. Межеричкий А.Д. Турбокомпрессоры судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1971. – 192 с.
9. Теоретические основы эксплуатации судовых дизелей /В.Ю. Гиттис, В.Л. Бондаренко, Т.П. Ефимов, Ю.Г. Поляков, Б.М. Чурбанов – М.: Транспорт, 1965. – 376 с.
10. Белый В.Н., Сапелкин В., Руденко В.И. Влага в цилиндре не опасна // Мор. флот. – 1975. – № 1.

Таблица 1. Характеристики базовой серии парусно-моторных судов

L_{WL} , м	L_{WL}/B_{WL}	B_{WL}/T	l
6	2,899	5,324	4,802
8	3,109	5,099	4,889
10	3,282	4,874	4,958
12	3,431	4,649	5,014
14	3,562	4,424	5,063
16	3,680	4,198	5,105
18	3,787	3,973	5,143
20	3,885	3,748	5,177

Применены обозначения: L_{WL} , B_{WL} — длина и ширина корпуса судна по ватерлинии; T — осадка судна корпусом; l — относительная длина корпуса судна, $l=L_{WL}/D^{1/3}$. Для большинства современных судов рассматриваемого типа характерны значения коэффициента продольной полноты $C_P = 0,52 \dots 0,56$ и положения ЦВ по длине $L_{CB} = -2 \dots -4 \% L_{WL}$. Для целей настоящего расчета приняты $C_P = 0,54$ и $L_{CB} = -3 \% L_{WL}$.

С использованием результатов испытаний систематической серии моделей корпусов Дэльфтского университета выполнены расчеты буксировочного сопротивления и буксировочной мощности для разработанной базовой серии. Остаточное сопротивление модели, отнесенное к единице ее водоизмещения, представлено в форме:

$$R_{RM}/D_m = A_0 + A_1 C_P + A_2 C_P^2 + A_3 L_{CB} + A_4 L_{CB}^2 + A_5 B_{WL}/T + A_6 l,$$

где $A_0 \dots A_6$ — коэффициенты серии, являющиеся функцией числа Фруда.

Буксировочное сопротивление натурного судна R определяется пересчетом с модели рекомендованным в [1, 3, 4] способом с использованием в качестве экстраполятора трения формулы (8) МКОБ:

$$R = R_R + R_F, \text{ Н},$$

где R_R , R_F — остаточное сопротивление и сопротивление трения натурного судна.

Буксировочная мощность судна определяется по формуле:

$$P = Rv, \text{ кВт},$$

где v — скорость судна, м/с.

Потребная мощность на фланце двигателя определяется из выражения:

$$P_S = P/\eta, \text{ кВт},$$

где η — коэффициент, который учитывает пропульсивный КПД, коэффициент механических потерь при передаче мощности к гребному винту и коэффициент уменьшения длительной мощности по сравнению с паспортной мощностью двигателя.

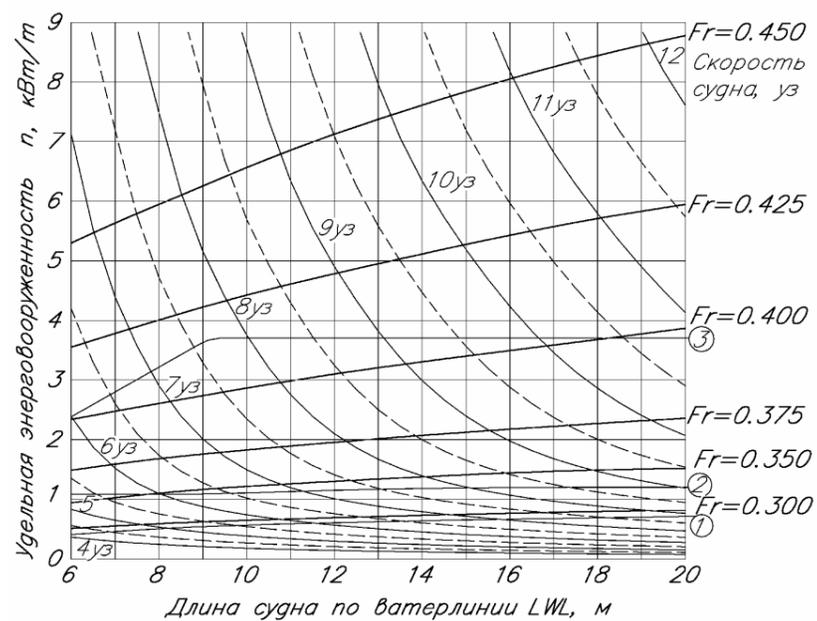


Диаграмма для обоснования мощности двигателя и скорости малотоннажных парусно-моторных судов: 1 — минимальная скорость по правилам ORC для морских яхт; 2, 3 — нижний и верхний предел для современных судов

2. Выбор мощности двигателя на стадии эскизного проектирования. При необходимости подбора двигателя для судов, оборудованных складным гребным винтом, следует увеличить энерговооруженность на 15 ... 40 % (в зависимости от конструктивных особенностей винта) от таковой для судна с ВФШ [5].

Одним из интересных свойств диаграммы является возможность быстро установить, насколько данное парусно-моторное судно оптимально в отношении ПК. В процессе выполнения расчетов замечено, что для некоторых судов в рекламных изданиях указывают практически недостижимые при их характеристиках значения скорости под двигателем.

Пример. Требуется оценить необходимую мощность дизеля для парусно-моторной яхты «Sun Odyssey 47», $L_{WL}=13,0$ м $D=13$ т, с ВФШ, для скорости $v_S=9$ уз. Потребная энерговооруженность яхты по диаграмме составит $n=4,0$ кВт/т. Потребная мощность дизеля $P_S=52$ кВт. Фактически судно оборудовано дизелем YANMAR мощностью 53 кВт.

УДК 681.586.773:537.228.1

Плавинский Е.Б., Никитенко И.В., Никольский В.В.,
Поповский А.Ю., Крохмаль Д.Ю., Глазева О.В.
ОГПУ, ОГМА, ОГАХ

ИЗМЕРЕНИЯ ВЯЗКОСТИ ЖИДКИХ СРЕД ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ВИСКОЗИМЕТРОМ

На рынке энергоносителей происходят постоянные колебания цен на нефть и нефтепродукты. Во избежание снижения рентабельности морских перевозок судоходные компании перевели свой флот на тяжелые сорта топлива. В связи с этим приобретает актуальность проблема измерения и регулирования вязкости топлива и масла в автоматических системах управления работой двигателей.

Коллектив авторов начал проводить эксперименты с пьезоэлектрическим вискозиметром, предложенным Джагуповым Р.Г. [1], по измерению вязкости жидких сред амплитудным способом.

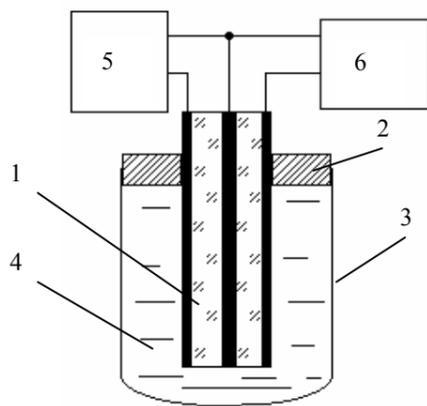


Рис. 1. Конструкция испытательного стенда: 1 — биморфный пьезоэлемент, 2 — пробка, 3 — стеклянная колба, 4 — испытуемая жидкость, 5 — генератор синусоидальных колебаний, 6 — электронный вольтметр.

С помощью пикнометра 1 мл и вискозиметра Оствальда (капиллярный стеклянный ВПЖ-2, внутренний диаметр капилляра $d=0,99$ мм) для испытуемых жидкостей были определены плотность и динамическая вязкость для глицерина $\rho_1=0,8-0,85$ г/см³ и $\mu_1=1,49 \cdot 10^{-3}$ Па·с при температуре 20 °С, для керосина $\rho_2=0,6181$ г/см³ и $\mu_2=1,03 \cdot 10^{-3}$ Па·с при температуре 18 °С. Для экспериментов также использовалось гидравли-

УДК 629.12.064

Писклов В.Т.
ОГМА

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ И УСЛОВИЯ УСТОЙЧИВОСТИ РАБОТЫ ГИДРОПРИВОДА УСТРОЙСТВА ПОВОРОТА КОМПЛЕКСА «МАЧТА-ПАРУС» СУДНА С ВЕТРОДВИЖЕНИЕМ

В работе [1] были приведены преимущества и недостатки судового объемного гидропривода и возможность его использования при управлении устройством поворота (УП) комплекса «мачта-парус» судна с вспомогательной ветроэнергетической установкой (ВВЭУ). При обосновании и разработке гидравлической системы управления приводом УП были учтены следующие основные эксплуатационные требования к объемным гидроприводам:

- гидравлическое оборудование должно быть рассчитано исходя из условий эксплуатации;
- привод УП должен обслуживаться независимыми насосными агрегатами в случае соединения общим трубопроводом с другими гидроприводами (включение в групповую гидравлическую систему); предусматриваются вспомогательные насосные агрегаты;
- гидропривод должен иметь предохранительный клапан, рабочая жидкость от него должна отводиться в сливной трубопровод или в масляный бак;
- гидропривод должен иметь устройства для удаления воздуха, а в системе трубопроводов необходимы фильтры определенной пропускной способности и чистоты фильтрации;
- при работе одним главным насосом второй, во избежание вращения в режиме гидродвигателя, отсекают от силового контура гидрозамком или затормаживают храповиком на валу соединения с электродвигателем;
- для компенсации внешних утечек рабочей жидкости из силового контура имеется система подпитки, состоящая из вспомогательного насоса, фильтра и гидравлической магистрали с клапанами: предохранительным, редуцирующим, запорным и обратным;
- при отклонениях от нормального режима работы в гидравлической схеме предусматриваются, с целью исключения возможных аварий, специальные предохранительные устройства и переключения клапанов;
- в случае выхода из строя линий электрической дистанционной системы управления можно пользоваться местным управлением главными насосами;

С учетом изложенного разработана принципиальная гидравлическая схема управления ВД судна-ветрохода, представленная на рис. 1. При её обосновании учитывалось, что её сложность, число элементов и аппаратов зависит от назначения устройства поворота комплекса «мачта-парус» и от возможностей, предоставляемых выбираемыми типами насосных станций и гидродвигателей. Так, гидропривод 7 устройства поворота ВД-I и гидропривод 9 устройства поворота ВД-II включены в гидравлическую схему управления групповым объемным гидроприводом судовых палубных вспомогательных устройств и механизмов: швартовой лебедки 5; крышек грузовых трюмов №№ 1, 2 – 8; якорной лебедки 10. Питание гидроприводов указанных механизмов и устройств осуществляется за счет насосных станций: основной 15 и вспомогательной 14, подающих рабочую жидкость к гидроприводам через напорную магистраль 4 постоянного давления. Насос с приводом от электродвигателя основной станции 15 и насос вспомогательной станции 14, навешенный на вал дизель-генератора, — насосы регулируемой подачи с постоянным направлением потока рабочей жидкости и с управлением от давления нагнетания.

