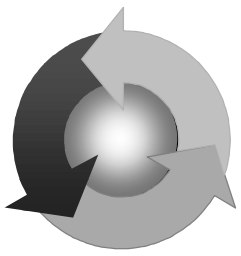
Министерство образования и науки Украины
ОДЕССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 5

Одесса
2000

СОДЕРЖАНИЕ

Абрамов В.А. К вопросу о величине pH равновесного насыщения морской воды карбонатом кальция (pH_s) 5
Анфиногентов Д.В. Влияние типа перекачивающего насоса на пропускную и очистную способность сепараторов фильтрующего типа 11
Анфиногентов Д.В., Скрипник В.Н. Применение сепараторов с олеофобными фильтрующими загрузками для глубокой очистки нефтесодержащих вод 14
Богач В.М., Попов В.Г., Задорожный А.А. Численное моделирование процесса маслоподачи 18
Гречко Н.Ф., Брыль А.И. Оперативный контроль работы главного двигателя по характеристикам гребного винта 23
Дулдиер А.П. Математическое описание динамических характеристик отдельных элементов процесса горения 26
Дулдиер А.П., Бурденко А.Ф. Математическая модель турбулентного диффузионного горения в топке котла 28
Истомин В.И. Модернизированная система для очистки нефтесодержащих вод 31
Кардаш В.П. Параметры нагружения и долговечность подшипниковых узлов аксиально-поршневых гидромашин 34
Капитонов И.В. Скорость судов, работающих по тайм-чартеру 38
Клименко А.Г. Испарение присадки воды в воздушном потоке 42
Колегаев М.А., Черныш И.И. Снижение выбросов с отработавшими газами дизелей (реферативный обзор) 45
Конаков Г.А., Чорба В.А., Аболешкнн С.Е. Эталонирование характеристик элементов системы «корпус судна – гребной винт» 51
Коханский А.И., Никульшин Р.К., Морозюк Т.В., Никульшина В.В. Термодинамический анализ необратимых потерь в действительных теплонасосных циклах 57
Михайленко В.И., Поповский А.Ю., Поповский Ю.М. Спектральный анализ граничных смазочных слоёв 62
Михайлов В.С. Обобщенная схема и характеристика концептуального исследования 68
Пизинцали Л.В. Влияние изменения геометрических размеров и регулировочных параметров топливной системы на колебательный процесс при впрыске топлива 73
Пономаренко В.В., Огиенко О.Н. Оптимизация комплектации и управление судовой электростанцией 76
Писклов В.Т. Обоснование выбора привода устройства поворота комплекса «мачта-парус» судна со вспомогательной ветроэнергетической установкой 86
Радченко А.П., Бендахман Букхалфа Раціональний пуск суднового підрулюючого пристрою 90
Радченко А.П., Бендахман Букхалфа, Буда Рашид Стохастична модель теплонапруженості суднового дизель-генератора 94
Рогачёва Е.В. О колебательных явлениях в надплужерной полости топливных насосов высокого давления 99
Руденко В.И., Парченко П.Н. Влияние температуры циркуляционной воды на входе в экономайзер утилизационного котла на его надежность 104
Сандлер А.К. Применение нового метода модуляции в волоконно-оптических датчиках 108
Саприка О.А. Нагружение судового дизеля при выключенной подаче топлива в один из цилиндров 111
Сторожев В.П. Роль дефектов в долговечности дейдвудных подшипников морских судов 115

УДК 620.191.8

Абрамов В.А.
ОГМА

К ВОПРОСУ О ВЕЛИЧИНЕ pH РАВНОВЕСНОГО НАСЫЩЕНИЯ МОРСКОЙ ВОДЫ КАРБОНАТОМ КАЛЬЦИЯ (pH_S)

Углекисло-карбонатная система природных вод и, в частности, морской, включающая двуокись углерода CO_2, угольную кислоту H_2CO_3 и продукты ее диссоциации — ионы H^+, HCO_3^-, CO_3^{2-}, во многом определяет регулирование pH морской воды и таким образом непосредственно влияет на многие химические равновесия в морях. Решающий интерес представляет эта система для понимания процессов накипеобразования и разработки методов предотвращения отложений в судовых теплообменных аппаратах, работающих на морской воде.

Углекислота в большем или меньшем количестве присутствует в большинстве природных вод и относится к числу наиболее существенных компонент, определяющих химические свойства воды и состояние карбонатной системы. От того, в каких формах и концентрациях присутствуют соединения угольной кислоты в той или иной воде, зависит режим подготовки раствора, исключающий образование отложений в теплообменных аппаратах. Лишь при pH > 8,3-8,4 количество ее становится незначительным и практически неощутимым [1, 2].

Таким образом, возможность осаждения или растворения твердых карбонатов зависит от концентрации CO_2 в воде, важнейшим показателем которой является pH среды. Все это предопределяет значимость определения условий углекисло-карбонатного равновесия растворов, т.е. выяснения при различной температуре и химическом составе тех равновесных условий, при которых предотвращается распад бикарбонатных ионов и, следовательно, исключается образование карбонатных отложений на теплообменных поверхностях.

Для оценки накипеобразующих свойств воды разработаны и находят практическое применение различные критерии: карбонатная жесткость — $Ж_к$, недостающая углекислота — ΔCO_2, величина pH равновесного насыщения воды карбонатом кальция — pH_s, индекс насыщения Ланжелье — I_s, индекс стабильности Ризнара — I_{st} и другие [3, 4, 5]. Такое разнообразие критериев вызвано тем, что применение их на практике не всегда обеспечивает надежное предсказание накипеобразующих свойств воды. Это обусловлено стремлением упростить описание процесса осаждения карбоната кальция и сделать расчеты менее трудоемкими. Согласно мнению многих исследователей [3, 4, 5, 6, 7], из всех известных критериев величина pH_s достаточно корректно характеризует равновесное состояние карбонатной системы и может применяться, например, при режиме стабилизационной обработки воды углекислотой.

Следовательно, основной задачей при определении степени насыщенности воды карбонатом кальция и соответственно условий предотвращения

Определение величины pH_s в диапазоне изменения определяющих факторов проводили на экспериментальной установке (рис. 1), состоящей из стеклянной ячейки с исследуемым раствором, в которую вмонтированы электроды pH-метра, мешалка, термометр и трубки для продувания раствора газом. Для очистки газа от механических примесей и его термостатирования предусмотрены газопромывалка и змеевик. Ячейка с раствором, змеевик и газопромывалка помещены в термостат. Для регулирования соотношения двуокись углерода – воздух в установку включены расходомеры и буферная емкость.

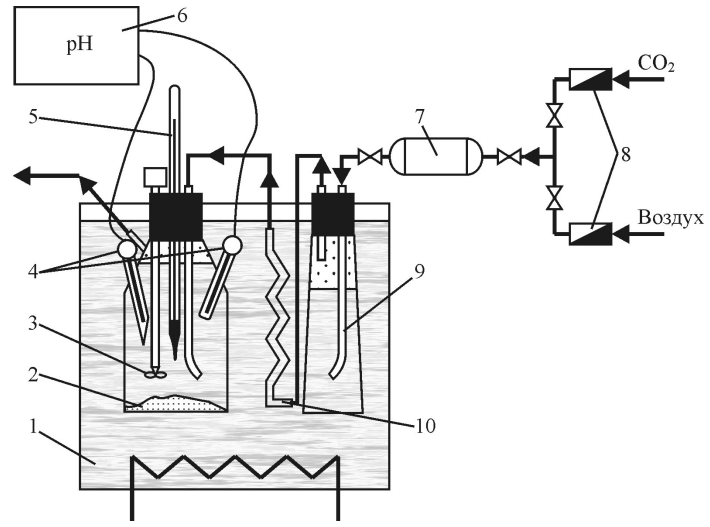


Рис. 1. Схема экспериментальной установки по определению величины pH равновесного насыщения морской воды карбонатом кальция.

Для получения раствора с необходимой соленостью к воде Черного моря добавляли NaCl или эту воду разбавляли дистиллятом. При этом содержание кальция в приготовляемых растворах поддерживалось в соответствии со значениями солености и щелочности [2, 11], путем добавки к раствору $CaCl_2$ согласно зависимости [11]

$$Ca\ (мг/л) = 40{,}08\ (Щ_о / 2{,}25 + 0{,}477\ S / 1{,}80655).$$

Таким образом в растворе поддерживалось определенное соотношение между содержанием кальция, общей щелочностью и соленостью, характерное для морских и океанских вод.

Эксперимент проводился в следующем порядке. В ячейку заливали заранее приготовленный раствор с определенной соленостью и содержанием кальция в соответствии с программой эксперимента. Ячейку термостатировали до заданной температуры. Динамическое равновесие в системе для получения определенной величины равновесной щелочности при конкретных

Анализ уравнения регрессии (1) позволил оценить степень влияния на величину pH_s для морской воды, как отдельных факторов, так и их взаимодействий.

Влияние фактора X_2 (*Щ*, мг-экв/л) на величину выходного параметра (pH_s) более существенно, чем факторов X_1 (t, °C) и X_3 (S, г/л). Это объясняется преобладающим влиянием щелочности морской воды (и в частности концентрации ионов HCO_3^-) на накипеобразующие свойства воды, причем при низких температурах это влияние более существенно, чем при высоких. В свою очередь, влияние температуры на изменение величины pH_s преобладает над влиянием солености. Это говорит о том, что соленость характеризует лишь ионную силу раствора, а не способность воды к накипеобразованию. Анализ знаков и величин коэффициентов в уравнении регрессии (1) также показывает, что уменьшение величины pH_s происходит при увеличении значений *Щ*, t, S.

Полученное уравнение регрессии можно использовать для определения величины pH_s морской воды, обеспечивающей безнакипный режим работы теплообменных аппаратов, основной фазой отложений в которых является карбонат кальция модификации кальцит.

Для случая кристаллизации накипи в форме арагонит, более распространенной в судовых теплообменных аппаратах, работающих на морской воде, нужно к величине $pH_s^{кальц}$, определенной по формуле (1) для кальцита, прибавить величину $\lg\left(L'_{ар}/L'_{кальц}\right)$, т.е.

$$pH_s = pH_s^{кальц} + \lg\left(L'_{ар}/L'_{кальц}\right), \qquad (2)$$

где $L'_{ар} = (1{,}09 - 0{,}0078t)\cdot 10^{-6}\,(S/34{,}3)$; $L'_{кальц} = (0{,}69 - 0{,}0063t)\cdot 10^{-6}(S/34{,}3)$ — величины концентрационных произведений растворимости для арагонита и кальцита соответственно, моль^2/л^2.

Для удобства использования в производственных условиях на основании уравнений (1) и (2) построены зависимости pH_s от температуры для вод Средиземного, Черного морей и океана (рис. 2).

Необходимо отметить, что в составе накипи судовых теплообменных аппаратов, работающих на морской воде (до 82 °C), в виде примесей встречается также карбонат магния – $MgCO_3$. Растворимость карбоната магния значительно больше, чем $CaCO_3$ (кальцита и арагонита), поэтому $MgCO_3$ входит в состав накипи в незначительном количестве, в результате осаждения с карбонатом кальция. Ввиду малого количества этих примесей состояние равновесного насыщения морской воды карбонатами (т.е. величина pH_s) рассматривалось только по отношению к кальциту и арагониту, тем более что поддержание величины pH_s морской воды по отношению к $CaCO_3$ на соответствующем уровне предотвратит образование и $MgCO_3$.

УДК 627.356.2:665.67:628.315

Анфиногентов Д.В.
ОГМА

ВЛИЯНИЕ ТИПА ПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО НАСОСА НА ПРОПУСКНУЮ И ОЧИСТНУЮ СПОСОБНОСТЬ СЕПАРАТОРОВ ФИЛЬТРУЮЩЕГО ТИПА

Известно, что перекачивающие насосы, подающие нефтесодержащую воду (НСВ) в очистные установки, дополнительно эмульгируют находящиеся в воде нефтепродукты и тем самым ухудшают условия их извлечения. Для исключения негативного влияния перекачивающих устройств на процесс очистки большинство современных судовых сепараторов, в том числе и УСФА, эксплуатируются в вакуумном режиме, т.е. они подключаются к приемным линиям перекачивающих насосов.

Для работы в составе системы очистки промышленных и ливневых сточных вод на нефтеперевалочном комплексе четыре фильтра УСФА-10 пропускной способностью по 10 м^3/ч [1] были также подключены к приемным линиям пневмоприводных диафрагменных насосов DL-50 (фирма «Alfa Laval»). Дренажная система фильтров УСФА, на которой располагается слой фильтрующей загрузки, состоит из двух перфорированных металлических листов и заключенного между ними слоя синтетического нетканого материала. Как показал опыт эксплуатации УСФА-10, в течение первых 450…500 ч работы гидравлическое сопротивление фильтрующей загрузки постепенно возросло от 1,0…1,2 до 4,5…5,5 м вод. ст., а затем стабилизировалось. Через 860…1000 ч имело место постепенное, а затем резкое падение гидравлического сопротивления фильтров и ухудшение их очистной способности.

Ревизией фильтров было установлено, что причиной этого явились многочисленные свищи в синтетическом материале их дренажных систем, просыпь через них фильтрующей загрузки и образование каналов для прохода загрязненной воды по пути наименьшего сопротивления, минуя слой фильтрующей загрузки. Кроме того, имело место чрезмерное уплотнение его структуры, которое ранее никогда не наблюдалось при эксплуатации фильтров с насосами других типов (центробежными, винтовыми).

Как показал анализ процесса работы насоса DL-50, совершающего 120 ходов (разовых подач) в минуту, почти половина рабочего времени затрачивается на переключение золотникового механизма пневмопривода, а также заполнение камер насоса сжатым воздухом до давления подачи. Таким образом, средняя скорость потока воды через синтетический материал вдвое превышает скорость потока при использовании насосов с постоянной подачей. Кроме того, учитывая весьма существенную неравномерность разовой подачи насоса, можно вполне обоснованно предположить, что максимальная скорость потока в 4,0 … 5,0 раз превосходит среднюю. Следовательно, при использовании насосов DL-50 максимальная скорость потока через синтетический материал может на порядок превышать скорость потока, характерную для насосов с постоянной подачей.

ных промывках таких перегородок отсутствует эффект изменения формы и расширения пор, который и определяет условия качественного удаления загрязнений из порового пространства. Для дооборудования системы «фильтр – диафрагменный насос» пневмогидравлическим демпфером (воздушным колпаком), прежде всего необходимо перевести фильтр в напорный режим работы, т.е. подключить его к напорной линии насоса. Однако это может негативно повлиять на очистную способность фильтра из-за дополнительного эмульгирования подаваемой в него НСВ. Поэтому для принятия обоснованного решения о целесообразности этого направления работ один из фильтров УСФА-10 переведен в напорный режим работы.

Как показали результаты круглосуточной работы фильтра, в течение 17 суток его очистная способность не ухудшилась. При этом насос обеспечивал номинальную подачу 10 м^3/ч при изменении гидравлического сопротивления фильтра в диапазоне 1,1…3,8 м вод. ст. Отсутствие дополнительного эмульгирования НСВ диафрагменным насосом в данном случае объясняется тем, что эта НСВ была предварительно подвержена существенному эмульгирующему воздействию центробежного насоса при ее перекачке из резервуара-накопителя в приемную цистерну, откуда она и подается на очистку в фильтр. Поскольку при перекачке ее центробежным насосом образуется высокодисперсная водонефтяная эмульсия, в которой около 90 % нефтяных частиц представлены размером до 15,0 мкм [2], последующая перекачка этой воды диафрагменным насосом практически не влияет на дисперсный состав нефтяной фазы.

Таким образом, дальнейшая работа по замене синтетического нетканого материала должна быть нацелена на поиск пористых структур, характеризующихся несжимаемостью, а следовательно, и неизменным гидравлическим сопротивлением при движении потока жидкости в одном направлении (цикл фильтрации), но при этом способных к увеличению размеров пор при движении потока в обратном направлении (цикл промывки). При последовательной перекачке НСВ в системах их очистки сначала центробежными (вихревыми) насосами, а затем диафрагменными (поршневыми) насосами эмульгирующее воздействие последних можно не учитывать как фактор, влияющий на очистную способность системы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дмитро Анфіногентов. Вплив зовнішніх факторів на очисну і пропускну здібність фільтруючих сепараторів для води, яка містить нафту. // Вісник державного університету “Львівська політехніка”. Проблеми економії енергії. – 1999. – № 2. – Львів: Видавництво державного університету “Львівська політехніка”. – С. 298-303.
2. Ефремов С. Н., Соколов Ю.Н., Хапаев В. М. Анализ эмульсии при очистке воды от нефтепродуктов в сепараторах типа СК. // Рыбное хозяйство. – 1978. – № 4.

ных сил, удерживающих капли в ее пределах, не требуют для восстановления очистной способности относительно большого расхода промывной воды.

Известно, что режим фильтрования зависит от величины соотношения скоростей фильтрования $V_ф$ и седиментации частиц $V_{ос}$ [4]. При $\frac{V_ф}{V_{ос}} > 1000$ процесс фильтрования сопровождается постепенной закупоркой пор загрузки. Однако, благодаря относительно низкой зернистости верхнего слоя загрузки соотношение $\frac{V_ф}{V_{ос}} < 100$, когда частицы в толщу загрузки не проникают, а задерживаются только на ее поверхности. Анализ эксплуатационных данных показывает, что благодаря свойствам загрузки на протяжении фильтроцикла $T_ф$ = 30 ... 40 мин вне зависимости от исходного нефтесодержания воды гидравлическое сопротивление загрузки за пределы допустимого не выходит.

Промывка загрузки производилась потоком воды при давлении 0,3 ... 0,4 МПа от промывочного насоса подачей 3,0 ... 3,5 м^3/ч. В автоматизированном режиме промывка осуществлялась пятиминутными циклами с тридцатиминутными интервалами. При этом производилось предварительное взрыхление загрузки воздушными пузырьками в ходе подачи в ее толщу в течение 1 мин сжатого воздуха под давлением 0,3 ... 0,4 МПа. В случае, если промывка фильтра в автоматическом режиме не полностью восстанавливала исходного гидравлического сопротивления загрузки, использовался ручной режим ее промывки. Цикл продолжительностью 10 мин сопровождался трехчетырехразовой подачей сжатого воздуха в течение 30 ... 40 с. Удельный расход промывочной воды составлял $Q_{пр} \cong 2{,}8$ л/(см^2), что обеспечивало удаление слоя осадка механических примесей без выноса из загрузки самих гранул, несмотря на увеличение размеров ее пор воздушными пузырьками.

Дренажная система фильтра, на которой лежит загрузка, составлена из двух металлических перфорированных листов и слоя нетканого материала толщиной 8 мм между ними. Так как фильтры подключаются к приемным линиям перекачивающих насосов, высота всасывания ограничивалась величиной $\Delta H_ф$ = 4,0... 5,0 м. вод. ст.

Проверка влияния внешних условий на работу сепараторов проведена при модернизации системы обезвреживания нефтесодержащих вод на одном из комплексов перевалки нефти. Штатная очистная система включала в свой состав: комбинированный отстойник с реагентной камерой и отстойной емкостью; отделение для приготовления реагентов с насосом-дозатором; флотатор, в котором используется эффект напорной флотации; песочный и угольный фильтры. При модернизации системы параллельно с многоступенчатой линией была смонтирована двухступенчатая — с четырьмя параллельно подключенными сепараторами типа УСФА-10 пропускной способностью

Специальный анализ показал, что носителем отложений в этом случае была вода, поступающая в общие для обеих очистных линий резервуары - накопители из системы физико-химической очистки после промывки песчаного фильтра. Именно последние содержат в себе большое количество коагулянтов, которые, способствуя коагуляции и седиментации загрязнителей во флотаторах, улучшают условия их работы, оказывают содействие их отложению в порах нетканого материала, чем и повышают его гидравлическое сопротивление.

Таким образом, сепараторы типа УСФА, которые имеют высокие очистную способность и ресурс фильтрующей загрузки, могут эффективно функционировать после первичного отстойника только как автономный элемент очистных линий при предотвращении возможности поступления в них вод, которые проходили химическую или биологическую обработку. Из этого ряда ограничений выпадает случай использования эффекта «биоремедиации» — деструкции углеводородных молекул с последующим их биологическим разложением вследствие обработки воды моющими препаратами. Одним из представителей таких препаратов является «Аквамар-2000». В его состав входят ПАВ и активаторы, придающие моющие свойства, а также органические кислоты, растительные экстракты и др., которые служат питательной средой для бактерий, находящихся в естественном состоянии в воде и воздухе. Обезвреживающее действие препарата состоит в разрушении входящих в состав нефтепродуктов сложных органических веществ на более простые соединения, которые в дальнейшем вместе с остатками моющих компонентов подвергаются биологическому окислению. Вариант использования препарата «Аквамар-2000» реализован на плавсборщике трюмных вод Одесского порта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жуков А.И., Монгайт И.Л., Родзиллер И.Д. Методы очистки производственных сточных вод. – Г.: Стройиздат, 1977. – 208 с.
2. Орлов В.О., Шевчук Б.И. Интенсификация работы водоочистных сооружений. – К.: Строитель, 1989. – 128 с.
3. Клячко В.А., Апельцин И.В. Очистка производственных вод. – М.: Литература по строительству, 1971. – 579 с.
4. Жужиков В.А. Фильтрование. – М: Химия, 1980. – 400 с.
5. Кузнец В.В., Сидоренко Л.П. Микодеструкторы промышленных материалов. – К.: Научная мысль, 1982. – 189 с.
6. Каневская И.Г. Биологическое повреждение промышленных материалов. – Л.: Наука, 1984. – 235 с.

ного клапана; ξ_1, ξ_2 — единичные функции управления счетом; $\mu_в f_в$, $\mu_н f_н$ — соответственно эффективное проходное сечение всасывающего и нагнетательного клапанов; $P_в$, $P'_н$ — давление в полости всасывания и в полости переходника насоса.

Условия формирования движения масла зависят от перепада давлений со стороны лубрикатора и со стороны цилиндра (рис. 1).

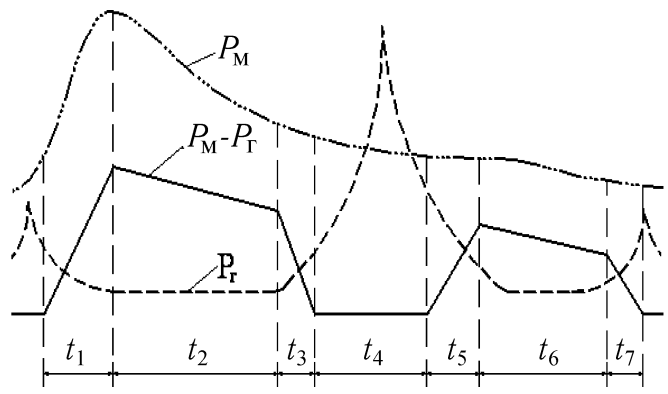


Рис. 1. Осциллограмма процесса маслоподачи

Введем новые обозначения

$$\frac{dP_н}{dt} = \frac{P_в}{t_7} x_1'(\tau); \quad \frac{dh_п}{dt} = \frac{l_1}{t_7}\frac{dh_0}{d\tau}; \quad \frac{dP'_н}{dt} = \frac{P_в}{t_7}\frac{dx_2}{d\tau}; \quad \frac{dh_{кл}}{dt} = \frac{l_1}{t_7}\frac{dx_4}{d\tau} = \frac{l_1}{t_7} x_3(\tau),$$

где: t_7 — интервал времени; l_1 — длина трубопровода.

После подстановки и преобразований получаем уравнение сплошности в виде:

$$\frac{dx_1}{d\tau} = A_0\frac{dh_0}{d\tau} + A_1 x_3(\tau) + \xi_1 A_2\sqrt{|x_1(\tau)-1|} + \xi_2 A_3\sqrt{|x_1(\tau)-x_2(\tau)|}. \qquad (1)$$

Здесь A_0, A_1, A_2, A_3 — безразмерные коэффициенты, соответственно равные:

$$A_0 = \frac{f_п l_1}{\alpha P_в V_н}; \quad A_1 = \frac{f_{кл} l_1}{\alpha P_в V_н}; \quad A_2 = \frac{\mu_в f_в}{V_н}\left(\frac{t_7}{\alpha P_в}\right)\sqrt{\frac{2P_в}{\rho}}; \quad A_3 = \frac{\mu_н f_н}{V_н}\left(\frac{t_7}{\alpha P_в}\right)\sqrt{\frac{2P_в}{\rho}}.$$

Аналогично, уравнение сплошности в переходнике насоса можно преобразовать к виду:

$$\frac{dx_2}{d\tau} = A_4 x(\tau) + A_3\xi_2\sqrt{|x_1(\tau)-x_2(\tau)|} + A_5 u_0(\tau), \qquad (2)$$

$$\Phi_k(x_{1i}, x_{2i}, x_{3i}, x_{4i}) = \Phi_к^{(i)}; \quad \frac{\partial\Phi_к}{\partial x_l}(x_{1i-1}, x_{2i-1}, x_{3i-1}, x_{4i-1}) = B_{kl}^{(i-1)}. \qquad (6)$$

После выполнения дифференцирования находим:

$$B_{11}^{i-1} = \frac{A_1}{2\sqrt{|x_{1i-1}-1|}} + \frac{A_3}{2\sqrt{|x_{1i-1}-x_{2i-1}|}}; \quad B_{12}^{i-1} = -\frac{A_3}{2\sqrt{|x_{1i-1}-x_{2i-1}|}};$$

$$B_{13}^{i-1} = A_3; \quad B_{34}^{i-1} = -A_7;$$

$$B_{21}^{i-1} = \frac{A_3}{2\sqrt{|x_{1i}-x_{2i}|}}; \quad B_{22}^{i-1} = -\frac{A_3}{2\sqrt{|x_{1i}-x_{2i}|}}; \quad B_{23}^{i-1} = A_4;$$

$$B_{31}^{i-1} = A_6; \quad B_{32}^{i-1} = -A_6.$$

Все остальные $B_{kl}^{i-1} = 0$. После введения обозначений (6) правые части (5) преобразуются к виду:

$$\Phi_k^{(i)} = \Phi_k^{(i-1)} + h\sum_{l=1}^{4} B_{kl}^{(i-1)}\frac{\partial x_l}{\partial\tau}(\tau^{i-1}) = \Phi_k^{(i-1)} + h\sum_{l=1}^{4} B_{kl}^{(i-1)}\Phi_k^{(i-1)}.$$

С учетом последней формулы окончательно из (5) получаем:

$$x_{ki} = x_{ki-1} + h\Phi_k^{(i-1)} + h^2\sum_{l=1}^{4} B_{kl}^{(i-1)}\Phi_k^{(i-1)} \quad k \neq 2 \quad i = \overline{1, N}.$$

Второе уравнение из (5) необходимо рассмотреть отдельно, так как оно содержит интеграл от неизвестной функции:

$$x_{2i} = x_{2i-1} = h\Phi_2^{(i-1)} + h\sum_{l=1}^{4} B_{2l}^{(i-1)}\Phi_2^{(i-1)} + A_5 u_{oi}. \qquad (7)$$

$$u_{oi} = \int_0^{\tau^i} G(\tau^i - \eta)[x_2(\eta) - g_1(\eta) - g_2(\eta)]d\eta.$$

Этот интеграл приближенно найдем по формуле трапеций:

$$u_{oi} = h\left\{\frac{1}{2}G(\tau^i)[x_{20} - g_{10} - g_{20}] + \frac{1}{2}G(0)[x_{2i} - g_{1i} - g_{2i}] + \right.$$
$$\left. + \sum_{k=1}^{i-1}[x_{2k} - g_{1k} - g_{2k}]G(\tau^i - \tau^k)\right\}$$

и подставим в (7). Теперь второе уравнение представляется в виде

$$Dx_{2i} = x_{2i-1} + h^2\sum_{l=1}^{4} B_{2l}^{(i-1)}\Phi_2^{(i-1)} + h\Phi_{2i-1} + h^2 S_i.$$

УДК 621.431.74

Гречко Н.Ф., Брыль А.И.
ОГМА

ОПЕРАТИВНЫЙ КОНТРОЛЬ РАБОТЫ ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПО ХАРАКТЕРИСТИКАМ ГРЕБНОГО ВИНТА

Основным показателем экономичности судовой энергетической установки судна служит удельный расход топлива пропульсивного комплекса, который включает связанные кинематически и гидродинамически следующие основные элементы: корпус судна, гребной винт (ГВ) и главный двигатель (ГД).