Схемой предусмотрено, что питание рабочей жидкостью гидроприводов всех указанных палубных вспомогательных механизмов и устройств (в том числе устройств поворота ВД-I и ВД-II) может также осуществляться от насоса 1 регулируемой подачи, причем привод насоса осуществляется через повышающую передачу от гребного вала при движении судна как совместно под ВВЭУ и ГД, так и отдельно под ВВЭУ (ВРШ работает в турбинном режиме), а также только под ГД.

Использование в качестве движителя ВРШ позволяет, с целью повышения экономичности комплекса судно - ВВЭУ, предусмотреть возможность установки валогенератора 6, генератор которого навешен на вал нерегулируемого гидродвигателя с нереверсивным потоком рабочей жидкости, поступающей от насоса 2, навешенного, в свою очередь, на гребной вал судна. На вал указанного гидродвигателя навешен также насос регулируемой подачи, всасывающая магистраль которого J_1 , а нагнетательная — J_2 . Через магистраль J_2 насос осуществляет, в случае необходимости, подпитку напорной магистрали 4. Установка ограничителя расхода (нерегулируемый дроссель) на выходе из гидродвигателя валогенератора 6 способствует устойчивой работе данного гидродвигателя на всех режимах, а в сливном трубопроводе устанавливается противодавление ($P_1 - p_2$).

Гидросхема предусматривает параллельную работу всех перечисленных гидронасосов. Компенсация внешних утечек рабочей жидкости сливного контура происходит из расходного бака 13, находящегося под атмосферным давлением. В бак 13 жидкость поступает из сливного 11 и дренажного 12 трубопроводов.

Регулирование режима работы гидропривода 8 осуществляется следующим образом. Нерегулируемые с реверсивным потоком гидродвигатели получают питание от основной и вспомогательных насосных станций. Подача насосных станций 14 и 15 изменяется регулятором постоянной мощности с импульсом по давлению: с увеличением давления рабочей жидкости уменьшаются подача насоса и частота вращения вала гидродвигателя, увеличивается его крутящий момент и наоборот. Следовательно, гидропривод 8 имеет «мягкую» механическую характеристику — гиперболическую зависимость между частотой вращения и крутящим моментом на валу гидродвигателя при постоянной мощности.

В объемных гидроприводах 5 и 10 предусмотрено смешанное регулирование выходного звена: кроме насосов регулируемой подачи указанных выше станций также введены и регулируемые гидродвигатели с реверсивным потоком рабочей жидкости. Данные гидроприводы имеют, как и гидропривод 8, «мягкую» механическую характеристику. На малой частоте вращения вала гидродвигателя регулирование осуществляется путем увеличения подачи насоса. При сохранении момента на валу гидродвигателя неизменным этот вид регулирования связан с увеличением мощности, снимаемой с вала приводного двигателя. На большой частоте вращения путем регулирования расхода через гидродвигатель достигаются постоянство мощности и уменьшение момента на валу гидродвигателя по гиперболической характеристике.

С целью регулирования режимов работы гидроприводов 7 и 9 в их схему введены регулируемый дроссель, установленный на трубопроводе при входе в нерегулируемый реверсивный гидродвигатель, и переливной клапан, установленный на перепускном трубопроводе, параллельном нагнетательному. Переливной клапан используется для регулирования расхода через гидродвигатель и настраивается на давление несколько ниже рабочего режима. При изменении сопротивления регулируемого дросселя меняются крутизна характеристики трубопровода на входе в гидродвигатель, объем переливаемой рабочей жидкости и, следовательно, частота вращения вала гидродвигателя (ветродвижителя). Гидросхема также включает: запорные и предохранительно-перепускные клапаны, аппаратуру управления, контроля и блокировки, а также защиты от перегрузок и от повреждения устройств поворота при достижении предельных положений ВД; трубопроводы, фильтры и охладитель (подогреватель), обеспечивающие необходимое количество и качество рабочей жидкости.

При дистанционном и автоматическом способах управления гидропривод УП комплекса «мачта-парус» должен работать устойчиво. Установлено, что гидропривод с ручным управлением всегда устойчив, так как выполняется условие устойчивости, определяемое характеристика-

УДК 621.436.12

Половинка Э.М.
ОГМА

ИЗНОСЫ И НАГАРООБРАЗОВАНИЕ В СУДОВОМ СРЕДНЕОБОРОТНОМ ДВИГАТЕЛЕ ПРИ РАБОТЕ НА СРЕДНЕВЯЗКОМ ТОПЛИВЕ

Проблема использования в судовых среднеоборотных дизелях средневязких топлив остаётся актуальной. Особое значение приобретает эта задача для двигателей, базовая конструкция которых не предусматривала применения топлив повышенной вязкости. В этом случае целесообразность перевода на средневязкие топлива и объём сопутствующей модернизации должны устанавливаться на базе сведений об интенсивности износов и нагарообразования на основных деталях (в первую очередь цилиндро-поршневой группы).

В данной работе приведены результаты заводских стендовых испытаний судового среднеоборотного двигателя 6ЧН25/34. При контроле состояния деталей двигателя применены методики и приборы завода-изготовителя, позволившие получить данные, недостижимые в условиях эксплуатационных испытаний.

При испытаниях использованы топлива моторное ДТ (ГОСТ 1667-68) и дизельное Л (ГОСТ 305-82). Смазка двигателя осуществлялась циркуляционным маслом М12В₂ (ТУ 38 101278-72). Содержание присадок в масле следующее: 5 % ВНИИП-370 + 1,2 % АФ-11 + 0,005 % ПМС - 200А + 2 % ПМС. Их основные характеристики приведены в табл. 1 и 2. Во время испытаний на дизельном и моторном топливе использовалось масло одной марки и одной и той же партии.

Таблица 1. Характеристики смазочного масла

Характеристика	Значение
Плотность при 20 °С	0,890 г/см ³
Вязкость кинематическая при 100 °С	11,30 сСт
Зольность с присадкой	0,86 %
Температура вспышки (по Бренкену)	210 °С
Температура застывания	-10 °С
Щелочность	3,58 мг КОН
Индекс вязкости	96

Для определения износа деталей двигателя использованы следующие методы:

- микрометрирование (цилиндровые втулки, поршни, кольца, вкладыши подшипников, втулки клапанов, стержни клапанов);

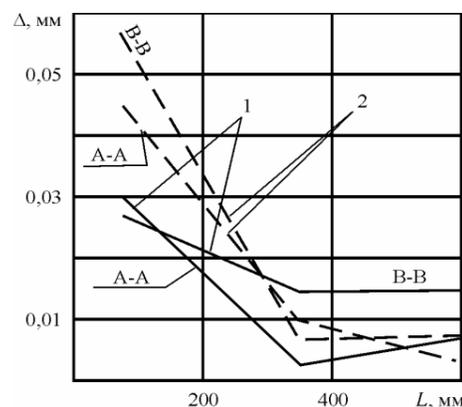


Рис. 1. Износ цилиндрических втулок: 1 — на дизельном топливе; 2 — на моторном

расстоянии 75 мм от верхнего торца втулки в районе первого поршневого кольца при положении поршня в ВМТ). Соотношение износов по различным поясам и плоскостям замеров показано на рис. 1, из которого видно, что износ втулки в первом поясе во много раз больше, чем во втором, расположенном на расстоянии 355 мм от торца втулки. Разница в величинах износа по плоскостям (вызывающая появление эллипсности) невелика, т.е. износ в плоскости качания шатуна В-В и вдоль оси двигателя примерно одинаков. Разность, более заметная, как видно из рисунка, при работе на дизельном топливе, не превышает 0,01 мм. Разница износов на дизельном и моторном топливе отмечена только в первом поясе.

Соотношение их следующее: износ на моторном топливе в 2,18 раза больше чем на дизельном. Увеличение это одинаково как для износа "по оси", так и "по ходу". Полученное значение относится к усредненным величинам по всему двигателю. По отдельным же цилиндрическим втулкам имеется отклонение от этой цифры. Так, у втулок цилиндров 1, 2, 6 увеличение диаметра за время испытаний на обоих сортах топлива имеет примерно одинаковую величину. По втулке цилиндра № 3 на дизельном топливе износ не обнаружен, а на моторном получена величина, равная 0,04 мм.

При сравнении величин износов, замеренных с помощью микроштихмасса и методом нарезания лунок, следует отметить их хорошую сходимость. Так, соотношение величин, полученных указанными способами, следующее: 0,028 и 0,027 мм соответственно (разница 4 %) на дизельном топливе; 0,061 и 0,060 мм (разность 1,7 %) при работе на моторном топливе.

Сведения об износе поршневых колец двигателя представлены изменением веса и зазора в замке (табл. 4), уменьшением радиальной толщины колец, а также изменением их высоты. Кроме того, по данным табл. 4 построены гистограммы (рис. 2), где дано сравнение уменьшения веса колец γ и увеличения зазора в замке δ при работе на дизельном и моторном топливе.

Втулка и шток всасывающего клапана на моторном топливе изнашиваются значительно меньше, чем на дизельном: направляющая втулка в 2 раза (износ 0,017 и 0,035 мм), а шток в 3 раза (0,005 и 0,015 мм). Для выпускного клапана соотношения следующие: износ направляющей втулки меньше на дизельном топливе в 2,3 раза (0,021 и 0,049 мм); шток клапана изнашивается с одинаковой скоростью как на дизельном, так и на моторном топливе (0,016 мм за каждый из этапов).

По поводу величин износа, приведенных выше, следует указать, что они получены в основном как средние по ряду замеров и вычислены с точностью до 0,001 мм, что на порядок выше инструментальной точности микрометра, равной 0,01 мм.

Остановимся теперь на результатах осмотров деталей двигателя и оценке нагарообразования. Общим заключением может быть вывод об умеренном нагарообразовании на всех деталях и отсутствии существенной разницы в величинах нагаров на дизельном и моторном топливе. Несколько больше после работы на моторном топливе обнаружено темных пятен на запорных поверхностях клапанов.

Оценка нагарообразования на поршнях двигателя выполнена по отрицательной системе, рекомендованной ОСТ 24.060.09. В соответствии с этой методикой учитывается относительная площадь, покрытая отложениями, цвет и твердость нагаров, а также их толщина. Оценка состояния поршней приведена в табл. 5.

Таблица 5. Нагарообразование на поршнях

№№	Наименование	Дизельное топливо, 505 ч	Моторное топливо, 520 ч
1	Подвижность колец	0	0
2	Головка поршня	0,08	0,097
3	Поверхность над верхним компрессионным кольцом	2,1	2,04
4	Перемычки	0	0,85
5	Канавки компрессионных колец	0,87	2,36
6	Юбка поршня	0	4,1
7	Средний балл по всем поршням	3,05	9,45

Наиболее существенна разница в состоянии тронков (юбок) поршней, для которых оценка на дизельном топливе "0" (нагарообразование отсутствует), а на моторном 4,1 балла (умеренное нагарообразование) и канавок компрессионных колец: 0,87 и 2,36 балла соответственно. Разница суммарных оценок 6,4 балла (3,05 на дизельном и 9,45 на моторном). Это различие следует считать несущественным, принимая во внимание, в первую очередь, одинаковый балл "0" по подвижности поршневых колец.