Определение эффективности работы пропульсивной установки обычно производится с помощью индицирования ГД, торсиометрирования, либо по данным технологических испытаний. Существенным недостатком указанных методик служит значительная трудоемкость их осуществления, а также невозможность оперативного получения информации. В эксплуатации такую информацию желательно получать более быстро, а еще лучше — непрерывно.

Ниже предлагается способ непрерывной оценки работы пропульсивного комплекса в целом либо его отдельных элементов. Он позволяет оперативно выбирать наиболее рациональные режимы работы судна. Суть способа состоит в оценке нагрузок ГВ и сопротивления корпуса судна, так как конструктивно ГВ несравненно проще ГД и протекающие в нем процессы описываются только гидродинамическими законами.

Как известно, эффективная мощность ГД, равная на установившейся частоте вращения ГВ (n = const) мощности, потребляемой ГВ,

$$N_e = \frac{2\pi K_2 \rho n^3 D^5}{\eta_в \eta_п}, \qquad (1)$$

где K_2 — коэффициент момента ГВ; ρ — плотность забортной воды; D — диаметр ГВ; $\eta_в$ и $\eta_п$ — КПД валопровода и передачи.

Значение коэффициента K_2 определяется по диаграммам модельных испытаний ГВ в зависимости от величины относительной поступи, равной

$$\lambda_p = \frac{U}{n(1-\Psi)}, \qquad (2)$$

где U — скорость движения судна; Ψ — коэффициент попутного потока.

Структура и физическая сущность λ_p соответствует скоростной характеристике турбомашин, определяющей эффективность преобразования энергии в турбинной ступени. Следовательно, величину λ_p можно использовать для оценки ее оптимального значения, соответствующего максимальному КПД системы «главный двигатель – гребной винт»

$$X = \frac{K_2 n^3 Q_p^{н}}{K_2^{opt} n_0^3 Q_{p0}^{н}} = \overline{K}_2 \overline{n}^3 \overline{Q}_p^{н}. \qquad (9)$$

Подобный подход к оценке нагрузки двигателя может быть использован при облегчении гребного винта путем подрезки его лопастей. Этот способ реализуется обычно методами последовательных приближений [1] с использованием диаграмм испытаний модели гребного винта конкретного судна, что не всегда возможно.

При заданной новой относительной мощности $\overline{N}_e = N_e / N_{e0}$ при $n = n_0$, из уравнения (1) получим новый диаметр гребного винта

$$D' = \left(\frac{\overline{N}_e}{\overline{K}_2} \right)^{0,2} D.$$

Предложенная методика определения мощности главного двигателя позволяет по замеренным значениям U и n проводить оперативный контроль показателей пропульсивного комплекса, выполнять оптимизацию его работы и осуществлять анализ технического состояния двигателя и гребного винта. При этом исходные данные могут быть выведены на компьютер.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кацман Ф.М., Сутуло С.В. Методы расчета корректировки диаметра гребного винта, перегружающего главный двигатель. – М.: ЦБНТИ Минморфлота. – Вып. 18 (478). – 1973.

метра; $y = \delta / \delta_{m0}$ — текущий относительный размер капли; m и n — константы распределения.

Этот интеграл в элементарных функциях не выражается, поэтому его вычисляют численным методом. Для значений $n = 2 – 9$ при определении закономерности испарения распыленного жидкого топлива для условия, что скорость всего процесса определяется только испарением, использован метод парабол (Симпсона). Кроме того, начальные условия решения задачи формулировались из соображений представления результатов расчетов импульсной переходной функцией. Результаты расчетов для выбранных значений n представлены на рис. 1.

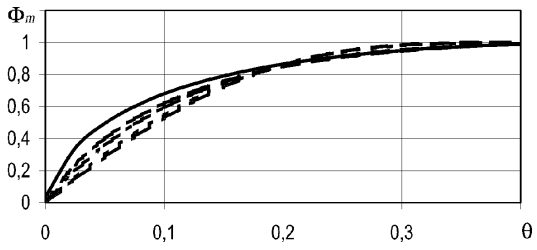


Рис. 1. Импульсная характеристика испарения топлива

Полученные функции веса соответствуют интегральному звену с замедлением, постоянные коэффициенты которого могут быть определены зависимостями:

$$\text{время интегрирования } T_i = \frac{\delta_0^2}{(a + bn)\sigma}; \qquad (3)$$

$$\text{время запаздывания } \tau = cn \frac{\delta_0^2}{\sigma}, \qquad (4)$$

где a, b, c — коэффициенты аппроксимации; σ — постоянная испарения топлива.

Таким образом, зависимость испарения распыленного жидкого топлива в зоне горения может быть представлена интегральным звеном с замедлением, которое учитывает основные характеристики топочного устройства и топлива при лимитирующем влиянии процесса испарения; при изменении показателя полидисперсности распыления жидкого топлива существенно изменяется время запаздывания звена испарения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. – М.: Машиностроение, 1978. – 736 с.
2. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы – М.: Машиностроение, 1982. – 240 с.
3. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД: Пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 566 с.
4. Натанзон М.С. Неустойчивость горения. – М.: Машиностроение, 1986. – 248 с.
5. Теория топочных процессов. / Под ред. Кнорре Г.Ф., Палеева И.И. – М.-Л.: Энергия, 1966. – 491 с.

$$c_{пг} = \begin{cases} \dfrac{1-z}{1-z_s} \dfrac{z_s}{St} & z > z_s \\ \dfrac{z}{z_s} & z < z_s \end{cases}; \qquad \frac{I_0 - I_{01}}{I_{0s} - I_{01}} = \begin{cases} \dfrac{z - z_s}{1 - z_s} & z > z_s \\ 0 & z < z_s \end{cases}.$$

Энтальпия на фронте пламени определяется по условию

$$I_{0s} = I_{01} + Q_н^p z_s.$$

При определении теплоемкости смеси используется зависимость

$$c_p = \sum^{N} c_{pl} c^l.$$

Мгновенное значение плотности определяется по зависимости

$$\rho = \frac{\sum_{l=1}^{N} \overline{\rho}^l}{\sum_{l=1}^{N} \overline{c}^l}.$$

Использованная модель включает в себя уравнения для энергии турбулентности, турбулентной вязкости и пульсации концентрации. Система уравнений, записанная в приближении пограничного слоя для осесимметричного течения:

- движение

$$\langle \rho \rangle \langle u \rangle \frac{\partial \langle u \rangle}{\partial x} + \langle \rho \rangle v_0 \frac{\partial \langle u \rangle}{\partial y} = \frac{1}{y} \frac{\partial}{\partial y} \left[\langle \rho \rangle \nu^t y \frac{\partial \langle u \rangle}{\partial y} \right] - \frac{\partial \langle p \rangle}{\partial x} - (\langle \rho \rangle - \rho_0) g,$$

- неразрывность

$$\frac{\partial \langle \rho \rangle \langle u \rangle}{\partial x} + \frac{1}{y} \frac{\partial}{\partial y} \langle \rho \rangle y v_0 = 0, \quad v_0 = \frac{\langle \rho v \rangle}{\langle \rho \rangle},$$

- турбулентная диффузия

$$\langle \rho \rangle \langle u \rangle \frac{\partial \langle z \rangle}{\partial x} + \langle \rho \rangle v_0 \frac{\partial \langle z \rangle}{\partial y} = \frac{1}{y} \frac{\partial}{\partial y} \left[\langle \rho \rangle \frac{\overline{\nu^t}}{Sc_t} y \frac{\partial \langle z \rangle}{\partial y} \right],$$

- энергия турбулентности

$$\langle \rho \rangle \langle u \rangle \frac{\partial \langle e \rangle}{\partial x} + \langle \rho \rangle v_0 \frac{\partial \langle e \rangle}{\partial y} = \frac{1}{y} \frac{\partial}{\partial y} \left[\langle \rho \rangle 2\kappa \nu^t y \frac{\partial \langle e \rangle}{\partial y} \right] - \langle \rho \rangle \nu^t \left(\frac{\partial \langle u \rangle}{\partial y} \right)^2 -$$
$$- \beta_2 \left[1 + \frac{\overline{\nu^t}}{c_\varepsilon} \left| \frac{\partial \langle u \rangle}{\partial y} \right| \right] \frac{\langle \rho \rangle \langle e \rangle^2}{\nu^t}$$

- коэффициент турбулентной вязкости

УДК 628.514

Истомин В.И.
СевГТУ

МОДЕРНИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА ДЛЯ ОЧИСТКИ НЕФТЕСОДЕРЖАЩИХ ВОД

Вопросы охраны окружающей среды в последнее время выдвинулись в число важнейших задач человечества.

Особенно остро стоит проблема глубокой очистки судовых нефтесодержащих вод, что связано с необходимостью выполнения требований Международной Конвенции по предотвращению загрязнения с судов MARPOL-73/78, согласно которым содержание нефтепродуктов в очищенных нефтесодержащих водах, сбрасываемых с судов, не должно превышать 15 млн.$^{-1}$ [1].

Глубокая очистка судовых нефтесодержащих вод осложняется наличием в них большого количества механических примесей, которые существенно ухудшают работу очистного оборудования. Эксплуатируемые в настоящее время сепараторные установки, как правило, не отвечают требованиям Международной Конвенции MARPOL-73/78. Одни не обеспечивают требуемой степени очистки нефтесодержащих вод, другие имеют малый ресурс работы, третьи — сложны в изготовлении и эксплуатации.

Сепараторы, применяемые в настоящее время на судах для очистки нефтесодержащих вод, подразделяются на следующие основные типы: фильтрующие, гравитационные, флотационные, центробежные, коалесцирующие.

Большое влияние на качество очистки нефтесодержащих вод оказывает тип перекачивающего насоса и место установки сепаратора в системе для очистки нефтесодержащих вод. Например, высокооборотные центробежные насосы сильно диспергируют нефтесодержащие воды. После таких насосов нефтеводяная эмульсия имеет мелкодисперсный состав, то есть капельки нефтепродуктов в ней менее 10…15 мкм. Сила сопротивления движению капельки нефти в воде пропорциональна диаметру капли d, а подъемная сила, действующая на капельку нефти, пропорциональна диаметру капли в кубе d^3. При стремлении диаметра капли к нулю (менее 10 мкм) подъемная сила практически сравнивается с силой сопротивления движению капли и последняя не отделяется в сепараторе. Поэтому для уменьшения эмульгирования и повышения эффективности очистки нефтесодержащих вод в качестве перекачивающего устройства необходимо применять тихоходные насосы объемного типа (винтовые, поршневые).

Для уменьшения «вторичного» эмульгирования нефтесодержащих вод в насосе целесообразной является установка сепаратора на всасывании насоса. При такой компоновке системы для очистки нефтесодержащих вод качество очистки без существенных материальных затрат повышается в 1,5-2 раза [2]. Однако система с сепаратором на всасывании насоса имеет определенные недостатки: необходимы насос с большой высотой всасывания, тщательная

го насоса для нефтепродуктов, значительно упрощает процесс удаления отсепарированных нефтепродуктов и позволяет автоматизировать процесс; все это устраняет основные недостатки системы для очистки нефтесодержащих вод с сепаратором, установленным на всасывании насоса, и существенно повышает качество очистки.

Для эжекторов отношение расхода рабочей жидкости к расходу всасываемой жидкости в среднем равно четырем. Поэтому в эжекторе происходит дополнительное четырехкратное снижение концентрации нефтепродуктов в очищенной воде. К тому же водоструйные эжекторы надежны в работе, имеют малые габариты и вес, обладают хорошим всасыванием, способны перекачивать сильно загрязненную жидкость.

Предлагаемая система для очистки нефтесодержащих вод обладает высоким качеством очистки вследствие того, что не происходит дополнительного эмульгирования нефтесодержащих вод в насосе, в ней устранены основные недостатки, характерные для системы с сепаратором на всасывании насоса, кроме того, осуществляется дополнительное снижение концентрации нефтепродуктов в очищенной воде при разбавлении рабочей жидкостью эжектора, что позволяет уменьшить габариты сепарационной установки, повысить ее очистную способность и удовлетворить требованиям Международной Конвенции по предотвращению загрязнения с судов MARPOL-73/78.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов 1973 года. – Л.: Транспорт, 1985. – 324 с.
2. Нунупаров С.М. Предотвращение загрязнения моря с судов. – Л.: Судостроение, 1979. – 329 с.

$$R = 250\cdot10^2\cdot3{,}5\cdot0{,}0008 = 70 \text{ кН}.$$

Если максимальный постоянный угол поворота блока цилиндров (качающегося узла) $\varphi = 25°$, то окружная составляющая усилия поршней находится по выражению

$$P_{\text{кг}} = R\sin\varphi, \tag{3}$$

тогда окружная составляющая усилия поршней

$$P_{\text{кг}} = 70\cdot0{,}4226 = 29{,}6 \text{ кН}.$$

Осевую составляющую усилия поршней определяют по формуле

$$P_{\text{к}ax} = R\cdot\cos\varphi, \tag{4}$$

тогда осевая составляющая усилия поршней

$$P_{\text{к}ax} = 70\cdot0{,}9063 = 63{,}5 \text{ кН}.$$

Геометрические параметры подшипника 466315Л (рис. 1.) $D = 0{,}16$ м; $d = 0{,}075$ м; $a' = r_m \operatorname{tg}\alpha$; $\alpha = 40°$.

$$r_m = \frac{d_m}{2} = \frac{d+D}{4} = \frac{0{,}16+0{,}075}{4} = 0{,}05875 \text{ м};$$

$$a' = 0{,}05875\cdot0{,}8391 = 0{,}0493 \text{ м};$$

$$b = \frac{0{,}037}{2} + 0{,}0314 + 0{,}037 + 0{,}0493 = 0{,}1362 \text{ м};$$

$$c = 0{,}025 + 0{,}037 - 0{,}0493 = 0{,}0127 \text{ м}.$$

$l_m = 0{,}3277D_{\text{цп}}$ — радиус приложения равнодействующей усилия поршней R (эксцентриситет).

$D_{\text{цп}} = 0{,}0945$ м — диаметр расположения центров.

$l_m = 0{,}3277\cdot0{,}0945 = 0{,}03097$ м.