чала испытаний. На моторном топливе к этому моменту количество механических примесей в масле уже было 2,63 %, т.е. в 3,4 раза больше. При этом, если для дизельного топлива содержание механических примесей стабилизируется на уровне 0,76-0,78 %, то для моторного топлива их содержание нарастает непрерывно за весь период испытаний.

Характерным является также преимущественно органический состав загрязнений при работе на тяжелом топливе. В пробе масла «500 часов на моторном топливе» из общего количества 3,98 % механических примесей на долю органических составляющих приходилось 3 % и остальные 0,98 % на неорганические примеси, т.е. органические примеси составляют ~75 % от всего количества загрязнений.

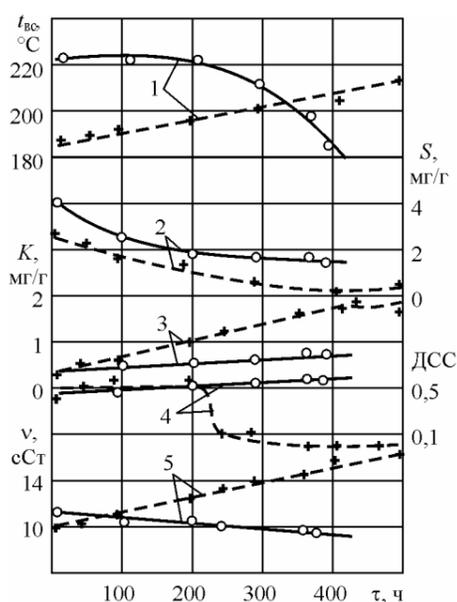


Рис. 2. Изменение характеристик смазочного масла при работе двигателя на дизельном (о) и моторном (+) топливе: 1 — температура вспышки ($t_{вс}$), 2 — щёлочность (S), 3 — кислотность (K), 4 — ДСС, 5 — вязкость (v)

испытаний на моторном топливе — 2,82 мг КОН. Характер изменения этого показателя одинаков: близкая к исходной разность сохраняется на протяжении всего времени работы.

Содержание железа в масле оценивается наибольшей величиной 0,008 % для дизельного топлива и 0,0248 % для моторного (время работы 288 часов и 500 часов соответственно). При этом на дизельном топливе содержание железа стабилизируется в диапазоне 240-290 часов работы, а при сжигании моторного топлива его количество нарастает на протяжении всего периода испытаний.

Качественно различными оказались зависимости для температуры вспышки (рис. 2). На моторном топливе получено повышение этой величины с 187 °С до 214 °С, а на дизельном, наоборот, снижение с 222 °С до 187 °С.

Исходное значение щёлочности при работе на дизельном топливе составило 4,13 мг КОН на 1 г масла, для

Поршень по наружному диаметру изнашивается быстрее на дизельном топливе, чем на моторном, в 4,5 раза, у канавок поршня износ находится в пределах точности измерений (0,01 мм). Однако заметна тенденция его снижения с переходом на моторное топливо.

Всасывающий клапан и втулка имеют скорость износа на моторном топливе в 2,3 раза меньше чем на дизельном топливе.

3. Интенсивность нагарообразования на моторном топливе несколько больше, чем на дизельном. В то же время количество нагаров на обоих сортах топлива невелико.

4. При работе на моторном топливе надежность работы форсунок с гидравлическим запирающим иглы меньше, чем при механическом запирающем.

УДК 621.431.74:621.436-4

Половинка Э.М.
ОГМА

ОБРАБОТКА ТОПЛИВА ПОВЫШЕННОЙ ВЯЗКОСТИ ДЛЯ СУДОВОГО СРЕДНЕБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Важнейшим условием эффективного использования средневязких топлив в дизелях является их рациональная подготовка на борту судна. Для определения параметров обработки различными средствами проведены стендовые заводские испытания системы топливоподготовки с применением различных способов очистки. Система разработана для использования с двигателем 6ЧН25/34. По условиям размещения и для обеспечения мобильности система выполнена из двух модулей: очистки и циркуляции.

Испытания проведены на топливе моторном ДТ (ГОСТ 1667-68), имевшем следующие основные паспортные характеристики:

плотность при 20 °С	0,904 г/см ³ ;
вязкость	14 сСт при 50 °С;
содержание воды	следы;
содержание механических примесей	0,045 %;
содержание золы	0,035 %.

Блок очистки предназначен для отстаивания топлива в цистерне ёмкостью 2 м³ и сепарирования. Отстойная цистерна оборудована электрическим и водяным обогревом. Для водяного обогрева в системе использована выходящая из двигателя вода внутреннего циркуляционного контура. Суммарная мощность двух электронагревательных элементов составляла 3 кВт. Отстойная цистерна использована также для многократного сепарирования путем забора топлива сепаратором из нижней ее части и подачи в верхнюю часть.

В системе использован сепаратор СЦ-1,5 со следующими паспортными характеристиками:

- производительность (при высоте всасывания 400 мм рт. ст., давлении нагнетания 0,35 МПа, вязкости очищаемого топлива 45-47 сСт) — 1500 л/ч;
- при загрязнении нефтепродукта водой до 10 % и механическими примесями до 0,06 % после двух циклов сепарирования содержание воды не должно превышать 0,2 %;
- при содержании в загрязненном нефтепродукте механических примесей до 0,3 % (по массе) после двух циклов сепарирования их количество не должно превышать 0,06 %;
- содержание нефтепродуктов в отделяемой воде не должно превышать 1,0 %.

водяной подогрев. Вариант преимущественного применения зависит от параметров топлива и двигателя.

Так, для двигателя 6ЧН25/34 при температуре воды 80 °С может быть получена температура топлива 74-76 °С, что обеспечивает использование топлива ДТ без применения электроподогрева.

Исходя из результатов температурных испытаний системы топливоподготовки для дальнейших опытов был установлен следующий режим.

В цистернах использован водяной обогрев. Электроподогреватели включали только при необходимости разогрева после продолжительной стоянки при неработающем двигателе. Электроподогреватель сепаратора использовали только тогда, когда двигатель остановлен.

В циркуляционной системе на режимах, близких к номинальной мощности, использованы водяные подогреватели. При мощности менее 75 % от номинальной (температура топлива менее 58-60 °С) включался электроподогреватель второй ступени. Температурное реле этого подогревателя с учётом характеристик использовавшегося топлива было отрегулировано на 65-67 °С.

Для оценки эффективности очистки моторного топлива определялись его показатели после следующей обработки:

- отстаивание;
- сепарация при различной температуре подогрева;
- сепарация при различной производительности сепаратора;
- сепарация и фильтрация.

С целью определения качества очистки отстаиванием моторное топливо в цистерне сепарационной установки было нагрето до 50 °С при равномерном перемешивании. Пробы отбирались с трех уровней цистерны 4 раза, через каждые 6 часов, т.е. полученные результаты относятся к 0, 6, 12 и 18 часам отстаивания.

Качество очистки определялось по содержанию в топливе механических примесей, золы и воды. Контрольными показателями являются вязкость, плотность и температура вспышки. Характеристики топлива, полученные в результате этих опытов, представлены в табл. 1.

Для определения эффективности сепарации определялись показатели качества топлива, пробы которого отбирались после сепаратора, работавшего при неизменной производительности, равной 50 % от номинальной, и различной температуре подогрева: 40, 50, 60, 70 и 80 °С. Результаты анализов приведены в табл. 2.

При неизменной температуре топлива, равной 60 °С, была проведена серия опытов, в которой изменялась производительность сепаратора, составлявшая 25, 50, 75 и 100 % от номинальной (1500 л/ч). Кроме показателей качества проб после сепаратора, в табл. 3 приведены данные пробы моторного топлива, взятой до сепаратора.

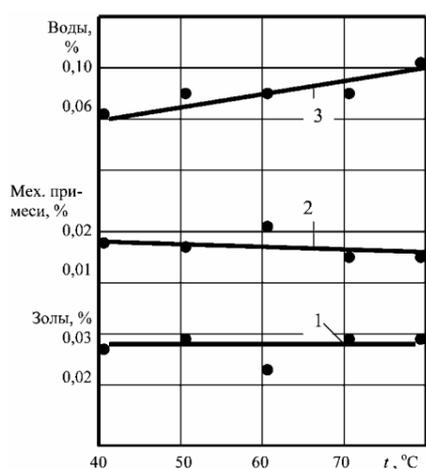


Рис. 1. Зависимость характеристик топлива от температуры сепарации

По данным табл. 3 проследить закономерность изменения качества сепарации со снижением производительности не удастся. Эффект очистки получен во всех случаях (кроме содержания механических примесей при производительности 25 % от номинальной).

Примером зависимости результатов анализа от случайных факторов могут служить показатели табл. 4 по содержанию золы (при малом ее количестве в топливе). После сепаратора получено 0,048 % золы, что больше, чем ее обнаружено в пробе, взятой до сепаратора (0,023 %), и даже несколько больше, чем в

исходном топливе. Количество механических примесей, по данным этой таблицы, убывает в соответствии с последовательностью очистки: до сепаратора 0,0109 %, за сепаратором 0,0104 %, после фильтра тонкой очистки 0,0094 %.

Таким образом, очистка топлива по принятой схеме (отстой, сепарация, фильтрация) способствует безотказной работе двигателя на средневязком топливе.

Подогрев средневязких топлив перед двигателем может осуществляться охлаждающей водой, что существенно упрощает эксплуатацию его на моторном топливе и уменьшает энергетические затраты на подготовку.

Для контроля качества тяжелого топлива перед двигателем необходимо определять размеры и твердость примесей, содержащихся в топливе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фомин Ю.Я., Половинка Э.М., Шестопалов В.И. Использование тяжёлых топлив в судовых дизелях. – М.: Транспорт, 1971. – 192 с.
2. Филиппов А.П., Васильев Ю.Н. Эксплуатация судовых двигателей внутреннего сгорания на тяжёлом топливе. – М.: Транспорт, 1965. – 344 с.

Таблица 3. Характеристики моторного топлива после сепарации с различной производительностью (температура 60 °С)

№	Характеристика	Проба до сепаратора	Производительность, % от номинальной			
			25	50	75	100
1	Вязкость при 50 °С, сСт	16,5	16,7	16,4	16,1	16,2
2	Содержание золы %	0,006	0,018	0,023	0,0045	0,0085
3	Содержание мех. примесей, %	0,004	0,047	0,0022	0,003	0,0033
4	Содержание воды %	Отсутствует во всех определениях				
5	Плотность при 20 °С, г/см ³	0,903	0,901	0,900	0,903	0,902

Таблица 4. Показатели моторного топлива после сепарации и фильтрации

№	Характеристика	Место отбора пробы		
		Проба до сепаратора	После сепаратора	После фильтра тонкой очистки
1	Вязкость при 50 °С, сСт	16,14	15,3	15,0
2	Содержание золы, %	0,023	0,048	0,015
3	Содержание мех. примесей, %	0,0109	0,0104	0,0094
4	Содержание воды, %	Отсутствует во всех определениях		
5	Плотность при 20 °С, г/см ³	0,904	0,905	0,902

Примечание: использовано топливо второй партии

Переходя к оценке результатов опытов по обработке топлива, следует остановиться на особенностях методик определения их характеристик и условий испытаний средств очистки.

ГОСТ 6370-83 «Нефтепродукты и присадки. Метод определения содержания механических примесей» предусматривает расчёт содержания механических примесей по количеству их, задерживаемому бумажным беззольным фильтром, после растворения навески пробы в подогретом бензине или бензоле. При этом не оценивается размер и твердость частиц. В то же время известно, что именно эти данные определяют в первую очередь надежность работы топливной аппаратуры.

Кроме того, при относительно небольшом содержании механических примесей точность определения невысока. Для диапазона содержания механических примесей в нефтепродуктах 0,01 ... 0,1 % допускаются расхождения между определениями 0,01 %. Учитывая, что значения, полученные в результате анализов при испытаниях, в ряде случаев близки к 0,01 %, то ошибка только методики определения может составлять до 100 %.

И, наконец, неизбежно влияние случайных факторов, в частности, неравномерного состава топлива.

В результате данные натурных испытаний средств очистки характеризуются большим разбросом показателей.

Для трехфазного синхронного двигателя с постоянными магнитами за законом Г.Р. Кирхгофа для напряг записуемо матричне рівняння

$$u_{abc} = r_{abc} i_{abc} + L_{abc} \frac{di_{abc}}{dt} + \frac{d\psi_{abc}}{dt}, \quad (1)$$

де $u_{abc} = \begin{bmatrix} u_a \\ u_b \\ u_c \end{bmatrix}$ — матрица миттєвих значень напряг фазних обмоток a, b, c статора;

$$r_{abc} = \begin{bmatrix} r_s & 0 & 0 \\ 0 & r_s & 0 \\ 0 & 0 & r_s \end{bmatrix} \text{ — матрица активних опорів фазних обмоток } a, b, c \text{ статора;}$$

$$i_{abc} = \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} \text{ — матрица миттєвих значень струмів фазних обмоток } a, b, c \text{ статора;}$$

$$L_{abc} = \begin{bmatrix} L_s & -0.5L_m & -0.5L_m \\ -0.5L_m & L_s & -0.5L_m \\ -0.5L_m & -0.5L_m & L_s \end{bmatrix} \text{ — матрица індуктивності фазних обмоток } a, b, c \text{ статора;}$$

$$\psi_{abc} = \psi_m \begin{bmatrix} \sin \theta_r \\ \sin(\theta_r - \frac{2}{3}\pi) \\ \sin(\theta_r + \frac{2}{3}\pi) \end{bmatrix} \text{ — матрица потокозчеплень фазних обмоток } a, b, c \text{ статора, які створює магнітний потік ротора.}$$

В матриці індуктивностей маємо

$$L_s = L_i + L_m, \\ L_m = \frac{2N_s^2}{3R_m},$$

де L_i — індуктивність розсіяння магнітного потоку фазної обмотки статора; N_s — кількість витків фазної обмотки статора; R_m — радіальний магнітний опір магнітопроводу.

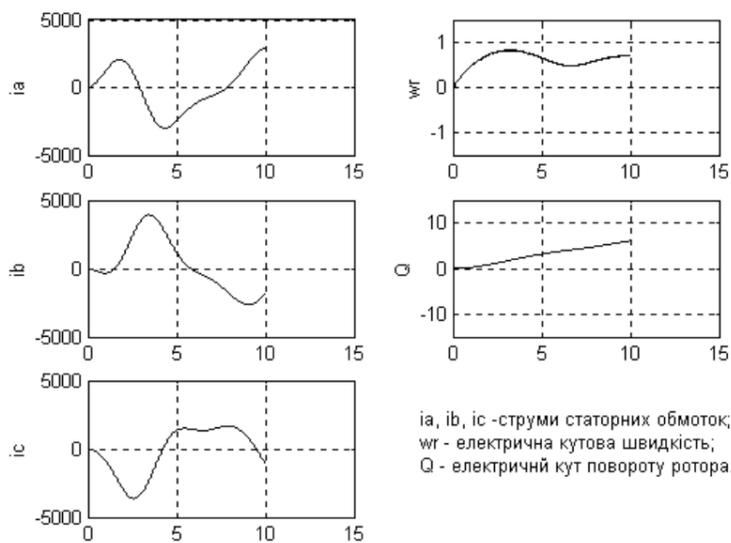


Рис. Результати комп'ютерного розрахунку пуску двигуна азипода

Результати комп'ютерного моделювання підтверджують адекватність математичної моделі трифазного синхронного двигуна з постійними магнітами для потужних азиподів.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. The influence of optimized stator geometry and rotor configuration on motor characteristics in permanent magnet synchronous motor for ship propulsion drive / M. Rosu, A. Arkkio, T. Jokinen, I. Mantere, I. Westerland. – Helsinki: Universe of Technology, 2000. – P. 6.
2. Радченко А.П., Буда Рашид. Моделювання суднового енергетичного комплексу з азиподом // Моделювання в прикладних наукових дослідженнях. Мат. сем. / Под ред. В.П. Малахова и др. – Одесса: ОГПУ, 2000. – С. 28 - 29.
3. Радченко А.П. Интраптонны. – К.: Либідь, 1991. – 186 с.

що. Використання датчиків електричного струму на ефекті Хола дає можливість застосувати частотно-струмове управління АД, що забезпечує більшу точність регулювання обертів ГФК для несталих експлуатаційних умов.

Стосовно ЕД, що працює при різко змінному навантаженні, найчастіше ударного характеру, зменшення моменту інерції двигуна і відсутність комутаційних обмежень дозволяють реалізувати більш ефективне обмеження динамічних навантажень, що діють на механічне устаткування, підвищити надійність роботи механічного та електричного устаткування, знизити витрати енергії в процесах і т.д.

Енергетична схема ПЧ має ланку постійного струму з підключеним до нього інвертором на тиристорах, що повністю керуються. Проблема рекуперації енергії при генераторному гальмуванні ЕД вирішується за допомогою інвертора, підключеного паралельно загальному некеруваному випрямлячу. Можливість рекуперації забезпечує мінімізацію споживання енергії при збереженні задовільної сумісної з мережею роботи при зміні напруги від +10 до -30 % номінального значення, коефіцієнт потужності більше 0,9, незначний рівень вищих гармонік у споживаному струмі.

Для широко регульованих динамічних електроприводів з АД ефективним є застосування векторного принципу керування, що забезпечує регулювання магнітного потоку в зазорі машини. У моделі частотно регульованого електропривода використана відома структура системи "Трансвектор", що забезпечує керування по вектору потокозчеплення ротора двигуна [2].

Модель енергетичних процесів побудована у відповідності зі схемою розподілу потоків активної потужності (рис. 2) для механізмів головного приводу, енергетичних ланцюгів і перетворювачів (див. рис. 1).

Сумарні втрати розбито на змінні v і умовно постійні k втрати, як це прийнято в теорії електроприводу. У моделі енергетичних процесів підраховано не тільки активні, але й повні потужності, що дозволяє досліджувати потоки реактивної потужності, розраховувати втрати, виходячи з повної потужності.

Оцінка зміни якості електромеханічної системи в цілому в залежності від характеристик електроприводу при незмінних основних параметрах здійснюється за критерієм ефективності перетворення енергії $H_{пр}$ [3]:

$$H_{пр} = \frac{\int_0^T |P_{вих}(t)| dt}{\int_0^T |P_{вих}(t)| dt + \sum_{j=1}^n \int_0^T \Delta P_j(t) dt}$$

Ці труднощі з гвинтами не єдині при застосуванні традиційної концепції МОД до суден типу ULCVs. Будівництво МОД великих потужностей йде шляхом збільшення числа циліндрів у комбінації з існуючими діаметрами поршнів або ж із застосуванням винятково великих діаметрів у комбінації з класичною кількістю циліндрів. Це дає бажаний результат з одержанням необхідних вихідних потужностей МОД, але не виправдовує капіталовкладень судноплавними компаніями. Такі контейнеровози будуть мати високу вартість, перевозитимуть небезпечні коштовні вантажі з отрутохімікатами та бункери, що містять до 20000 тонн важкого палива. А це може призвести до важких екологічних наслідків у випадку аварії [1].

Мета роботи — вибір раціональної енергетичної установки для контейнеровозів типу ULCVs.

Для цього потрібно розв'язати такі задачі:

- проаналізувати можливі варіанти сучасних енергетичних установок для контейнеровозів типу ULCVs;
- оцінити ефективність вибраної установки.

Одногвинтові установки з ГФК та МОД типу Sulzer RTA96C можуть забезпечити всі умови експлуатації судна з пропускною спроможністю до 7500 контейнерів, з урахуванням правильності завантаження і вибору оптимальної швидкості.

Гібридні установки з азимутальними дизель-електричними приводами (азипод) — збільшують ефективність МОД за рахунок застосування потоку протилежного обертання, дозволяють поліпшити маневреність, виключити руль і мають більш високі можливості на малих швидкостях. Електричний двигун (ЕД) азипода живиться від циклоконвертора або перетворювача частоти (ПЧ), синхронного генератора (СГ) з середньообертним дизелем (СОД). ЕД приділяється 10÷15 % від загальної потужності силової установки. Недоліки цієї концепції — відсутність необхідних гідродинамічних характеристик і практичного досвіду використання подібних систем.

Для контейнеровозів типу ULCVs можна застосувати МОД з ЕД на валі (рис. 1). Ця концепція застосовується в будівництві сучасних дуже великих контейнеровозів і розділяє переваги і хиби першої, хоча сучасний рівень розвитку технології не дозволить застосовувати електродвигуни дуже великих потужностей і перейти цілком на електрорух. Обмеження за потужністю для цієї концепції значною мірою визначається наявністю одного ГФК і розміром електродвигуна. Розумною межею для судна могло б бути до 9000 контейнерів з установленою потужністю приблизно 76 МВт: 66 МВт приділяється МОД типу Sulzer 12RTA96C і 10 МВт синхронному (СД) або асинхронному (АД) елект-

них механізмів, конструкції ГФК тощо), що забезпечували б підвищення енергетичної економічності. У цьому зв'язку, якщо адекватність математичних моделей забезпечена, критерій можна вважати об'єктивним.

На рис. 3 наведено «осцилограми» комп'ютерного моделювання системи СОД - СГ - ПЧ - АД - ГФК, де записано графіки зміни деяких перемінних, що відбивають основні фізичні процеси. З графіків випливає можливість якісного керування параметрами електропривода — забезпечення необхідних для даної системи робочих швидкостей при повному й ослабленому магнітному потоку АД, прискорень, максимальних моментів, ривків.