Реакции опор можно выразить следующим образом

$$A_x = B_x = P_{\text{к}ax}\frac{l_m}{b};\quad A_y = P_{\text{кг}}\frac{b+c}{b};\quad B_y = P_{\text{кг}}\frac{c}{b};$$
$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2};\quad B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2};\quad C_{ax} = P_{\text{к}ax}. \tag{5}$$

Для рассматриваемого подшипникового узла при $p_{\text{ном}} = 250\cdot10^2$ кПа

$$A_x = B_x = 63{,}5\cdot\frac{4{,}03037}{0{,}1362} = 14{,}16 \text{ кН};$$

$$A_y = 29{,}6\cdot\frac{0{,}1362+0{,}0127}{0{,}1362} = 32{,}36 \text{ кН};$$

$$B_y = 29{,}6\cdot\frac{0{,}0127}{0{,}1362} = 2{,}76 \text{ кН}$$

и $A = 35{,}32$ кН; $B = 14{,}43$ кН; $C_{ax} = 63{,}5$ кН;

Для подшипника 466315Л динамическая грузоподъёмность $C = 210000$ Н [2].

Параметр осевого нагружения $\frac{C_{ax}}{K_v A} = 1{,}8 > e = 0{,}99$, тогда эквивалентная динамическая нагрузка при $\alpha = 40°$ вычисляется по формуле [2]

$$P = 0{,}35A + 0{,}57C_{ax}, \tag{11}$$

тогда $P_{250} = 0{,}35\cdot35{,}32 + 0{,}57\cdot63{,}5 = 48{,}557$ кН = 48557 Н.

Долговечность подшипников в опоре A будет

$$L_{\text{н}(250)} = 0{,}75\left(\frac{210000}{48557}\right)^3 = 60{,}7 \text{ млн.об};\quad L_{\text{н}h(250)} = \frac{10^6\cdot60{,}7}{60\cdot960} = 1153{,}8 \text{ ч}.$$

В опоре B для подшипника 315 $C = 112000$ Н [2]. Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P_{250} = P_{250} = 14{,}43 \text{ кН} = 14430 \text{ Н}.$$

Долговечность подшипников в опоре B будет

$$L_{\text{н}250} = 0{,}75\left(\frac{112000}{14430}\right)^3 = 350{,}7 \text{ млн.об};\quad L_{\text{н}h250} = \left(\frac{10^6\cdot350{,}7}{60\cdot960}\right) = 6088{,}5 \text{ ч}.$$

Долговечность опоры A ограничивает долговечность всего подшипникового узла. Время использования (эксплуатации) подшипникового узла по изнашиванию можно установить, если известен коэффициент использования $K_{\text{ис}}$, тогда время эксплуатации по изнашиванию будет

$$T = \frac{L_{\text{н}h}}{8760K_{\text{ис}}}. \tag{12}$$

Например, если $K_{\text{ис}} = 0{,}25$, то подшипник 315 может эксплуатироваться

$$T = \frac{6088{,}5}{8760\cdot0{,}25} = 2{,}78 \text{ года}.$$

Следовательно, при принятии режима использования подшипника допустима его эксплуатация в течение 2,78 года.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Трение, изнашивание, смазка. Справочник: в 2 кн. – М.: Машиностроение, 1978. – Кн. 1. – 400 с.
2. Перель Л.Я. Подшипники качения. Расчёт, проектирование и обслуживание. Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.

Поскольку при возникновении задержек судна на ΔX часов на переходе L фактическое время перехода $X_{\text{ф}} = L/V_{\text{ф}}$ меньше времени движения судна с чартерной скоростью $X_{\text{ч}} = L/V_{\text{ч}}$, то из (2) следует, что в зависимости от относительного запаса времени на вынужденные остановки $\delta X = \Delta X/X_{\text{ф}}$ относительное уменьшение действительной скорости составит

$$\delta V = \frac{\Delta V}{V_{\text{ф}}} = \frac{\delta X}{\delta X + 1}. \tag{4}$$

Для обеспечения работы судна со скоростью $V_{\text{ф}}$ требуется суточный расход топлива на главные двигатели (ГД) $Q_{\text{мф}}$. Аналитическое представление зависимости $Q_{\text{мф}}$ от $V_{\text{ф}}$ может быть выполнено с помощью распространенной и приемлемой для этой цели с точки зрения точности [1] степенной зависимости

$$Q_{\text{мф}} = aV_{\text{ф}}^b. \tag{5}$$

Тогда расход топлива на ГД, обеспечивающий чартерную скорость $V_{\text{ч}}$ при потере ходового времени ΔX, должен быть увеличен на

$$\Delta Q_{\text{м}} = a\left[V_{\text{ф}}^b - \left(\frac{\Delta V\cdot L}{V_{\text{ф}}\Delta X}\right)^b\right] \tag{6}$$

при условии, что это выполнимо с соблюдением правил технической эксплуатации без перегрузки ГД по параметрам рабочего процесса.

В относительных величинах дополнительный расход топлива на ГД может быть представлен более простым выражением

$$\delta Q_{\text{м}} = 1 - \left(1 - \delta V\right)^b. \tag{7}$$

В предположении, что расход топлива на вспомогательные механизмы (ВМ) не зависит от скорости и пропорционален ходовому времени со скоростью $V_{\text{ф}}$, из условия недопустимости его перерасхода за весь переход L миль суточный расход топлива на ВМ, указываемый в чартере,

$$Q_{\text{мч}} > Q_{\text{мф}}. \tag{8}$$

Практически, в течение остановки судна на ΔX часов суточный расход топлива на ВМ как правило не превосходит расход топлива на ВМ в течение того же времени ΔX на ходу (за исключением случаев оборудования энергетической установки судна валогенераторами), поскольку в зависимости от продолжительности остановки часть вспомогательных механизмов отключается. Это является дополнительной гарантией достаточности включения в чартер действительной величины суточного расхода топлива на ВМ без дополнительных надбавок.

Действительная скорость судна $V_ф$=12 уз, суточный расход топлива на ГД $Q_{мф}$=15,25т/сут, на ВМ $Q_{дф}$=3т/сут. Зависимость суточного расхода топлива на ГД от скорости (5) определяется параметрами a=0,0186; b=2,7. Цена топлива для ГД и ВМ соответственно: $Ц_м$=150$/т, $Ц_д$=190 $/т.

С целью создания суммарного резерва ходового времени ΔX=24 часа на каждом переходе L (известного из опыта предыдущей эксплуатации данного судна) в чартерном описании следует указать скорость

$$V_ч = \frac{L}{\frac{L}{V_ф} + \Delta X} = \frac{6600}{\frac{6600}{12} + 24} = 11{,}5 \text{ уз.} \qquad (13)$$

Фактический расход топлива на ГД при этой скорости согласно (5) — $Q'_{мф} = 13{,}6$ т/сут.

Стоимость дополнительно расходуемого топлива на ГД за фактическое время его работы $X_ф = L/V_ф = 6600/12 = 550$ ч согласно (11)

$$\Delta R_Q = \frac{X_ф Ц_м}{24}\left(Q_{мф} - Q'_{мф}\right) = \frac{550 \cdot 150}{24}(15{,}25 - 13{,}6) = 5710{,}17\$$$

В случае указанной задержки из доходов судовладельца согласно (10) удержанию подлежит

$$\Delta R_X = \frac{\Delta X}{24}\left(A + Ц_м Q_{мф} + Ц_д Q_{дф}\right) = (3800 + 150 \cdot 15{,}25 + 190 \cdot 3)\frac{24}{24} = 6657{,}67\$$$

Экономический результат от создания запаса скорости ΔV=0,5 уз. против действительного значения $V_ф$, который позволяет избежать удержания из доходов судовладельца суммы ΔR_X при его затратах ΔR_Q за каждую суточную потерю ходового времени

$$ER = \Delta R_X - \Delta R_Q = 6657{,}67\text{-}5710{,}17 = 947{,}50\ \$$$

плюс репутация надежного партнера в судоходном бизнесе, что само по себе немаловажно.

Таким образом, снижение скорости судов, сдаваемых в аренду по тайм–чартеру, обеспечивает судовладельцу сокращение удерживаемых из арендной платы дополнительных расходов фрахтователя в случае остановки судна в море и потери ходового времени; при заданной вероятности оценки длительности возможных остановок судна с помощью уравнения (12) может быть найдена оптимальная величина снижения скорости, которую следует указать в чартерном описании судна, сдаваемого в аренду.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Капитонов И.В. Совершенствование технической эксплуатации морских судов. – М.: Транспорт, 1986, 216 с.

Поскольку $\mathrm{Re} = \frac{wx}{V}$, а $\frac{d\,\mathrm{Re}}{d\tau} = \frac{x dx}{V d\tau}$, запишем

$$-\frac{d\,\mathrm{Re}}{d\tau} = 0{,}75 c_f \frac{\mathrm{Re}^2}{x}\frac{\gamma_{см}}{\gamma_к}. \qquad (6)$$

В данном уравнении коэффициент лобового сопротивления c_f является сложной функцией геометрии капли и режима ее движения (числа Рейнольдса).

В работе [2] $c_f = c_f(\mathrm{Re})$ принимается по опытным данным из графика.

Согласно методике Д.Н. Вырубова [3], для распыла капельной жидкости используется множитель f, а уменьшение размеров капель x_Σ определяется из соотношения

$$x_\Sigma = \sqrt{x_0^2 - fk\tau}, \qquad (7)$$

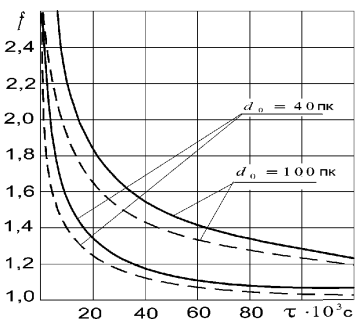


Рис. 1. Зависимость ветрового множителя от времени

где x_0 — начальный диаметр капли; k — коэффициент.

При этом капли, имеющие первоначальный размер меньше $fk\tau$, полностью испаряются, а объемная доля не испарившейся части жидкости $\Omega_{ост}$ подсчитывается по формуле

$$\Omega_{ост} = 3\int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[\exp(-b\sec\varphi)^n\right]\sin^2\varphi\cos\varphi d\varphi, \qquad (8)$$

где $\frac{x}{x_0} = b\sec\varphi$; $b = \frac{\sqrt{fkt}}{x_0}$.

Распределение капель по размерам при механическом распыливании можно задать формулой Розинга - Рамлера [3]

$$N(x) = N_0 A \cdot 2^{-\left(\frac{x}{\bar{x}}\right)^n}, \qquad (9)$$

где $\bar{x}$ — средний диаметр капли; N_0 — полное число капель; $A = \frac{n(\ln 2)^n}{\Gamma\left(\frac{1}{n}\right)}$;

Г — гамма-функция; n = 3÷4.

Уравнение (6) можно записать в виде

$$-\frac{dx}{d\tau} = \frac{2\lambda\,\mathrm{Nu}\,(t_в - t_к)}{x\gamma_к r}, \qquad (10)$$

УДК 621.431.74

Колегаев М.А., Черныш И.И.

СНИЖЕНИЕ ВЫБРОСОВ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ ДИЗЕЛЕЙ (РЕФЕРАТИВНЫЙ ОБЗОР)

Два десятилетия назад ведущие дизелестроительные фирмы мира приступили к практическому решению задач по защите окружающей среды. Экологические показатели учитывают негативное влияние работы дизеля на окружающую среду.

Если раньше конструкторы дизелестроительных фирм решали вопросы стоимости, надежности и экономичности дизеля, то сегодня вопрос экологичности можно назвать четвертым основным параметром дизеля.

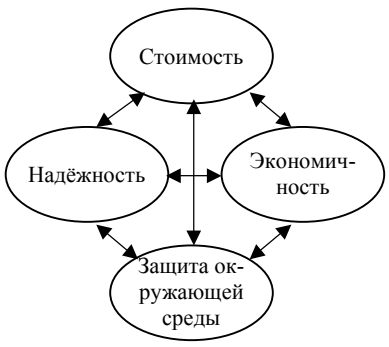


Рис. 1. Основные параметры дизеля

Конструктивные параметры дизеля можно представить схемой. Наибольшее загрязнение при работе дизеля идет от выбросов с выпускными газами. Основными загрязнителями являются окислы азота NO_x, серы SO_x, окиси углерода CO_x, несгоревший углеводород CH_x, а также выбросы частиц (от золы находящейся в топливе и масле, отслоение сажистых отложений).

Состав рабочей смеси в цилиндре дизеля и характерные величины выбросов по основным загрязнителям после сгорания топлива представлены на рис. 2.

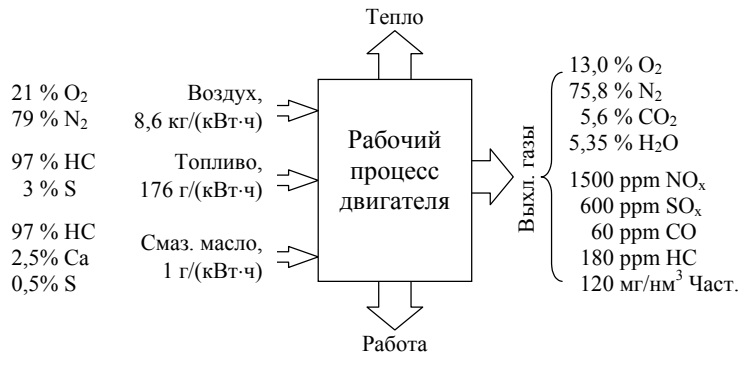


Рис. 2. Состав рабочей смеси и характерные выбросы

рода используется 4…8 % кислорода, а остальная часть уходит с отработавшими газами. Азот не принимает участия в горении топлива.

Однако при высокой температуре сгорания топлива в цилиндре, наибольшее значение которой может достигать 1500° С и выше, в струях горящего топлива азот становится активным с кислородом, образуя окислы азота. Первичной реакцией является образование NO. Далее в процессе расширения и выпуска газов часть NO преобразуется в NO_2 и N_2O (5 % и 1 % соответственно) от первоначального количества NO. Окислы азота в атмосфере приводят к образованию "смога", что является проблемой многих городов. Преобразование NO в NO_2 продолжается в атмосфере и, растворяясь в воде, в конечном итоге ухудшает качество почвы. Если учесть, что только на 1 кВт мощности дизеля расходуется 6…8,6 кг воздуха в час, то контроль NO_x является сегодня проблемой номер один.