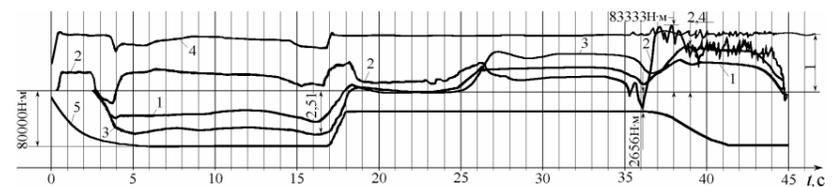
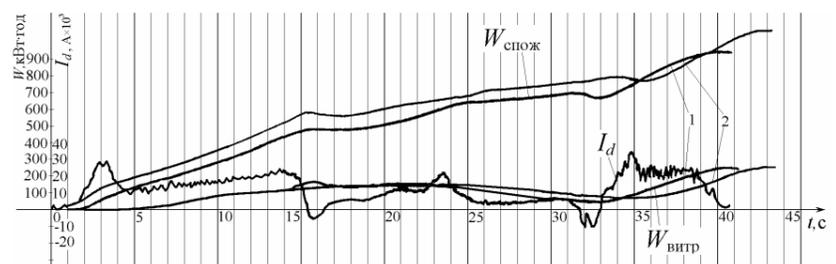


Рис. 3. «Осцилограми» комп'ютерного моделювання: 1 — завдання швидкості АД; 2 — електромагнітний момент АД (Н·м); 3 — частота струму статора АД відносно номінального значення; 4 — потокозчеплення ротора АД відносно номінального значення; 5 — момент опору на валі АД (Н·м)

На рис. 4 наведено графіки споживаної $W_{спож}$ від СГ енергії і енергії $W_{витр}$, що витрачається на розгін АД у електроприводі з ПЧ та ШІМ-АД, а також графік зміни струму у ланці постійного струму системи ПЧ з ШІМ-АД.

Рис. 4. Графіки енергії: $W_{спож}$ — споживаної з мережі (кВт·год); $W_{витр}$ — такої, що витрачається на подолання моменту опору (кВт·год); струму в ланці постійного струму I_d (А) із системою електроприводів СГ-ПЧ-АД із ШІМ (1) і СГ-АД (2)

Результати досліджень дають кількісні значення ефектів, що призводять до економії електроенергії, зниження динамічних навантажень, які свідчать про доцільність як для виробників, так і для споживачів

УДК 620.193:[621.181:629.12]

Ромашко В.Н., Сурин С.М.
ОГМА**РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ УТИЛИЗАЦИОННОГО КОНТУРА С КОТЛОМ «DIESECON»**

Испытания были проведены из-за отсутствия данных о работе утилизационной установки на разных режимах работы ГД. Методика испытаний была заимствована из [1, 2], так как представленные в этой литературе испытания достаточно адекватно описывали процессы утилизационного контура. В процессе испытаний предусматривалось измерение давления пара штатным манометром с погрешностью 0,025 МПа. Температуру воды на входе в УК, в тёплом ящике, температуру газов перед и после УК также измеряли штатными измерительными приборами. Погрешность термометров не превышала 1,5%. Расход топлива на главный двигатель определяли расходомером с погрешностью менее 2%. Частота вращения и нагрузка ГД определялись с помощью электронных приборов. Паропроизводительность котла определяли по уровню воды в тёплом ящике с погрешностью менее 2%.

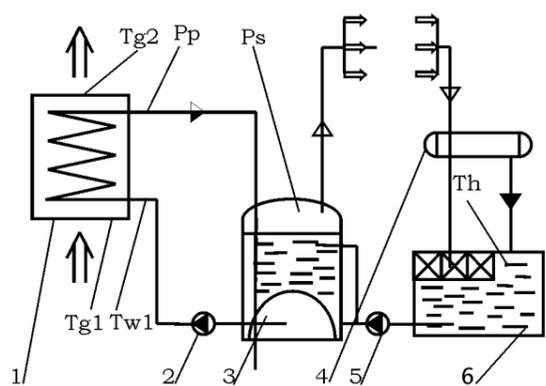


Рис. 1. Схема испытаний: 1 — утилизационный котёл, 2 — циркуляционный насос, 3 — сепаратор пара (вспомогательный котёл), 4 — конденсатор пара, 5 — питательный насос, 6 — тёплый ящик

Для контроля режимов работы ГД записывались также частота вращения ГТН, температура до и после ГТН. При этих измерениях также использовалось штатное измерительное оборудование. Схема испытаний приведена на рис. 1, а результаты — в таблице 1.

Анализ результатов испытаний показал достоверность данных, за исключением температуры воды на входе в котёл. Поэтому в дальнейшем при обработке экспериментальных данных температуру воды на входе в котёл принимали средневзвешенной между температурами возвратно-циркуляционной и питательной воды.

Анализ результатов испытаний показал достоверность данных, за исключением температуры

УДК 621.431.74.038

Саприка О.Л.
ОГМА**ИЗБЫТОЧНАЯ МОЩНОСТЬ ГЛАВНОГО СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ**

В условиях эксплуатации, нагрузка главного судового дизеля на любом режиме ограничивается от механической и тепловой перегрузки ограничительными характеристиками: от механических перегрузок — постоянным значением крутящего момента $M_e = \text{const}$ или пропорциональным ему средним эффективным давлением $P_e = \text{const}$. Ограничением от тепловой напряженности принято постоянно коэффициент избытка воздуха на всех режимах работы дизеля $\alpha = \text{const}$.

Постоянный крутящий момент определяется через номинальную мощность дизеля $N_{ен}$

$$M_{ен} = \frac{30N_{ен}}{\pi n_n}, \quad (1)$$

где n_n — номинальная частота вращения вала, мин^{-1} .

Для сохранения постоянства уровня тепловой напряженности необходимо изменение нагрузки дизеля устанавливается по уравнению мощности

$$N_i = \frac{V_s i z Q_n P_s \eta_i}{60 R_s G_0 T_s \alpha} \eta_n n, \quad (2)$$

где V_s — рабочий объем цилиндра дизеля, м^3 ; i — число цилиндров; z — тактность (двухтактные $z = 1$, четырехтактные $z = 1,5$); Q_n — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг ; R_s — газовая постоянная воздуха, кДж/(кг·К) ; G_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива, кг/кг ; P_s , T_s — давление и температура воздуха перед цилиндром дизеля, кПа , К ; η_i — индикаторный КПД; α — коэффициент избытка воздуха; η_n — коэффициент наполнения; n — частота вращения вала, мин^{-1} .

В формуле (2) поддается воздействию только один параметр — коэффициент избытка воздуха для сгорания топлива α .

Увязав величину α с критерием теплонапряженности поршня Н.К. Овсянникова [1]

$$K_{но} = b_2 (P_s n)^{0,5} \left(\frac{\eta_n}{\alpha} \right)^{0,88}, \quad (3)$$

где $b_2 = \frac{60V_s i z (P_{so} n_0)^{0,432}}{R_s G_0 B_0 T_{s0}}$ — постоянная величина,

Расчёты показали существенно низкую паропроизводительность котла.

Котёл «DIESECON» комплектуется оребренными трубами с прямоугольными рёбрами размером 89×95 мм и шагом 12,7 мм. Расчёт тепловой эффективности рёбер показал, что она равна 0,92. В то же время загрязнённость наружной поверхности труб оказалась чрезвычайно высокой, чем объясняются многократные возгорания сажи в УК.

Расчёты по формулам (1) и (2) показали, что коэффициент эффективности оребренной поверхности котла намного меньше ожидаемого и существенно зависит от времени работы котла после очередной очистки наружной поверхности труб.

Штатная система очистки предусматривает обдувку паром, но она оказалась недостаточно эффективной, из-за чего приходилось дополнительно мыть трубы водой под высоким давлением (6 МПа).

На рис. 2 представлен график изменения коэффициента эффективности поверхности нагрева от степени её загрязнения. Здесь кривая 1 проведена по экспериментальным точкам, а 2 — аппроксимирующая кривая. За нуль отсчёта времени принято время работы котла после очистки наружных поверхностей труб. Из графика видно, что даже после отмывки поверхности котла в первый день работы тепловая эффективность котла составляет 26%, что свидетельствует о неудовлетворительном качестве отмывки труб внутри пучка. Через 5-6 дней после начала работы котла толщина слоя сажи стабилизируется до очередного возгорания.

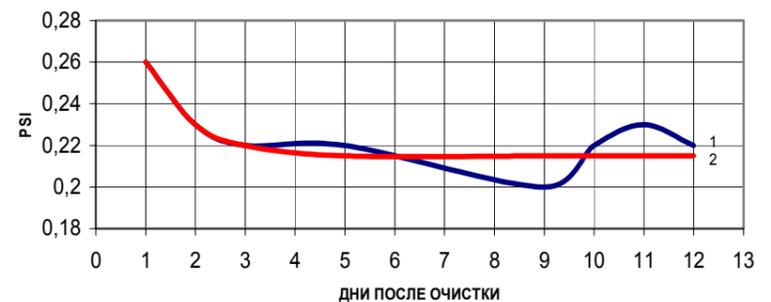


Рис. 2. Динамика загрязнения поверхности нагрева котла в процессе эксплуатации

Представленные экспериментальные данные достаточно хорошо аппроксимируются моделью работы УК на разных режимах работы ГД.

Таблица 1. Стендовые режимные показатели дизеля 6RD56 и расчет ограничительной характеристики

Нагрузка, %	N , кВт	n , мин^{-1}	P_s , кПа	T_s , К	по ф. 6	По ф. 7	по ф. 8
100	4164	170,0	172,4	322,3	1,000	1,000	1,000
75	3180	154,0	155,0	301,0	0,875	0,878	0,867
50	2145	137,5	137,5	285,2	0,716	0,725	0,712
25	1139	120,4	120,4	284,0	0,500	0,507	0,514

Как следует из таблицы, результаты расчетов по эмпирическим формулам (7), (8) отличаются от расчетов по формуле (6) не более чем на 1,5%.

Во многих случаях при задании режима нагружения дизеля возможно наличие у него избыточной эффективной мощности

$$N_e = N_{еорп} - N_e. \quad (9)$$

Оценка избыточной мощности определяет границу режима работы главного дизеля, до которой возможно использование его избыточной мощности для судовых нужд (валогенератор) и увеличения, благодаря этому, топливной экономичности судовой энергетической установки.

Если для дизеля ограничительную характеристику по крутящему моменту представить через эффективную мощность в виде

$$\bar{N}_{еорп} = \frac{N_{еорп}}{N_{e0}} = E_d N_{e0} \frac{n}{n_0}, \quad (10)$$

и использовать зависимость

$$\frac{N_e}{N_{e0}} = \left(\frac{n}{n_0} \right)^m,$$

то подставляя их в выражение (9) получим

$$\Delta N_e = E_d N_{e0} \left[\frac{n}{n_0} - \left(\frac{n}{n_0} \right)^m \right], \quad (11)$$

Избыточная индикаторная мощность

$$\Delta N_i = E_d \frac{\Delta N_e}{\eta_m}. \quad (12)$$

Максимально возможную величину избыточной эффективной мощности дизеля найдем как первую производную выражения ΔN_e , приравняв ее к нулю:

$$\frac{d(\Delta N_e)}{dn} = \frac{E_d N_{e0}}{n_0} - m \frac{E_d N_{e0}}{n_0^m} n^{m-1} = 0,$$

$$n_m = m^{-1} \sqrt{\frac{4}{3m}} n_0.$$

Если принять $m = 3$, то

$$N_m = \frac{2}{3} n_0 = 0,666 n_0. \quad (16)$$

При частоте вращения вала n_m

$$\Delta N_{e \max} = \frac{E_d N_{e0}}{3} \left[m^{-1} \sqrt{\frac{4}{3m}} - 3 \left(m^{-1} \sqrt{\frac{4}{3m}} \right)^m - 1 \right].$$

При $m = 3$

$$\Delta N_{e \max} = \frac{7}{27} E_d N_{e0} = 0,259 E_d N_{e0}. \quad (17)$$

Максимально возможную избыточную индикаторную мощность оценим как

$$\Delta N_{i \max} = \frac{\Delta N_{e \max}}{\eta_{mm}}$$

Можно полагать, что наибольшее значение избыточной мощности дизеля, работающего на гребной винт при ограничении его тепловой напряженности составляет около 28 % номинальной мощности. Этот максимум наступает при частоте вращения вала n_m около 68 % номинальной ее величины

Оценка режима максимальной величины избыточной мощности главного судового дизеля позволяет, при необходимости, эксплуатировать его с нагрузкой, при которой можно использовать избыточную мощность для судовых нужд.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Давыдов Г.А., Овсянников М.К. Температурные напряжения в деталях судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1969. – 247 с.
2. Конаков Г.А., Васильев Б.В. Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота. – М.: Транспорт, 1980. – 423 с.
3. Петровский Н.В. Режимы работ судовых двигателей с воспламенением от сжатия. – М.-Л.: Морской транспорт, 1953. – 152 с.
4. Правила технической эксплуатации судовых технических средств. РД 31.21.30-33. – М.: В/О Мортехинформреклама, 1984. – 388 с.

риодом неустойчивости — нагревом и начальными стадиями диффузии — можно пренебречь, так как в сравнении с общей продолжительностью процесса он невелик.

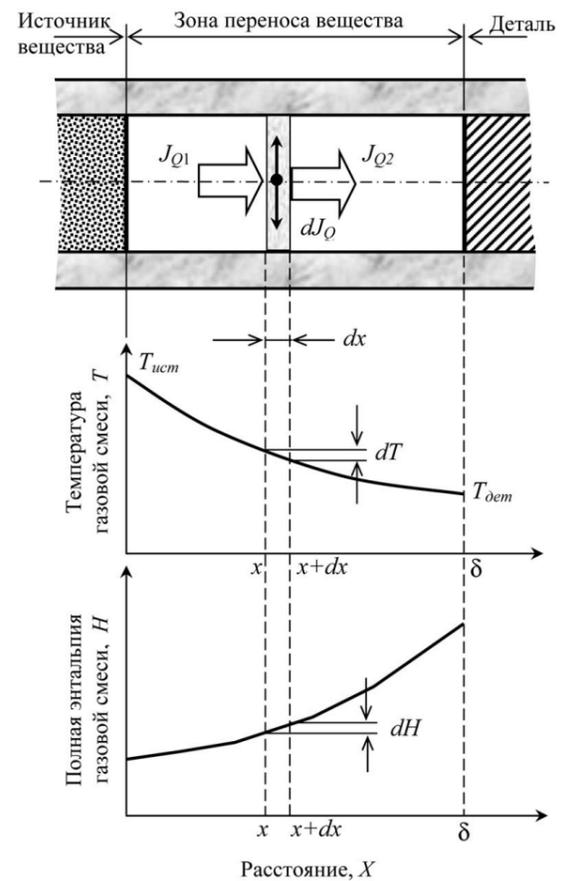


Рис. 1. Принципиальная схема температурного поля зоны транспортировки наносимого вещества при ХТО в установках с двумя зонами нагрева

Неизолированность системы предполагается частичной — она подразумевает отсутствие теплообмена с окружающей средой по цилиндрической поверхности и его возможность по торцевым границам технологического пространства (на рис. 1 изображены толстыми линиями). В то

Решение этого уравнения возможно только после определения dJ_Q , для чего необходимо преобразовать изменение энтальпии газовой смеси в тепловой поток, исключив фактор нестационарности — время.

Полная энтальпия газовой смеси, с учетом [4, 5], для нормальных условий ($T_n = 273$ К, $p_n = 101,3$ кПа) может быть представлена суммой произведений массовой доли i -компонента g_i на стандартную энтальпию его образования:

$$H_{298}^0 = \sum_{i=1}^N g_i \Delta H_{298}^0.$$

Если условия проведения технологической операции отличаются от указанных выше по давлению и температуре, она соответственно изменится:

$$H = H_{298}^0 \frac{T_n}{T} \frac{p}{p_n}.$$

С учетом изменения температуры и обусловленного этим химического взаимодействия между компонентами газовой смеси при ее диффузионном перемещении зависимость полной энтальпии газовой смеси от координаты технологического пространства в общем виде может быть выражена функцией $H(x)$. Тогда в элементарном объеме Fdx (рис. 1) будет происходить выделение (поглощение) тепла dQ :

$$dQ = dH \cdot Fdx. \quad (4)$$

Учитывая, что оно распространяется со скоростью, равной скорости диффузионного перемещения газового потока $v_{диф}$, выражение для этого дополнительного теплового потока (4) и уравнение теплового баланса (3) для выделенного элементарного объема можно представить в виде

$$dJ = dQ \cdot v_{диф} = dH \cdot v_{диф} Fdx; \quad (5)$$

$$-\lambda F \left(\frac{dT}{dx} \right)_x = -\lambda F \left(\frac{dT}{dx} \right)_{x+dx} + dH \cdot v_{диф} Fdx. \quad (6)$$

Преобразуем уравнение (6) следующим образом:

$$\frac{\lambda \left(\frac{dT}{dx} \right)_{x+dx} - \lambda \left(\frac{dT}{dx} \right)_x}{dx} = \lambda \frac{d^2 T}{dx^2} = v_{диф} dH.$$

Окончательно получаем обыкновенное дифференциальное уравнение 2-го порядка:

Исследование полученного общего интеграла позволяет решить ряд важных практических задач, в том числе:

- рассчитать, с учетом заданных температур зон, расстояние между деталью и источником вещества с тем, чтобы предупредить преждевременное выделение вещества в газообразной фазе и образование так называемой "шубы";
- определить тепловую составляющую энергоемкости процесса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. И. Пригожин. Философия неустойчивости // Вопросы философии. – 1991. – № 6. – С. 46-57.
2. Тарапата В.В. Обобщенная модель переноса вещества при восстановлении и упрочнении деталей судовых технических средств // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – Вып. 4. – Одесса: ОГМА. – С. 136-143.
3. Блехман И.И., Мышкис А.Д., Пановко Я.Г. Механика и прикладная математика: Логика и особенности приложений математики. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. литературы, 1983. – 328 с.
4. Мухачев Г.А., Шукин В.К. Термодинамика и теплопередача. – М.: Высшая школа, 1991. – 480 с.
5. Арнольд Л.В., Михайловский Г.А., Селивестров В.М. Техническая термодинамика и теплопередача. – М.: Высшая школа, 1979. – 446 с.
6. Смирнов В.И. Курс высшей математики. – М.: Гл. ред. физ.-мат. литературы, 1961. – Т. 2. – 628 с.

$$G_m = \int_0^{T_m} g_e^0 P_D^0 dT.$$

$$G_m = 38,772 + 8,661N_X - 1,003C_M - 1,760C_R - 5,214\beta_R + 3,740\alpha_T + 1,980N_X^2 + 2,964C_M^2 - 2,62\alpha_T^2 - 1,337N_X C_R - 3,25N_X \beta_R + 2,914N_X \alpha_T + 4,621C_M \alpha_T - 1,254\beta_R \alpha_T,$$

где $g_e^0 = \frac{g_e}{g_{e0}}$ — относительный текущий удельный расход топлива;

$P_D^0 = \frac{P_D}{P_{e0}}$ — относительная мощность первичных двигателей;

$T = v_0 t / L$ — «безразмерное» время; v_0 и L — скорость движения судна

и его длина по КВЛ; t — текущее время (индекс «0» здесь и далее относится к значению соответствующей физической величины, принятому за базовое); N_X, C_M, C_R — безразмерные параметры пропульсивного комплекса электрохода

$$N_X = \frac{P_{e0} L}{(H + \lambda_{11}) v_0^2}; n_R = \frac{\mu_k \frac{\rho}{2} v_0^2 S_n (1 - \psi)^2}{P_{e0}};$$

$$n_M = \frac{\beta_0}{r_2'^2} \left[(b^2 + c^2 \alpha^2) + (d^2 + e^2 \alpha^2) \frac{r_2'^2}{\beta_0^2} + 2r_1 \alpha \frac{r_2'}{\beta_0} \right];$$

P_{e0} — суммарный полезный упор гребных винтов; H и λ_{11} — масса судна и присоединенные массы воды вдоль продольной оси; μ_k — коэффициент боковой силы руля; ρ — удельная плотность воды; S_n — приведенная площадь руля; ψ — коэффициент попутного потока воды в области руля; b, c, d, e — постоянные коэффициенты частотно-управляемого ГЭД; r_2' — приведенное активное сопротивление ротора; α — относительная частота питающего двигателя напряжения; β_0 — абсолютное скольжение ротора ГЭД; β_R — угол перекладки пера руля; $\alpha_T = (\alpha_{лев.} - \alpha_{прав.})$ — степень подтормаживания одного из винтов (в частности правого), пропорциональная разности относительных частот $\alpha_{лев.} = \frac{f_{лев.}}{f_{ном}}$ и $\alpha_{прав.} = \frac{f_{прав.}}{f_{ном}}$ питающего ГЭД напряжения;

2. Продолжительность выполнения судном полного оборота

$$T_m = 24,63 + 5,88N_X - 2,97n_M - 3,18\beta_R + 1,42N_X^2 + 1,42n_M^2 + 0,85\beta_R^2 - 2,55N_X \beta_R;$$

3. Относительный диаметр циркуляции $D_{ц} = 2R_{ц} / L_X$

$$D_{ц} = 4,94 + 2,37N_X - 0,23n_R - 0,92\beta_R^2 + 0,23N_X^2 + 0,15\beta_R^2 - 0,18N_X n_R - 0,7N_X \beta_R;$$

Таблица 3. Влияние глубины воды на оптимальные решения

Условия выполнения маневра	h_T	$G_{м.кл}$	Оптимальные решения					$G_m, \%$	
			K_1^*	K_2^*	K_3^*	K_4^*	K_5^*		G_m^*
$v_{нач} = 0,8 \alpha_{ит} = 0$	∞	35,052	5	1,756	-0,100	0,656	3	30,524	12,9
$v_{нач} = 0,8 \alpha_{ит} = 0$	3	41,217	5	1,762	-0,099	0,663	3	33,986	17,5
$v_{нач} = 0,6 \alpha_{ит} = 0$	∞	24,763	5	2,344	-0,100	1,244	3	10,656	56,7
$v_{нач} = 0,8 \alpha_{ит} = 0$	3	27,015	5	2,344	-0,100	1,244	3	11,642	56,9
$v_{нач} = 0,8 \alpha_{ит} = 0,5$	∞	29,396	5	3,868	-4,927	2,059	3	21,456	27
$v_{нач} = 0,6 \alpha_{ит} = 0,5$	3	32,454	5	3,856	-4,887	2,031	3	23,571	27,4
$v_{нач} = 0,6 \alpha_{ит} = 0,5$	2	46,713	5	3,436	-3,852	1,416	3	31,871	27,1

Уменьшение глубины воды на большой и на малой скоростях движения мало сказывается на оптимальных законах управления. Эффективность оптимизации увеличивается с 12,9 % до 17,5 % на больших скоростях и с 56,7 % до 56,9 % на малых, что вполне согласуется с теоретическими положениями. При совместном маневрировании рулем и винтами, влияние глубины воды начинает сказываться при $h_T < 2,5$, причем величина h_T влияет на оптимальные законы управления $\gamma^* = \gamma(\alpha)$, а на эффективности оптимизации практически не сказывается. Таким образом, при отыскании оптимальных законов управления гребной электроустановкой глубина воды должна учитываться при движении на больших скоростях, с одновременным подтормаживанием одного из винтов, при глубинах $h_T < 2,5 \dots 2$.