Топлива органического происхождения могут содержать в себе до 5 % серы. Окисляясь в окислы серы SO_x, преимущественно SO_2 и SO_3 в соотношении 15:1 соответственно.

При благоприятных условиях окислы конденсируются в виде серной кислоты, разрушая детали цилиндропоршневой группы (ЦПГ). Часть серы нейтрализуется при использовании щелочных смазочных масел, а часть уходит в атмосферу с отработавшими газами и, попадая в почву с дождем, повышает ее кислотность. Удалять серу из топлива в судовых условиях очень сложно и дорого. Поэтому наличие серы в топливе будет контролироваться законодательством, что видно из табл. 3.

В процессе сгорания лишь малая часть углеводорода уходит из двигателя несгоревшей. Его содержание в выпускных газах может достигать 300 ppm. Для малооборотных дизелей, где значение индикаторного КПД больше 0,55, происходит фактически полное сгорание топлива.

В настоящее время имеются два пути уменьшения выбросов NO_x в дизелях:

- снижение NO_x, образующихся в процессе сгорания;
- удаление NO_x из выпускных газов.

Первое мероприятие включает: понижение значения наибольшего давления сгорания путем более позднего впрыска топлива, рециркуляцию части выпускных газов, снижение количества продувочного воздуха, впрыска воды в камеру сгорания, использования водного эмульгирования топлива.

В настоящее время практическое применение нашли три метода снижения NO_x:

- водное эмульгирования топлива;
- снижение наибольшего давления сгорания;
- впрыск воды в камеру сгорания.

Первые два метода снижают NO_x до 30 %, а раздельный впрыск воды и топлива в камеру сгорания снижает NO_x на 50…60 %.

Фирма Транфеник внедрила на семи малооборотных дизелях Вяртсиля NSD48 непосредственный впрыск воды в камеру сгорания через отдельное

компрессор с более высоким КПД. Судовая система предусматривает отключение реактора по необходимости.

Схема общего расположения системы и реактора SCR для двигателя 6S50MC представлена на рис. 5.

Упрощенно, клапаны 1, 2, 3 на рис. 5 будут открыты "О" и закрыты "З" в следующих вариантах:

	V_1	V_2	V_3
Реактор включен	З	О	О
Реактор отключен	О	З	З

Количество передаваемого аммиака регулируется автоматически. Отношение NH_3/NO_x влияет на снижение NO_x в отработавших газах. При высоких отношениях NH_3/NO_x неиспользованный аммиак может вступать в реакцию с SO_3 и привести к загрязнению поверхности утилизационного котла сульфатом аммония. Аммиак может подаваться в жидком виде под давлением, либо в виде водного раствора аммиака при атмосферном давлении, либо это может быть мочевина в сухом виде и растворяться в воде перед употреблением.

На указанной схеме аммиак хранится как сжиженный газ под давлением 0,5…1 МПа. Цистерна хранения аммиака размещается на палубе под навесом. Испарение аммиака происходит при температуре 70 °С. NH_3 — горячий газ и поэтому подается по трубопроводу с двойной стенкой с соответствующей вентиляцией и датчиком утечки аммиака.

NH_3 разбавляется свежим воздухом из ресивера продувочного воздуха, перемешивается в смесителе и впрыскивается в выхлопную трубу за коллектором выпускных газов и перемешивается с выпускными (отработавшими) газами во втором статическом смесителе. Использование двух смесителей дает возможность получить гомогенную смесь NH_3 с отработавшими газами.

Реактор SCR содержит несколько слоев катализатора. Объем катализатора и размер реактора зависит от активности катализатора, степени снижения NO_x, давления выпускных газов, свободного (не вступившего в реакцию с NO_x) допустимого NH_3. Оптимальные размеры реактора: диаметр 2,5 м, высота 7,6 м. Реактор хорошо вписывается в машинное отделение вне шахты МО.

Установка реактора снизила содержание NO_x в отработавших газах с 1200 ppm до 130. При необходимости эта цифра может снижаться до 60 ppm.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Federal Register. – Washington. – 1979. –V. 44. – No. 142.
2. Selective Catalytic Reduction of NO_x in Exhaust Gas from Marine Diesel Engines. – Haldor Topsoe A/S, 1990.
3. Schoubye P., Pedersen K., Sunn P. et al. Reduction of NO_x Emissions from Large Diesel Engines // 17th CIMAC Conference, Warsaw, 1987. – P. 1-14.
4. Gibso J.R., Gibbs W.G., Mcmahon K.R. Air Emission Control. – Pittsburg, 1990.
5. Emission Control on Low Speed Diesel / 13th Marine Propulsion Conference, March, 1991, London.

УДК 629.12.03.(075.8)

Конаков Г.А., Чорба В.А., Аболешкнн С.Е.
ОГМА

ЭТАЛОНИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ «КОРПУС СУДНА – ГРЕБНОЙ ВИНТ»

Изменение состояния поверхностей обшивки корпуса судна и лопастей гребного винта, посадки судна в условиях эксплуатации приводит к увеличению сопротивления воды движению судна, изменению гидродинамических характеристик гребного винта. Одновременно изменяются коэффициенты попутного потока и засасывания, что сказывается на величине пропульсивного коэффициента из-за уменьшения КПД гребного винта. Существенная зависимость экономических показателей работы судна от состояния элементов системы «корпус судна – гребной винт» (КС-ГВ) определяет важность получения для каждого объекта диагностирования достаточно точной математической модели эталонных характеристик.

Основными эталонными характеристиками системы для эксплуатационной осадки являются скорость судна и коэффициент полного сопротивления корпуса, коэффициенты попутного потока и засасывания, коэффициенты упора и момента гребного винта.

Для любой винтовой характеристики водоизмещающего судна с погрешностью не более 1 % в диапазоне эксплуатационных частот вращения справедливо соотношение $S_n = v_s/n = \text{const}$ (v_s — скорость судна, узлы, n — частота вращения, об/мин) [5]. Так как при проведении паспортных нормировочных испытаний (ПНИ) судна в грузу и в балласте при соответствующих осадках $T = \bullet_{\text{гр}}$ и $\bullet = \bullet_{\text{б}}$* для выбранных частот вращения n_i замеряются значения скорости v_{si}, можно записать

$$S_{n\text{гр}} = \frac{\sum_{i=1}^{m_{\text{гр}}} v_{si}/n_i}{m_{\text{р}}} = \text{const}; \quad S_{n\text{б}} = \frac{\sum_{i=1}^{m_{\text{б}}} v_{si}/n_i}{m_{\text{б}}} = \text{const}$$

где $m_{\text{гр}}$, $m_{\text{б}}$ — количество замеров скорости, соответственно в грузу и в балласте.

Зависимость отношения S_n от осадки для чистого корпуса достаточно точно описывается линейной зависимостью вида

$$S_n = a_T + b_T\overline{T}, \tag{1}$$

где a_T, b_T — коэффициенты; $\overline{T} = T/T_{\text{гр}}$ — относительная осадка.

После простых преобразований выражения для определения коэффициентов уравнения (1) примут вид:

$$a_T = S_{n\text{гр}} - b_T; \quad b_T = \frac{S_{n\text{гр}} - S_{n\text{б}}}{1 - \overline{T}_{\text{б}}}. \tag{1}$$

Коэффициенты упора $K_{T\text{м}}$ и момента $K_{Q\text{м}}$ моделей гребных винтов рассчитываются с помощью полиномов [6] вида

$$K_{T(Q)\text{м}} = \sum_{m=0}^{M_{1,2}} A_{m1,2}\theta^{x_{mT,Q}}\left(\frac{H}{D}\right)^{y_{mT,Q}}\lambda_p^{z_{mT,Q}}, \tag{5}$$

где $M_{1,2}$, $A_{m1,2}$, $x_{mT,Q}$, $y_{mT,Q}$, $z_{mT,Q}$, — коэффициенты и показатели степени, зависящие от числа лопастей гребного винта; H/D — шаговое отношение.

Если в первом приближении задать ориентировочное значение относительной поступи λ_p можно по формуле (5) рассчитать коэффициент момента модели винта $K_{Q\text{м}}$, корректировка которого по масштабному эффекту [6] дает для нее значение коэффициента модели в свободной воде K_{Qi}^*. Если $\left|1 - K_{Qi}^*/K_{Qi}\right| > \varepsilon_{KQ}$, необходимо произвести корректировку относительной поступи винта

$$\lambda_{pi} = \lambda_{pi} - 25\left(K_{Qi}^* - K_{Qi}\right),$$

после чего расчет повторяется, начиная с формулы (5).

В случае $\left|1 - K_{Qi}^*/K_{Qi}\right| < \varepsilon_{KQ}$ вычисляется эталонное значение коэффициента попутного потока

$$\psi^i = 1 - \frac{\lambda_{pi} n_i D}{0{,}514\, v_{si}}.$$

При выполнении практических расчетов обычно для одной винтовой характеристики принимаются условия $\lambda_p = \text{const}$, $\psi = \text{const}$, $K_T = \text{const}$, $K_Q = \text{const}$, $t = \text{const}$ (t — коэффициент засасывания). При известных элементах гребного винта эффективная мощность главного двигателя, кВт,

$$P_e = \frac{2\pi\rho K_Q D^5 n_i^3 10^{-3}}{60^3}. \tag{6}$$

С другой стороны, эффективная мощность может быть определена через буксировочное сопротивление корпуса судна

$$P_e = \frac{0{,}514^2}{60} D \frac{\pi\rho\Omega}{K_Q} \frac{S_n^2}{K_T(1-t)} n^3 \xi 10^{-3}, \tag{7}$$

где Ω — смоченная поверхность корпуса; ξ — коэффициент полного сопротивления корпуса.

В формулах (6) и (7) частота вращения n принимается в об/мин. Приравнивая правые части этих уравнений, получаем выражение для расчета коэффициента полного сопротивления корпуса для текущего режима испытаний

$$\xi^i = \frac{2(1-t)K_T D^4}{S_n^2 \Omega 20{,}88^2} = 2{,}1 \cdot 10^{-3}\frac{(1-t)K_T D^4}{S_n^2 \Omega}. \tag{8}$$

где L, B — соответственно длина и ширина судна; φ — коэффициент продольной полноты корпуса. Существенное значение при определении величины коэффициентов попутного потока и полного сопротивления имеет точность расчета механического КПД главного двигателя и валопровода. КПД валопровода часто принимают постоянным, однако его значение на частичном режиме можно оценить через зависимость механических потерь в валопроводе [2], преобразование которой дает выражение

$$\eta_{\text{в}} = 1 - \frac{(1-\eta_{\text{во}})P_{e\text{о}}^* \overline{n}^{2/3}}{P_e},$$

где $\eta_{\text{во}} = 0{,}95...0{,}98$ — номинальный КПД валопровода, зависящий от его длины; $P_{e\text{о}}^*$ — эффективная мощность двигателя при испытаниях в грузу при номинальной частоте вращения; $\overline{n} = n/n_{\text{о}}$ — относительная частота вращения; P_e — эффективная мощность двигателя при частоте вращения n.

Если положить, что мощность механических потерь дизеля зависит только от частоты вращения [2], механический КПД может быть определен по формуле [5]

$$\eta_{\text{м}} = 1 - \overline{n}^{\beta_{\text{м}}}\frac{P_{i\text{о}}}{P_e(1-\eta_{\text{мо}})}, \tag{11}$$

где; $\beta_{\text{м}}$ — показатель степени кривой мощности механических потерь $\overline{N}_{\text{м}} = \overline{n}^{\beta_{\text{м}}}$ в относительном виде; $P_{i\text{о}}$, P_i — соответственно паспортная и текущая индикаторные мощности; $\eta_{\text{мо}}$ — паспортный механический КПД дизеля.

По данным [2] показатель степени $\beta_{\text{м}}$ можно принимать в пределах 1,6...2,2. Однако выполненная статистическая обработка результатов стендовых испытаний различных типов малооборотных дизелей показала, что диапазон его изменения существенно шире: $1{,}0 \le \beta_{\text{м}} \le 3{,}3$. Причем меньшие значения относятся к дизелям с чистым газотурбинным наддувом, большие — к дизелям, использующим в качестве второй ступени наддува подпоршневые полости или навешенные насосы. Формула (11) дает хорошее совпадение результатов расчета со стендовыми испытаниями в диапазоне относительных частот вращения $\overline{n} > 0{,}85$.

Более точно и практически для любого эксплуатационного значения $\overline{n}$ механический КПД рассчитывается по формуле

$$\eta_{\text{м}} = 1 - \left(\frac{1}{\eta_{\text{мо}}(a_{n0} + a_{n1}\overline{n} + a_{n2}\overline{n}^2)} - 1\right)\frac{P_{e\text{о}}\overline{n}^3}{P_e},$$

где a_{n0}, a_{n1}, a_{n2} — коэффициенты полинома кривой относительного механического КПД $\eta_{\text{м}}/\eta_{\text{мо}} = f(\overline{n})$, определяемые путем обработки результатов стендовых испытаний дизеля методом наименьших квадратов; $P_{e\text{о}}$ — паспортная эффективная мощность дизеля.

УДК 621.577:536.1

Коханский А.И., Никульшин Р.К., Морозюк Т.В., Никульшина В.В.
ОГМА, ОГАХ

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ НЕОБРАТИМЫХ ПОТЕРЬ В ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛОНАСОСНЫХ ЦИКЛАХ

Теплонасосные системы широко используются в индустриально развитых странах в качестве повышающих термотрансформаторов для технологических производственных процессов, бытового и промышленного теплоснабжения, а также в системах круглогодичного кондиционирования воздуха, в том числе на морском транспорте, работающих как в режиме кондиционирования (летний режим), так и в режиме теплонасосного отопления (зимний режим). Это позволяет достичь 50% экономии топлива для этих целей [4, 7].

Сказанное обусловливает повышенный интерес к методам термодинамического анализа циклов энергетических установок, в том числе и теплонасосных, поскольку известно, что совершенство и энергетическая эффективность их в первую очередь определяется совершенством и энергетической эффективностью термодинамических циклов, по которым они работают, что и является, в конечном счете, задачей термодинамического анализа [1-9].