Некоторые результаты поисков оптимальных законов управления при совместном маневрировании рулем и гребной установкой приведены в табл. 4 и на рисунке. Эффективность оптимизации указана в соответствующей графе табл. 4.

Таблица 4. Оптимальные законы управления гребной установкой

Значимые параметры	$G_{м.кл}$	Оптимальные решения					$\Delta G_m, \%$	Номер кривой	
		K_1^*	K_2^*	K_3^*	K_4^*	K_5^*			G_m^*
$v_{нач} \quad \alpha_T \quad h_T$									
0,729 0 ∞	33,76	5	1,806	-0,094	-0,712	3	29,28	13,3	1
0,729 0,5 ∞	27,61	5	3,810	-4,675	1,865	3	20,92	26,7	2
0,662 0,5 2	39,88	5	3,874	-4,898	2,024	3	30,74	22,9	3
0,597 0 ∞	27,96	5	2,094	-0,084	-1,01	3	17,84	36,2	4
0,6 0,45 ∞	24,14	5	4,492	-6,478	2,986	3	12,49	44,1	5
0,878 0 ∞	37,01	5	1,819	-0,10	-0,719	3	30,11	18,7	6
0,878 0,5 ∞	29,38	5	3,639	-4,245	1,606	3	21,17	27,9	7
0,767 0,5 2	43,70	5	3,713	-4,480	1,763	3	31,70	27,5	8
0,6 0 ∞	29,26	5	2,094	-0,094	-1,0	3	16,89	42,3	9

этого эффекта. Нагрузки на внешний силовой контур увеличиваются до 8 %, а на внутренний контур снижаются до 70 % (при больших α_T этот эффект проявляется в меньшей степени).

Одним из основных показателей, позволяющим оценить качество выполнения маневра судовой энергетической установкой, является G_m — затраты топлива на его выполнение. Улучшить этот показатель можно за счет оптимизации законов управления гребной установкой. Будем отыскивать оптимальные законы управления в виде

$$\alpha = \alpha_{уст} (1 - e^{-K_1 T}); \quad (2)$$

$$\gamma = K_2 \alpha + K_3 \alpha^3 + K_4 \alpha^3; \quad (3)$$

$$\beta_R = \beta_{уст} (1 - e^{-K_5 T}), \quad (4)$$

где $\gamma = U / U_{ном}$ — относительное значение напряжения ГЭД; K_1, K_2, K_3, K_4, K_5 — оптимизируемые параметры.

На оптимальные законы управления могут оказывать влияние сдвиг во времени между началами маневрирования рулем и винтами, величина перекладки пера руля, скорость движения судна, глубина воды.

Для оценки целесообразности временного сдвига проведена серия расчетов циркуляционного движения при одновременном маневрировании, с запаздыванием и с опережением на 5 и 10 относительных единиц времени начала маневрирования гребным винтом относительно начала маневрирования рулем. Эффективность выполнения маневра оценивалась по относительным затратам топлива, а также по показателям T_m и $D_{ц}$. Результаты расчетов приведены в табл. 1.

Таблица 1. Влияние сдвига во времени между началами маневрирования

Разгон электрохода до $v=v_{уст}$	Описание маневра во времени		Показатели качества выполнения маневра		
	Циркуляционное движение руля	Подтормаживание винтом	G_m	T_m	$D_{ц}$
$0 \leq T < 20$	$T = 20$	$T = 20$	48,9	46,5	5,2
	$T = 20$	$T = 25$	51,1	46	5,4
	$T = 20$	$T = 30$	53,5	45,5	5,6
	$T = 25$	$T = 20$	52,3	51	5,4
	$T = 30$	$T = 20$	55	55	5,2

Как показали расчеты, сдвигка во времени между началами маневрирования рулем и винтами нецелесообразна. Незначительное уменьшение T_m в случае, когда маневрирование винтом начинается раньше перекладки руля, не может компенсировать ухудшение остальных показателей качества.

УДК 621.981:531

Бирюков Б.Н., Евдокимов В.Д., Захваткин Д.П., Шакун С.Н.
ОГМА, ОГМУ

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН С КОМБИНИРОВАННЫМИ РАБОЧИМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

Применение комбинированных поверхностей трения, состоящих из нескольких различных по своим свойствам материалов, при определенном их сочетании позволяет существенно снизить износ пары трения. Трение и изнашивание комбинированной поверхности образующихся в зоне фрикционного контакта структур является сложным процессом, характер и степень проявления его разнообразны. Поэтому целесообразно анализ выполнить вначале для поверхности, у которой вставки не создают благоприятного защитного действия. Это даст возможность выявить закономерности изнашивания поверхности при отсутствии взаимного влияния элементов на износ.

Модель комбинированной поверхности пары трения представлена элементами двух видов: основы 1 и вставок 2 (рис. 1), их торцевая поверхность перед началом изнашивания лежит в одной плоскости и является рабочей. Элементы равной высоты установлены на жестком основании. Рабочая поверхность однородного контртела 3 в сопряжении является ответной.

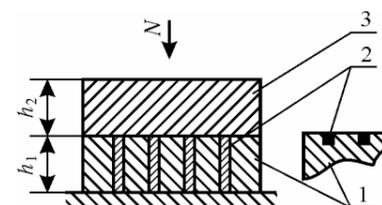


Рис. 1. Модель сопряжения со вставками

Интенсивность изнашивания при прочих равных условиях зависит от двух факторов: действующей нагрузки и износостойкости материала. Нагрузка на элементы в любой момент времени распределена согласно соотношению:

$$P_{cp} = P_B \alpha + P_{осн}(1 - \alpha) \quad (1)$$

где α — относительная площадь, занимаемая вставками на поверхности трения; P_{cp} — среднее номинальное давление, создаваемое нормальной нагрузкой на поверхности трения; $P_B, P_{осн}$ — номинальные давления на элементах.

Приработка протекает в направлении выравнивания интенсивности изнашивания элементов, что совершается автоматически за счет изменения деформаций и соответственно давлений, поскольку они уравновешены в объеме упругими силами сжатия. При исследовании процесса введем предположение о линейности износа от нагрузки, справедливое

$$\delta_b = \frac{\Delta P_b}{E_b} h; \Delta_{\text{осн}} = \frac{\Delta P_{\text{осн}}}{E_{\text{осн}}} h,$$

где h — высота элементов; E — модуль упругости материала.

Отсюда

$$\frac{\Delta P_{\text{осн}}}{E_{\text{осн}}} h - \frac{\Delta P_b}{E_b} h = (i_b P_b - i_{\text{осн}} P_{\text{осн}}) \Delta t.$$

Подставим в (3) $\Delta P_{\text{осн}}$:

$$-\frac{h}{E_{\text{осн}}} \cdot \frac{\alpha}{1-\alpha} \Delta P_b - \frac{h}{E_b} \Delta P_b = (i_b P_b - i_{\text{осн}} P_{\text{осн}}) \Delta t.$$

Переходя к пределам, после преобразования получим линейное дифференциальное уравнение

$$-\frac{dP_b}{dt} = -AP_b + B,$$

в котором

$$A = \frac{i_{\text{осн}} \alpha + i_b (1-\alpha)}{E_b \alpha + E_{\text{осн}} (1-\alpha)} \cdot \frac{E_b E_{\text{осн}}}{h};$$

$$B = \frac{i_{\text{осн}} P_{\text{осн}}}{E_b \alpha + E_{\text{осн}} (1-\alpha)} \cdot \frac{E_b E_{\text{осн}}}{h}.$$

Решение уравнения имеет вид

$$P_b = \frac{B}{A} + n e^{-At}.$$

Первое слагаемое представляет собой значение давления на вставку при длительной работе узла, когда второе слагаемое приближается к нулю.

Таким образом, при установившемся режиме изнашивания давление на вставку равно:

$$P_{\text{вы}} = \frac{B}{A} = \frac{i_{\text{осн}} P_{\text{осн}}}{i_{\text{осн}} \alpha + i_b (1-\alpha)}. \quad (4)$$

Коэффициент n может быть найден из начальных условий:

$$t = 0; P_b = P_b^0; P_b = \frac{B}{A} + n; n = -\frac{B}{A} + P_b^0 = -P_{\text{вы}} + P_b^0,$$

следовательно, в общем случае зависимость давления на вставку от времени работы узла следующая:

$$P_b = P_{\text{вы}} + (P_b^0 - P_{\text{вы}}) e^{-At}, \quad (5)$$

$$\Delta P_b' = \frac{\Delta P_{\text{осн}}}{\alpha + \frac{E_{\text{осн}}'}{E_b'} (1-\alpha)}; \Delta P_{\text{осн}}' = \frac{\Delta P_{\text{осн}}}{(1-\alpha) + \frac{E_b'}{E_{\text{осн}}'} \alpha},$$

где E_b' , $E_{\text{осн}}'$ — приведенные модули упругости.

Общее время на приработку зависит от разности начального и установившегося давлений на элементах, коэффициента A , конструктивных размеров.

Если в начале работы пары вставки изнашиваются медленнее основы

$$i_b P_b^0 < i_{\text{осн}} P_{\text{осн}}^0,$$

то соответственно получим:

$$P_b = P_{\text{вы}} - (P_{\text{вы}} - P_b^0) E^{-At}, \quad (8)$$

$$P_{\text{осн}} = P_{\text{осн} \text{ вы}} - (P_{\text{осн}}^0 - P_{\text{осн} \text{ вы}}) E^{-At}, \quad (9)$$

где установившиеся значения и коэффициент A соответствуют полученным ранее.

Изменение давлений на поверхности с износостойким сетчатым покрытием показано на рис. 3.б.

Текущая скорость изнашивания элементов:

$$q_b(t) = i_b P_b(t); q_{\text{осн}}(t) = i_{\text{осн}} P_{\text{осн}}(t).$$

Зависимость установившейся скорости изнашивания для поверхностей от относительной площади вставок найдена, исходя из нагрузок и характеристик изнашивания.

На рис. 4 представлен расчетный график скорости износа сопряжения в зависимости от относительной площади пассивных износостойких вставок. Были приняты характеристики: $i_b = 1$; $i_{\text{осн}} = 3$. Вначале подсчитывались номинальные давления на элементах, потом соответствующие скорости изнашивания. Удельные скорости изнашивания контрповерхности приняты в контакте со вставками равными 1,5, в контакте с основой — 0,5, т.е. износо-

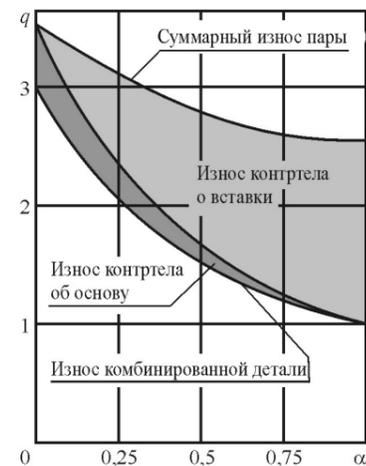


Рис. 4. Скорость изнашивания комбинированной пары.