Все реально протекающие термодинамические процессы необратимы, что приводит к росту энтропии системы [2, 8, 9]

$$\Delta S_\Sigma = \sum_{i=1}^{n} \Delta S_i > 0. \qquad (1)$$

где $i = 1, 2, \ldots n$ — число элементов в системе.

Прирост энтропии системы ΔS_Σ, согласно [1], тем больше, чем больше необратимость ΔS_i каждого из протекающих в системе процессов.

С учетом сказанного, потери эксергии Π_Σ от необратимости могут определяться либо по выражению, данному Гюи и Стодолой [5, 9],

$$\Pi_\Sigma = T_{\text{ср}} \Delta S_\Sigma, \qquad (2)$$

либо, исходя из эксергетического баланса системы [3, 6, 9]

$$\Pi_\Sigma = E_\Sigma^{\text{вх}} - E_\Sigma^{\text{вых}}. \qquad (3)$$

Здесь $E_\Sigma^{\text{вх}}, E_\Sigma^{\text{вых}}$ — суммарная эксергия на входе и выходе из системы соответственно. Выражения (2) и (3) сохраняют силу и для отдельно взятого элемента (процесса) системы

$$\Pi_i = T_{\text{ср}} \Delta S_i; \qquad (4)$$

$$\Pi_i = \mathrm{E}_i^{\text{вх}} - \mathrm{E}_i^{\text{вых}}. \qquad (5)$$

Одним из наиболее широко и успешно применяемых методов термодинамического анализа действительных циклов теплоэнергетических устано-

Определив ΔS_Σ, несложно по (2) найти Π_Σ, а затем и действительную затрату работы в действительном цикле теплового насоса $L_{\text{д}}$; эксергетический КПД цикла и другие показатели системы в целом

$$\begin{cases} L_{\text{д}} = L_{\text{обр}} + \Pi_\Sigma; \\ \eta_{ex} = \dfrac{L_{\text{обр}}}{L_{\text{д}}}. \end{cases} \qquad (10)$$

Проиллюстрируем сказанное на примере простейшего парокомпрессорного теплового насоса (ПКТН), термодинамический цикл которого представлен на рис. 2. Действительный цикл – «12341». Строим соответствующий ему образцовый цикл (цикл Карно), который будет иметь такие же граничные температуры источника и стока теплоты ($T_{\text{ср}}$ и $T_{\text{пом}}$), что и данный, и производить такой же полезный эффект, т.е. будет иметь ту же теплопроизводительность, что и данный цикл. Последнее позволяет определить «ширину» соответственного цикла Карно:

$$q_{\text{к}} = h_2 - h_3 = T_{\text{пом}} (s_f - s_3),$$

откуда $s_f = s_3 + (h_2 - h_3) T_{\text{пом}}^{-1}$.

Тогда соответственным циклом Карно будет цикл «$m_1 m_2 m_3 m_4$».

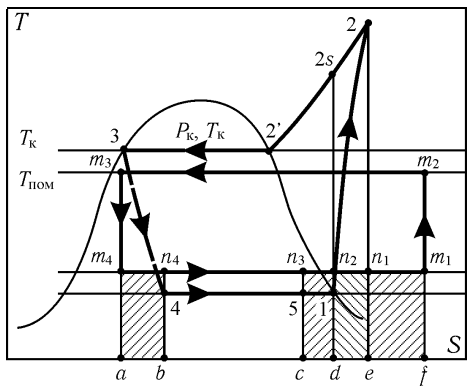


Рис. 2. Термодинамический цикл ПКТН (12341) и соответствующий ему цикл Карно ($m_1 m_2 m_3 m_4$) в диаграмме «энтропия-температура»: $T_{\text{о}}$ — температура кипения хладагента в испарителе, $T_{\text{ср}}$ — температура окружающей среды, $T_{\text{пом}}$ — температура в отапливаемом помещении, $T_{\text{к}}$ — температура конденсации агента в конденсаторе

Перерасход работы (потери эксергии) в цикле ПКТН в сравнении с образцовым циклом

$$\Pi_\Sigma = l_{\text{ц}} - l_{\text{Карно}}. \qquad (11)$$

Найдем Π_Σ энтропийным методом по (6), для чего определим Π_i по (4) для каждого элемента ПКТН в отдельности. Для цикла ПКТН «12341» в уравнениях (8), (9): $m_l = m_k = 1$; $l = 1, 2, 3, 4$; $l = 1$, $k = 1$, $r = 1, 2$.

1. Потери эксергии в компрессоре (Π_1). Считаем процесс сжатия в компрессоре ПКТН внешне адиабатным, но внутренне необратимым: $s_2 > s_1$; $Q_r = 0$. Тогда $\Pi_1 = T_{\text{ср}}(s_2 - s_1)$ = пл. den_1n_2d.

Кардинальное значение для анализа имеет определение влияния каждой отдельно взятой необратимости на перерасход энергии, вводимой в установку. Это влияние количественно учитывается с помощью абсолютных коэффициентов эксергетических потерь, под которыми понимают отношение данной эксергетической потери Π_i к эксергии на входе в систему [5, 6]

$$\Omega_i = \frac{\Pi_i}{E_{\text{вх}}}; \qquad \sum_{i=1}^{n} \Omega_i = \Omega. \qquad (15)$$

где Ω_i — абсолютный коэффициент эксергетических потерь i–го элемента; Ω — полный коэффициент эксергетических потерь системы.

Отсюда эксергетический КПД

$$\eta_{ex} = 1 - \Omega. \qquad (16)$$

Изложенная методика позволяет не только выполнить качественное описание, но и проводить реальный инженерный расчет теплонасосных систем различного назначения, что на современном этапе развития термодинамического анализа является актуальным. Методика апробирована в учебном процессе при чтении ряда курсов для студентов, обучающихся по специальностям энергетической направленности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андрющенко А.И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок. – М.: Высшая школа, 1977. – 200 с.
2. Андрющенко А.И. О показателях эффективности циклов теплоэнергетических установок // Изв. вузов. Энергетика. – 1981. – № 9. – С. 38-39.
3. Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.
4. Вайнштейн Я.М., Немчинова Н.И. Анализ энергетической эффективности применения тепловых насосов // Холодильная техника. – 1985. – № 10. – С. 21-25.
5. Гохштейн Д.П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок. – М.: Энергия, 1969. – 368 с.
6. Гохштейн Д.П., Верхивур П.П. Анализ тепловых схем атомных электростанций. – Киев: Вища школа, 1977. – 240 с.
7. Калнинь И.М. Перспективы развития тепловых насосов // Холодильная техника. – 1994. – № 4. – С. 4-8.
8. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.К. Техническая термодинамика. – М.: Энергия, 1974. – 448 с.
9. Мартыновский В.С. Анализ действительных термодинамических циклов. – М.: Энергия, 1972. – 216 с.

В НЖК энергия молекулы, находящейся в возбужденном электронном состоянии, изменяется и становится равной $W_1 = W_0 + V(\Omega, z)$, где (Ω, z) — совокупность ориентационных и трансляционных координат относительно директора.

Для НЖК принимаем $V(\Omega, z) = V(\theta)$, где θ — угол между длинной осью молекулы и директором. Разложим $V(\theta)$, в ряд по четным полиномам Лежандра, ограничиваясь двумя первыми слагаемыми:

$$V(\theta) = -V_0 - AP_2(\theta),$$

где $P_2(\theta) = \frac{1}{2}(3\cos^2\theta - 1)$ — полином Лежандра второго порядка, а слагаемое V_0 — соответствует изотропной фазе. Знак минус в (2) указывает на уменьшение энергии возбужденного электронного состояния молекулы за счет ее взаимодействия с окружением.

Обозначим $V_0 = |V_m| - \Delta V$, где V_m — максимально возможное значение энергии взаимодействия, а величина ΔV статистически разбросана. Тогда

$$V(\theta) = -|V_m| + \Delta V - AP_2(\theta),$$

а энергия молекулы, находящейся в жидкой фазе,

$$W_1 = W_0 - |V_m| + \Delta V - AP_2(\theta), \qquad (3)$$

Спектр поглощения отдельно взятой молекулы, находящейся в жидкой фазе, найдем, подставив в выражение (1) вместо W_0 выражение (3).

Рассмотрим теперь ансамбль молекул, энергии которых разбросаны в интервале шириной $d(\Delta V)$, а их длинные оси ориентированы относительно директора в пределах от θ до $\theta + d\theta$. Тогда с учетом (1) и (3) можно записать:

$$\rho^j(W, \Delta V, \theta) d(\Delta V) \sin\theta d\theta = \int_{C_0} \rho^0(W_0 - V_m + \Delta V - AP_2(\theta) - W) I_j(\beta, \theta) f(\Delta V, \theta) d(\Delta V) \sin\theta d\theta, \qquad (4)$$

где

$$f(\Delta V, \theta) = \frac{1}{C_2} \exp\left(-\frac{\Delta V - AP_2(\theta)}{kT}\right) \qquad (5)$$

функция распределения, C_1 и C_2 — нормировочные множители.

В выражении (4) $I_j(\beta,\theta)$ — компоненты тензора интенсивности; $j = 0$; $||$, $\perp$ — индекс, который определяет условия наблюдения спектра в поляризованном свете: значение $j = 0$ соответствует случаю, когда спектр поглощения регистрируется в неполяризованном свете.

Рассмотрим случай, когда контур полосы $\rho_0(W_0 - W)$ является гауссовым. Тогда, интегрируя (4), получим:

определяется соотношением между параметрами a и b: чем больше a и чем меньше b, тем больше параметр порядка S_2.

После интегрирования по x выражение (7) принимает вид:

$$\rho_j(\nu) = \frac{a_0}{2b}\exp\left(\frac{\nu_0 - \nu}{b_0} + \frac{\sigma^2}{2b^2}\right) \times \int_{-1}^{1} dy I_j(\beta, y)\left\{1 + erf\left[\frac{1}{\sqrt{2}}\left(\frac{\nu - \nu_0 + aP_2}{\sigma} - \frac{\sigma}{b}\right)\right]\right\}, \quad (11)$$

где $erf(x)$ — функция ошибок.

Функция (11) обладает большим разнообразием форм. Для изотропной жидкости следует положить $a = 0$, а если спектр регистрируется в неполяризованном свете, то $I_j(\beta,y) = 1$. Анализ функции (11) показывает, что при увеличении параметра b полоса вытягивается в сторону высоких частот, а её максимум сдвигается в низкочастотную область. При увеличении параметра a наблюдаются обратные изменения. Таким образом, влияние параметров a и b на форму полосы поглощения НЖК носит конкурирующий характер, поскольку с параметром b связано хаотическое движение молекул, приводящее к разупорядочению системы, а величина параметра a определяется анизотропными межмолекулярными взаимодействиями, которые обусловливают ориентационную упорядоченность в системе. Заметим, что при некотором соотношении величин параметров a и b полоса поглощения НЖК становится симметричной. Это означает, что в этом случае влияние хаотического и ориентационного факторов на форму полосы НЖК взаимно скомпенсировано.

На рис. 1 показана серия спектров поглощения нитробензола при различных толщинах пристенного слоя. Каждый из спектров раскладывался на элементарные полосы, форма которых описывалась формулой (11). Так как спектры регистрировались в неполяризованном свете, то в (11) было принято $I_j(\beta,\theta) = 1$. Примеры разложения спектров показаны на рис. 2.

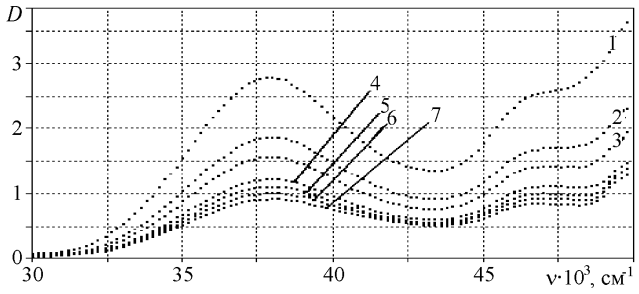


Рис. 1. Спектры поглощения прослоек нитробензола различной толщины (сверху – вниз): 1 — 184, 2 — 161, 3 — 93, 4 — 71, 5 — 59, 6 — 48, 7 — 36 нм. Подложка — кварц. Спектрофотометр Specord-M40

Определив в результате разложения спектров параметры a и b, можно исследовать зависимость параметра порядка от толщины пристенного слоя

зависимыми в данной серии являются лишь два спектра, т.е. любой спектр из данной серии может быть разложен на два каких-либо других.

В качестве примера на рис. 4 приведено разложение спектра поглощения слоя нитробензола толщиной 71 нм на два подспектра: один — спектр поглощения прослойки нитробензола толщиной 184 нм, а другой — прослойки толщиной 36 нм. Невязка между расчётным и экспериментальным спектром (нижняя кривая) практически равна нулю, за исключением высокочастотной области, где наблюдается незначительное увеличение невязки. Заметим, что в слое толщиной 184 нм преобладает изотропная фаза (параметр порядка $S_2 = 0{,}06$), а в слое толщиной 36 нм — ориентационно-упорядоченное состояние вещества (параметр порядка $S_2 = 0{,}15$). По мере утоньшения слоя вклад изотропной компоненты в суммарный спектр уменьшается, а ориентационно-упорядоченного — возрастает. На этом основании можно сделать вывод о том, что пристенный слой нитробензола ($h \leq 100$ нм) представляет собой двухкомпонентную жидкость: одна из компонент является изотропной, а другая — ориентационно-упорядоченной. Можно предположить, что в пределах толщин $h \leq 100$ нм нитробензол имеет доменную структуру: в пределах домена молекулы нитробензола ориентационно упорядочены, а за его пределами длинные оси молекул разупорядочены.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Поповский Ю.М., Ханмамедов С.А., Заблоцкий Ю.В. Связь ориентационной упорядоченности в пристенных слоях со «смазочной способностью» // Вопросы физики формообразования и фазовых превращений. — Калинин: КГУ, 1989. – С. 49-57.
2. Сагин С.В. Активация и эффективное использование в судовых среднеоборотных дизелях жидкокристаллических свойств масла. Дисс. … канд. техн. наук. – Одесса: ОГМУ, 1996. – 186 с.
3. Ханмамедов С.А., Щербак Д.В. Интенсификация противоизносных свойств смазочных материалов для узлов трения судовых энергетических установок // Судовые энергетические установки. – Одесса: ОГМА. – Вып. 3. – 1999. – С. 39-42.
4. Аверьянов Е.М. Форма полос примесного электронного поглощения в нематическом жидком кристалле // Оптика и спектроскопия – Т. 77. – № 5. – 1994. – С. 792-797.

технической системы, использование которой в операции в качестве активного средства дает возможность решить поставленную задачу, т.е. достичь цели.

Требуется выбрать рациональный вариант структуры системы, спроектировать процесс ее организации в соответствующие сроки так, чтобы потенциальная эффективность этой системы в операции, направленной на достижение цели, была по возможности наибольшей.

Заканчиваются концептуальные исследования обычно формированием рациональных требований к системе. При этом выбор этих рациональных требований осуществляется на основе оценивания эффективности различных вариантов требований, которое может достигаться и привлечением глубинных операциональных и детальных исследований технико-экономического характера.

Далее отметим еще две весьма важные характерные особенности концептуальных исследований.

Первая из них относится к обобщенной схеме и характеристике процесса моделирования операции на этапе концептуального исследования [1, 3, 4].

В соответствии с принципом информационной достаточности модель процесса исследования может быть построена, если объем сведений о системе, его реализующей, не ниже некоторого предельно допустимого уровня. Обычно объект исследования определяют с целью получения сведений об этом объекте в объеме, превышающем минимальный уровень достаточности. Сбор, структуризация и уточнение сведений об объекте проектирования называют подготовкой данных для синтеза математической модели объекта. Формирование модели исследуемого процесса обычно начинают с разработки описания организационно-технической системы в виде набора проектных параметров и ограничений, соответствующих системе частных целей и граничных условий. На основании такого описания строится структурно-параметрическая (логико-информационная) модель объекта исследования, которая в общих чертах отражает облик системы, реализующей целевой процесс. Такая модель является основой построения модели функционирования S_0 – системы, в рамках которой проводится операция, направленная на достижение конечной цели A_0. Вычленение S_0-системы и построение ее функциональной модели являются определяющей стадией внешнего(системного) исследования проектируемой системы. На рис. 1. представлен пример структурной схемы S_0-системы. На схеме показаны основные компоненты S_0-системы: управляющая система $S_в^u$, активные средства $S_в^z$, потребляющая система (объект воздействия) S_A.

$S_в^u$ и $S_в^z$ образуют организационно-технический комплекс SB. Здесь же представлена руководящая система, которая входит в состав метасистемы, осуществляющей по отношению к S_0-системе функции целеполагания и координации. Построение модели S_0-системы является логическим основанием формализации задачи концептуальных исследований.

Вторая характерная особенность при проведении концептуальных исследований состоит в целесообразности введения четырех качественно различных методологических уровней анализа систем, представленных на рис. 2. Здесь показаны: 1 уровень — «состав – свойства» (элементарный уровень); 2 уровень — «структура – функции» (агрегативный уровень); 3 уровень — «органи-

характеристики и др. Теория эффективности на этом уровне исследует в основном качество элементов системы как совокупность их полезных свойств. На этом уровне понятие эффективности системы еще не вводится, поскольку система в целом и целенаправленный процесс ее функционирования не рассматриваются.

На втором уровне «структура – функции» объектом исследований являются операции, проводимые в рамках ограниченных по своим масштабам и разнообразию функций S_0-системы. Обычно цель операции, проводимой в рамках таких систем, достаточно четко выражена и однозначно определена. Эффективность процессов, изучаемых на данном уровне, может быть достаточно адекватно отражена, как правило, обобщенным скалярным показателем в метрической шкале. Системы данного уровня имеют относительно простую структуру, отношения между элементами стабильны, их число и разнообразие невелико, а внешняя среда имеет сравнительно постоянный характер. Как правило, в организации поведения таких систем ведущим является принцип перспективной активности, а сами они рассматриваются как подсистемы некоторой более сложной системы.

На третьем методологическом уровне «организация – поведение» исследуются крупномасштабные операции (S_0-системы большого масштаба). Системы данного уровня иногда называют организационно-техническими. Они могут включать в свой состав несколько технических систем. Эффективность организационно-технических систем обычно проявляется как многомерное свойство, которое далеко не всегда удается адекватно отобразить скалярным показателем. Чаще приходится использовать векторный показатель.

Организационно-технические системы, представляющие собой большие человеко-машинные (эргатические) системы со сложной иерархической структурой, включают в свой состав подсистемы(агрегаты), сложность которых не превышает сложности систем второго уровня исследования. Отношения между подсистемами нестабильны. Интенсивность их актуализации может изменяться во времени в зависимости от складывающихся ситуаций. Внешняя среда имеет, как правило, изменчивый динамический характер. Системы подобного типа могут быть формализованы лишь при условии, что достаточно четко определены гипотезы поведения субъектов системы, отражающие преследуемые ими цели. Очевидно, что эффективность поведения таких эргатических систем будет определяться наряду с другими факторами стратегий ее субъектов их возможными рефлексиями, т.е. пониманием того, как представляют себе цели данного субъекта другие субъекты системы, участвующие в реализации целевого процесса. Эффективность поведения таких систем существенным образом зависит от правил их функционирования, структуры и способов применения.

Сложность, а порой и невозможность верификации поведения систем данного уровня повышает роль теоретического обоснования выдвигаемых гипотез поведения организационно-технических и особенно эргатических систем, что определяет необходимость исследований возможной реализации целевых процессов на более высоком методологическом уровне.

На четвертом уровне «метасистема – деятельность» исследуются глобальные системы (метасистемы), включающие в свой состав организационно-

УДК 621.43

Пизинцали Л.В.
ОИСВ

ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ И РЕГУЛИРОВОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ НА КОЛЕБАТЕЛЬНЫЙ ПРОЦЕСС ПРИ ВПРЫСКЕ ТОПЛИВА

Установлено, что изменение геометрических размеров и регулировочных параметров топливной системы вызывают нарушение характеристик впрыска. Последнее, в свою очередь, приводит к ухудшению процесса смесеобразования и сгорания топлива. Учет указанных явлений позволит научно обоснованно определить пределы их изменения для нормальной эксплуатации дизелей.

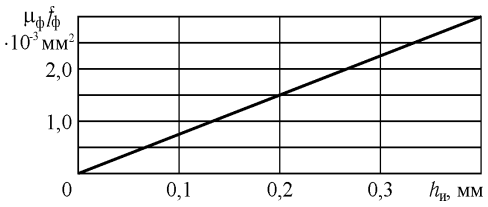


Рис. 1. Характеристика распылителя насос-форсунки

Это можно рассмотреть на простейшей топливной системе типа насос-форсунка с закрытым распылителем, исключив этим колебательную составляющую сечения распылителя в функции перемещения иглы [1], имеющую зависимость $\mu_ф f_ф = Rh_и$, где R = const (рис. 1).

Процесс впрыска топлива описывается системой уравнений

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{dh}{dt} = 6nK_\varphi t + V_o;\\
&h = \frac{6nK_\varphi t^2}{2};\\
&\frac{dP_н}{dt} = \frac{f_п}{\beta V'_н}\left(\frac{dh}{dt}\right) - \frac{1}{\beta V'_н}\left(\frac{dQ}{dt}\right);\\
&P_н = \left\{\frac{1}{\beta V'_н}\int\left[f_n\left(\frac{dh}{dt}\right) - \frac{dQ}{dt}\right]dt\right\};\\
&\frac{dQ}{dt} = \mu_ф f_ф(h_и)\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{P_н - P_ц};\\
&Q = \mu_ф f_ф(h_и)\sqrt{\frac{2}{\rho}}\int\left(\sqrt{P_н - P_ц}\right)dt;
\end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

где $V'_н = V_н + V_ф$ при $h_и > 0$.

Опуская промежуточные преобразования, которые приведены в работе [2], получим линейное дифференциальное уравнение круговой частоты процесса, пределы которых ограничим по значениям диаметра плунжера и дав-

$$K_2 = \frac{\int\left(\int \frac{Kh_у f_п}{M\beta V'_н}\right)dt}{P_н}; \qquad (7)$$

$$K_3 = \frac{\int 2\left[\int\left(\frac{1}{\delta}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\alpha_i \frac{\mu_ф f_ф(h_и)}{2\beta V'_н}\cdot\left(\frac{dP_н}{dt}\right)\right)dt\right]dt}{P_н}; \qquad (8)$$

$$K_4 = \frac{\int\left[\int P_н dt\right]dt}{P_н}. \qquad (9)$$

$K_5 = C_1 = 1$, определяемое из начальных условий t_o, $h_и = 0$, $P_н = P_ц$, следовательно $C_1 = P_ц$, тогда $K_5 = P_н / P_ц$.

Круговую частоту (для нашего случая) определим из выражения

$$\omega = \sqrt{\frac{f_п^2}{M\beta V'_н} - \frac{1{,}41\left(\mu_ф f_ф \pm \Delta\mu_ф f_ф\right)^2 \alpha_i^{\,2}}{2\beta V'_н\sqrt{\rho}}}, \qquad (10)$$

а декремент затухания выразится уравнением

$$D = \frac{\left(\mu_ф f_ф \pm \Delta\mu_ф f_ф\right)^2}{\varepsilon\beta\rho V'_н\left(P_н - P_ц\right)} - \frac{f_п^2}{M}; \qquad (11)$$

В зависимости от знака $\Delta\mu_ф f_ф$ область затухания для заданных параметров определяется из соотношений $D = f(\omega, k_i)$.

Значения ($\Delta\mu_ф f_ф$), выбранные в пределах $\Delta = \left.\begin{matrix}+3{,}7\cdot10^{-3}\\-2{,}4\cdot10^{-3}\end{matrix}\right\}$ см^2, показывают, что для топливной системы значения $\Delta\omega$ и $\Delta\delta$ оказывают влияние на продолжительность подачи, чем и определяется возможность устойчивой работы топливной аппаратуры при изменении $\Delta\mu_ф f_ф$ в более широких пределах, что и подтверждают эксперименты [3].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Астахов И.В. Подача и распыливание топлива в дизелях. – М.: Машиностроение, 1971. – 359 с.
2. Верламов А.М. Математическая модель качества распыливания топлива на основе дифференциальных уравнений, описывающих впрыскивание. // Динамика систем. – Вып. 1. – Одесса: ОИСВ, 1995. – С. 78-81.
3. Свиридов Ю.Б., Филипосьянц Т.Р. Влияние вихревого движения топлива на смесеобразование и сгорание впрыснутого топлива. // Труды ЦНИТА – 1968. – № 38. – С. 10-14.

Следует согласиться с [3], что оба способа комплектации страдают экономическими издержками. В первом случае, из-за небольшой относительной продолжительности пиковых нагрузок, ГА большую часть времени работают с нагрузками ниже оптимальных. Во втором случае, поскольку основной и резервный ГА по мощности одинаковы, параллельная работа их происходит при значительно пониженных нагрузках и в течение длительного времени из-за несовершенства систем автоматизации СЭС, работающих в основном на оповещение оператора, а не на автоматический вывод резерва из работы. Длительная работа ДГ с пониженной нагрузкой приводит к отложениям на продувочных и выхлопных окнах, клапанах, газотурбонагнетателях, выхлопных коллекторах, что снижает экономичность ГА и СЭС в целом.

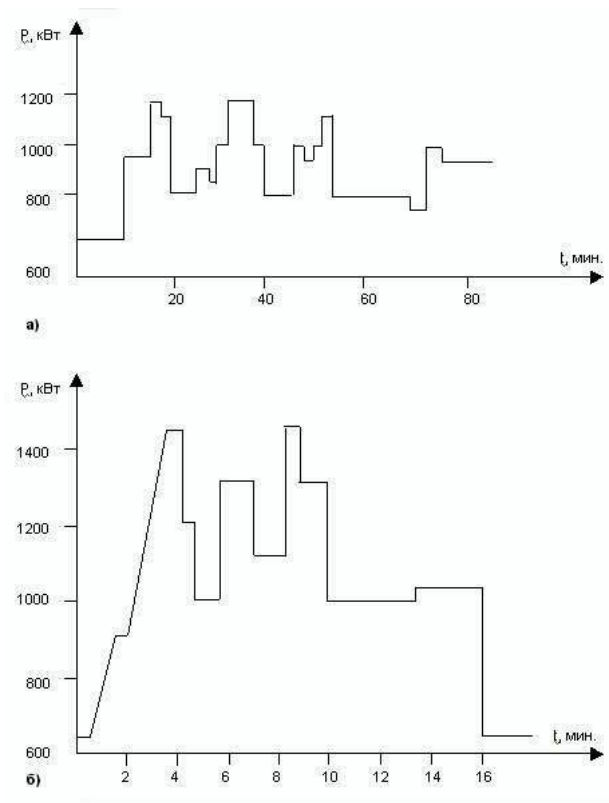


Рис. 1. Изменение нагрузки электростанции при работе мощных потребителей.

Приведем примеры. На лихтеровозах типа «Индира Ганди» нагрузка СЭС рис. 1.а изменяется в диапазоне 650 – 1150 кВт с переменным периодом 15..25 мин, амплитуда пиковой нагрузки определяется массой поднимаемого лихтера. Режим обеспечивается тремя ДГ типа ДНР IA (мощность дизеля 534 кВт, генератора 500 кВт), коэффициент загрузки которых изменяется в пределах 0,46…0,76 по отношению к генератору и 0,4…0,72 по отношению к дизелю. Продолжительность пика составляет 3…6 мин, т.е. основное время используется с загрузкой 0,45 ÷ 0,5.

На контейнеровозах типа «Капитан В. Ушаков», где в СЭС установлены четыре ДГ по 640 кВт, режим маневрирования при работе подруливающего устройства (рис. 1.б), обеспечивают три ДГ с коэффициентом загрузки 0,48…0,5, а основной по времени эксплуатации ходовой режим

рых приводится в работе [7]. НЭ радикально меняет нагрузочный режим ГА — от импульсивного, характеризующегося толчками динамического момента, к квазиустановившемуся, к тому же при оптимальной величине нагрузки. А поскольку выбросы воспринимает накопитель энергии, то снижается износ ГА, и как следствие, эксплуатационные расходы. Кроме того, наличие НЭ в СЭС задерживает обесточивание электрической сети при внезапном отключении всех работающих ГА.