РЕФЕРАТЫ

УДК 541.123.38 + 620.191.8

Абрамов В.А. Анализ растворимости двуокиси углерода (CO₂) в минерализованных водах и определение ее количества для достижения необходимых величин pH раствора // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2001. – № 6. – Одесса: ОГМА. – С. 9-19.

Экспериментально получена зависимость по определению количества поглощенной CO₂ для достижения необходимых величин pH растворов с различной минерализацией. Для практического использования зависимости построена номограмма.

Табл. 1. Ил. 2. Список лит.: 15.

Abramov V.A. The Analysis of Carbon Dioxide (CO₂) Solubility in Mineralized Water and Determination of Its Quantity in Order to Achieve Necessary pH of Solution // Ship Power Plants: Sc-Tech. Col. – 2001. – No 6. – Odessa: OSMA. – P. 9-19.

The relation is obtained that gives the possibility to determine quantity of absorbed CO₂ in order to achieve necessary pH of solutions with different mineralization. For practical use nomogram is built.

Tab. 1. Ill. 2. Bibl.: 15.

УДК 665.753.4.004(477)

Брага К.А., Ханмамедов С.А. Нормирование топлив для энергетических установок кораблей ВМС Украины // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2001. – № 6. – Одесса: ОГМА. – С. 20-21.

Рассмотрены вопросы нормирования топлив для энергетических установок кораблей ВМС Украины при применении топлив, соответствующих международному стандарту ISO 8217.

Табл. 1. Список лит.: 2 наим.

Braga K.A., Khanmamedov S.A. Fuel rationing for Power Plants of the Ships of Ukrainian Navy // Ship Power Plants: Sc-Tech. Col. – 2001. – No 6. – Odessa: OSMA. – P. 20-21.

The problems of fuel rationing of ship power plants of Ukrainian navy when using fuels in accordance with ISO 1287 standard are considered.

Tab. 1. Bibl.: 2.

УДК 621.313.332

Вишневский Л.В., Муха Н.И., Веретеник А.М. Компьютерное моделирование судовых вспомогательных электроустановок // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 2001. – № 6. – С. 20-21.

Рассмотрены особенности и структура математической модели судовой вспомогательных электроустановки, содержащей описание генератора, регуляторов напряжения и частоты, нагрузки и приводного двигателя. На примере асинхронного дизель-генератора представлены результаты моделирования.

Ил.1. Список лит.: 10 назв.

Vishnevsky L.V., Mukha N.I., Veretenik A.M. Computer Modeling of Ship Auxiliary Electric Plant // Ship Power Plants: Sc-Tech. Col. – 2001. – No 6. – Odessa: OSMA. – P. 22-30.

Peculiarities and structure of mathematical model of ship auxiliary electric plant that contains the description of electric generator, voltage and frequency, load and drive motor controls are discussed. Results of modeling are given on the example of asynchronous diesel-generator.

Tab. 1. Bibl.: 10.

УДК 621.436-53:629.5

Магомедов А.М., Белый В.Н. Оптимизация воздухообеспечения судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2001. – № 6. Одесса: ОГМА. – С. 51-55

Выполнен анализ состояния вопроса оптимизации воздухообеспечения судовых дизелей и намечен путь его решения.

Илл. 3. Список лит.: 10.

Magomedov A.M., Bely V.N. Optimization of Marine Diesel Air-Supply // Ship Power Plants: Sc-Tech. Col. – Odessa: OSMA. – 2001, № 6. – P. 51-55.

The question of optimizing ship diesel air-supplying has been analyzed and the ways of its solution are discussed.

Илл. 3. Список лит.: 10.

УДК 629.12

Назаров А.Г. Обоснование мощности двигателя и скорости малотоннажных парусно-моторных судов // Судовые энергетические установки: Науч.-техн. сб. – 2001. – Вып. 6. – Одесса: ОГМА. – С. 56-60.

Рассмотрены вопросы обоснования пропульсивного комплекса парусно-моторных судов и выбора мощности двигателя исходя из особенностей эксплуатации. Приведена диаграмма, позволяющая практически оценить связь скорости судна с энерговооруженностью.

Nazarov A.G. Substantiation of Drive Power and Speed of Low Tonnage Vessel-motor Ships // Ship Power Plants: Sc-Tech. Col. – Odessa: OSMA. – 2001, № 6. – P. 56-60.

The questions of substantiation of vessel-motor ships propulsive complex and choice of power of a drive coming out from features of maintenance are considered. The glow iris allowing practically estimating link speed of a vessel with installed power per employee is given.

Ил. 1. Tab. 1. Bibl.: 5.

УДК 681.586.773:537.228.1

Плавинский Е.Б., Никитенко И.В., Никольский В.В., Поповский А.Ю., Крохмаль Д.Ю., Глазева О.В. Измерения вязкости жидких сред пьезоэлектрическим вискозиметром // Судовые энергетические установки: Науч.-техн. сб. – 2001. – Вып. 6. – Одесса: ОГМА. – С. 61-62.

Приводятся результаты экспериментов по измерению вязкости жидких сред при помощи пьезоэлектрического вискозиметра амплитудным способом.

Илл. 2. Список лит.: 1.

Plavinsky E.B., Nikitenko I.V., Nikolsky V.V., Popovsky A.Y., Krohmal D.Y., Glazeva O.V. Measurement of Flow Mediums Viscosity with Piezoelectric Viscosimeter // Ship Power Plants: Sc-Tech. Col. – Odessa: OSMA. – 2001, № 6. – P. 61-62.

The outcomes of experiments on measurement of viscosity of fluid mediums are resulted through the piezoelectric viscosimeter by an amplitude way.

Ил. 2. Bibl.: 1.

УДК 629.12.064

Писков В.Т. Система управления и условия устойчивости работы гидропривода устройства поворота комплекса «мачта-парус» судна с ветродвижением // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2001. – № 6. Одесса: ОГМА. – С. 63-68.

УДК 621.431.74:621.436-4

Половинка Э.М. Обработка топлива повышенной вязкости для судового среднеоборотного дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2001. – № 6. – Одесса: ОГМА. – С. 79-85.

Изложены результаты экспериментального исследования эффективности различных методов обработки моторного топлива судовыми средствами: отстаиванием, сепарированием, фильтрованием. Проведен анализ методов контроля характеристик топлив. Показана необходимость дополнительных показателей для оценки эксплуатационных качеств топлив.

Ил. 1. Список лит.: 2 назв.

Polovinka E.M. Handling of Fuel of Increased Viscosity for Ship Medium Speed Diesel Engine // Ship Power Plants: Sc-Tech. Col. – 2001. – No 6. – Odessa: OSMA. – P. 79-85.

The results of experimental investigation of effectiveness of different methods of petrol handling with the help of ship means: precipitation, separating, filtering are stated. Methods of fuel characteristics control are analyzed. The necessity of additional parameters for estimation of operating characteristics of fuels is shown.

Ил. 1. Bibl.: 2.

УДК 629.12-843.6

Радченко А.П., Буда Рашид Моделирование синхронного двигателя с постоянными магнитами для судового азипода // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2001. – № 6. – Одесса: ОГМА. – С. 86-89.

Наведено результати моделювання процесу в трифазних синхронних двигунах з постійними магнітами для судових азиподів. Результати комп'ютерних розрахунків пуску розгляданого двигуна отримали за допомогою програми Matlab 6.0.

Ил. 1. Список лит.: 3.

Radchenko A.P., Buda Rashid Modelling of Synchronous Motor with Permanent Magnet for Ship Azipod // Ship Power Plants: Sc-Tech. Col. – 2001. – No 6. – Odessa: OSMA. – P. 63-68.

There are given the results of process modelling in three-phase synchronous motors with permanent magnets for ship azipod. The results of computer calculations of the start of the considered motor are obtained using Matlab 6.0 program.

Ил. 1. Bibl.: 3.

УДК 629.5.035.5В.001.76: 629.544

Радченко А.П., Будашко В.В. Комбінована енергетична установка сучасного контейнеровоза // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2001. – № 6. – Одесса: ОГМА. – С. 90-96.

Пропонується для контейнеровозів з провізною спроможністю до 9000 контейнерів комбінована енергетична установка з малооборотним дизелем та асинхронним двигуном, які працюють на гвинт фіксованого кроку. Здійснено оцінку ефективності запропонованої комбінованої енергетичної установки.

Ил. 4. Список лит.: 3.

Radchenko A.P., Budashko V.V. Combined Propulsive Plant for Modern Container Ships // Ship Power Plants: Sc-Tech. Col. – 2001. – No 6. – Odessa: OSMA. – P. 90-96.

Combined propulsive plant with low-speed engine and induction motor that works for a fixed pitch propeller is proposed for container ships with carrying possibility up to 9000

УДК 629.12-8:629.12.037

Яровенко В.А. К вопросу совместного управления гребной энергетической установкой и рулем на маневрах // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2001. – № 6. Одесса: ОГМА. – С. 112-118.

Рассмотрено совместное управление рулем и энергетической установкой электрохода. Разработаны аналитические модели основных показателей качества маневрирования. Показано, что оптимизацией законов управления энергетической установкой можно повысить экономическое показатели маневрирования.

Ил. 1. Список лит.: 2 назв.

Yarovenko V.A. On The Problem of Joint Regulation of Rowing Power Plant and Gear on the Manoeuvres // Ship Power Plants: Sc-Tech. Col. – 2001. – No 6. – Odessa: OSMA. – P. 112-118.

The mode of joint regulation of electric ship's gear and rowing power plant is considered. Analytical models of basic manoeuvre indices are worked out. It is shown that economic indices can be improved by optimization of power plant's regulation laws.

Ил. 1. Bibl.: 2.

УДК 621.981

Бирюков Б.Н., Евдокимов В.Д., Захваткин Д.П., Шакун С.Н. К вопросу повышения долговечности деталей машин с комбинированными рабочими поверхностями // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2001. – № 6. – Одесса: ОГМА. – С. 119-124.

Показано влияние комбинированных поверхностей трения на износ контртел. Установлено влияние материала и площади неподвижных вставок на способность пар трения сопротивляться процессам изнашивания.

Ил. 4. Сп. лит.: 3.

Biriukov B.N., Yevdokimov V.D., Zхваткин D.P., Shakun S.N. To the Question of Increasing Longevity of Machine Parts with Combined Working Surfaces // Ship Power Plants: Sc-Tech. Col. – 2001. – No 6. – Odessa: OSMA. – P. 119-124.

The influence of combined friction surfaces on the wear of friction joints is shown. Показано влияние комбинированных поверхностей трения на износ контртел. The influence of material and area of insertions on the ability of wear joints to resist wear processes is determined.

Ил. 4. Bibl.: 3.