Рассматривая вопрос полезности НЭ шире, заметим, что их применение будет способствовать также решению проблемы сокращения времени в перерыве питания судовой сети при внезапных обесточиваниях и внедрению генерирующих установок с возобновляемыми источниками энергии — ветрогенераторов, накопителей солнечной энергии и т.п.

Эффективным средством для оптимизации параметров и режимов СЭС могут быть также компенсаторы реактивной мощности (КРМ). Обусловлено это двумя факторами: во-первых, изменением реактивных нагрузок СЭЭС в широких пределах (cos φ = 0,55…0,85) и, во-вторых, искажениями формы кривой напряжения токами высших гармоник при работе мощных тиристорных электроприборов или в общем случае искажениями токами потребителей электроэнергии нелинейных нагрузок. Управляемые тиристорами КРМ способны компенсировать резко переменные колебания реактивной нагрузки СЭС и быть одновременно фильтрокомпенсаторами.

Главным направлением повышения экономичности на данном этапе развития СЭЭС является применение утилизационных турбогенераторов (УТГ) и валогенераторов (ВГ).

Мощность применяемых УТГ колеблется в пределах 400…1250 кВт. Однако, опыт эксплуатации показывает, что для СЭС с УТГ характерным является низкий коэффициент использования УТГ. Главной причиной этого недостатка является потеря мощности в утилизационном котле по причине загрязнения его зеркала испарения, кроме того, в экономических режимах работы главного двигателя на пониженных оборотах УТГ не может самостоятельно обеспечить потребителей электроэнергией. Для покрытия дефицита мощности в этом случае требуется включение в параллельную работу автономного дизель-генератора. Практика показывает, что ввиду различия свойств приводных двигателей, их параллельная работа является недостаточно устойчивой, что вынуждает эксплуатационников прибегать либо к раздельной работе ДГ и УТГ, либо вообще не использовать в таких случаях УТГ.

Учитывая, что дефицит генерируемой мощности при работе УТГ, как правило, невелик (10…20 % от мощности УТГ) и имеет эпизодический характер (например, на балкерах типа «Микола Бажан» он вызван кратковременной работой, 5 через 40 минут компрессора мощностью 75 кВт), эту проблему можно решить следующим способами:

$$R\colon V\,(N, H, n, g_e) \to \max \eta_{nk} \Rightarrow W.$$

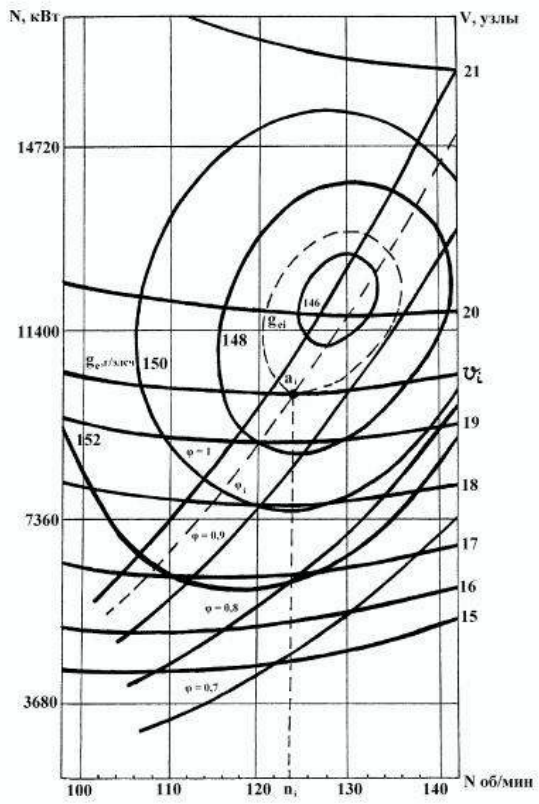


Рис. 3. Ходовые характеристики т/х "Скульптор Коненков" в грузу, T = 8,0 м, чистый корпус

Это вытекает из анализа семейства кривых (рис. 3), устанавливающего соответствие между различными параметрами режима работы пропульсивного комплекса. Из этого рисунка видно, что для каждой заданной скорости судна

$$v_i \in V,\ i = \overline{1, m},$$
$$\text{а } V = \{v_1 \ldots v_m\},$$

причем v_1 = 15 узлов и v_m = 21 узел, существует вполне определенная точка оптимума a_i, являющаяся по существу оператором, позволяющим, исходя из условия минимума расхода топлива

$$\int_{t_j}^{t_{j+1}} (g_{ei} - a_i)dt \to 0,$$

найти задающие воздействия на H и n, которые обеспечат работу ЭУ в режиме минимального расхода топлива. Если учесть, что относительно каждой заданной скорости существуют сюрьективные соответствия: $A_{ge} \subseteq V{\times}g_e$; $A_n \subseteq V{\times}n$; $A_n \subseteq V{\times}H$, то условие существования оптимума будет определяться выражением

$$A_n \cap A_н \cap A_{ge} = \{a_i \mid a_i \in A_n,\ a_i \in A_н,\ a_i \in A_{ge}\}.$$

Однако, при работе ВГ применение этого способа повышения пропульсивного КПД ограничено требованиями, предъявляемыми к качеству электроэнергии в части стабилизации частоты тока ($\Delta f \le 5$ %). Это ограничение приводит к существенным потерям мощности (табл. 1).

технических средств автоматизации, поскольку частая смена режимов работы потребует передачи ряда функций управления от оператора автоматам.

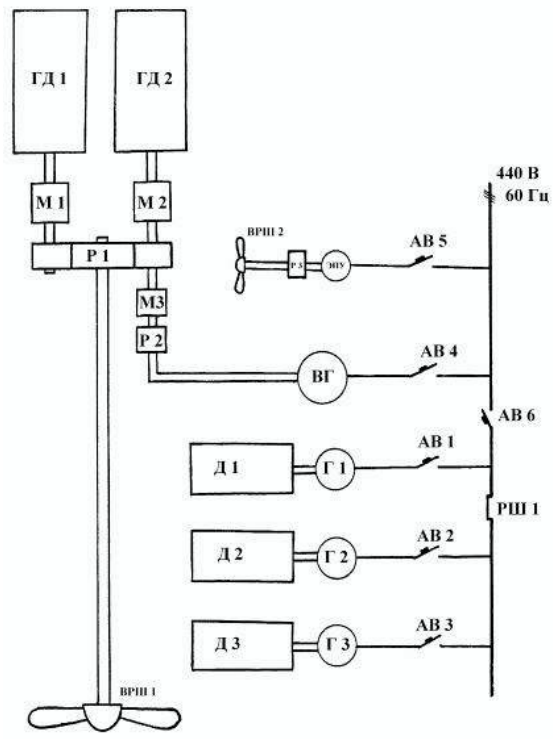


Рис. 4. Структура пропульсивного комплекса т/х "Скульптор Коненков"

Значительного повышения технико-экономической эффективности ВГ можно добиться путём использования их не только в ходовом режиме, но и в режиме манёвров для питания электропривода подруливающего устройства (ЭПУ). Объясняется это тем, что мощность ЭПУ соизмерима, а зачастую превышает мощность одного дизель-генераторного агрегата СЭС, что приводит к усложнению решения целого ряда задач, связанных с разработкой схем коммутации ГРЩ, выбора количества и мощности генераторных агрегатов и управления режимами работы СЭС. Повторно-кратковременный режим работы мощного ЭПУ оказывает большие возмущения на СЭС, вызывая снижение показателей качества электроэнергии, обменные колебания мощности между параллельно работающими агрегатами, и, как правило, снижает надёжность электропитания отдельных режимных потребителей.

Для устранения указанного недостатка на некоторых специализированных судах (рис. 4) питание ЭПУ обеспечивают от ВГ, а питание остальных режимных потребителей (РП) – от автономной электростанции.

Здесь уместно привести некоторые выводы, полученные нами при исследовании электромеханических и электромагнитных процессов пуска ЭПУ на судах типа «Скульптор Коненков», где в качестве ЭПУ установлен асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором ($P_н$ = 830 кВт, $I_н$ = 1637 А, $\cos\varphi_м$ = 0,495). Мощность на его валу изменяется в пределах 200…1000 кВт.

Применение в ЭПУ асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором, мощность которых соизмерима, а иногда и превышает (в данном случае

$$\mathbf{SC}_7 = \bigcup_{i=1}^{2} \text{ДГ}\,(i) \cup \text{УГ};\qquad \mathbf{SC}_8 = \bigcup_{i=1}^{2} \text{ДГ}\,(i) \cup \text{ВГ} \cup \text{УГ};$$

$$\mathbf{SC}_9 = \bigcup_{i=1}^{3} \text{ДГ}\,(i) \cup \text{ВГ} \cup \text{УГ};\qquad \mathbf{SC}_{10} = \bigcup_{i=1}^{2} \text{ДГ}\,(i) \bigcup_{i=1}^{2} \text{ВГ}\,(i);$$

Таким образом, только совместное решение задач оптимальной комплектации и автоматизации процессов управления позволит создать рациональные структуры автоматизированных ЭЭС и добиться существенного положительного эффекта технико-экономических показателей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Калявин В.А. Состояние и перспективы развития судовых электростанций. // Труды ЦНИИМФ. – 1979. – Вып. 248. – С. 34-51.
2. Технико-эксплуатационные требования по оптимальной комплектации электростанций морских транспортных судов. РД 31.03.41-84. – Л., 1985, 210 с.
3. Радченко П.М. Проблема оптимизации судовых электростанций // Судостроение. – 1987. – № 10. – С. 7-11.
4. Стуков Б. И. Выбор мощности первичных двигателей электрогенераторов // Судостроение. – 1983. – № 1.
5. Гилерович Ю. М. Экономичные судовые электроэнергетические системы // Судостроение за рубежом. – 1983. – № 10. – С. 27, 35. – № 11. – С. 11-15.
6. Белый В.Н., Васильев В.Н., Пипченко А.Н. Синтез систем автоматического регулирования оптимальных режимов работы судового дизеля // Кибернетика на морском транспорте. – Вып. 5. – Киев: Высшая школа, 1986.
7. Айзенштадт Е.Б., Радченко П.М. Перспективы применения накопителей энергии в судовой электроэнергетике. // Судостроение. – 1985. – № 7. – С. 11-15.
8. Видуцкий Л.И. Зарубежная судовая энергетика в 1985 году. // Судостроение. – 1987. – № 4. – С. 14-20.
9. Калинина М.И. и др. Основные аспекты применения валогенераторных систем на судах перспективной постройки. // Судостроение. – 1986. – № 8. – С. 21-25.

Обоснование привода любого типа всегда связано с особенностями эксплуатации устройства, для которого он создается, а применительно к устройству поворота комплекса «мачта-парус», как палубного механизма, должно включать следующие этапы: анализ существующего оборудования и сравнительная оценка его преимуществ и недостатков; обоснование конструктивных особенностей и выбор типа привода. Последнее предусматривает в свою очередь:

- определение сил сопротивления, действующих на выходное звено привода, и отнесение их к валу двигателя;
- оценку характеристик и, в частности, зависимости между моментом на валу двигателя и скоростью его вращения;
- установление типа оборудования, обеспечивающего экономичность, заданные технические параметры и характеристики привода;
- обоснование схемы управления и подбор к ней соответствующей аппаратуры.

Привод устройства поворота комплекса «мачта-парус» работает в следящем режиме, а нагрузка на него характеризуется изменением во времени величины суммарного момента от следующих внешних сил сопротивления: аэродинамической, возникающей от набегания воздушного потока на ВД; сил трения в узлах привода; сил тяжести мачты и ВД и сил инерции их масс в условиях качки судна-ветрохода на морском волнении. Исследования показали, что приводы, осуществляющие поворот комплекса «мачта-парус» должны обладать следующими возможностями: создание больших крутящих моментов; бесступенчатое регулирование скорости и страгивание под нагрузкой; малая инерционность вращающихся узлов, обеспечивающая быструю смену режимов работы (пуск, разгон, реверс, остановка); возможность простого и надежного предохранения приводящего двигателя от перегрузок; высокая надежность и экономичность; простота дистанционного и автоматического управления. Оценив выходные параметры и характеристики, а также объективные и субъективные условия освоения и эксплуатации, можно выбрать тип, схему компоновки и составить принципиальную схему управления привода. Анализ показал, что обоснование типа и параметров силового привода устройства поворота комплекса «мачта-парус», а также схемы его управления должно осуществляться с учетом следующих основных факторов: режима работы в экстремальных условиях (при динамических нагрузках на привод, обусловленных порывами ветра и массой комплекса «мачта-парус» в условиях качки судна); величины потребляемой мощности; безопасности эксплуатации. Выбор типоразмера силового привода устройства поворота может быть выполнен на основании следующих его характеристик: крутящего момента $M_{кр}$, частоты вращения n выходного вала (баллера

использования мощности; $N_х$, $N_г$ — соответственно мощность, затрачиваемая на холостом ходу и на поддержание устройства в готовности, кВт.

Следует заметить, что номинальная мощность $N_н$, время $t_н$ работы под нагрузкой, а также коэффициент использования мощности ξ определяются технологией выполняемой работы и не зависят от типа привода.

По количеству энергии, затрачиваемой на работу привода, можно определить необходимый расход топлива на него:

$$B_{уп} = b_e Э_{уп} \frac{1}{\eta_п} \text{ кг/сутки}, \quad (5)$$

где b_e — удельный расход топлива для получения 1 кВт·ч в источнике энергии, кг/(кВт·ч); $\eta_п$ — к.п.д., учитывающий потери при передаче и преобразованиях энергии от источника до потребителя.

Устройство поворота пускается при полной нагрузке, а при определении мощности его привода необходимо, как уже указывалось выше, учитывать дополнительные динамические нагрузки, возникающие вследствие инерции вращающихся масс мачты и ВД в условиях качки судна-ветрохода на реальном морском волнении. В связи с этим для поворота баллера мачты с ВД имеет смысл применять высокомоментные приводы, работающие в следящем режиме.

На основании вышеизложенного можно заключить, что целесообразно использовать гидравлический привод, который имеет, кроме возможности создания больших крутящих моментов, ряд преимуществ по сравнению с другими видами привода. К таким преимуществам относятся: наличие малооборотных гидродвигателей; бесступенчатое регулирование скорости; простота дистанционного и автоматического управления гидрофицированными механизмами; малая инерционность вращающихся частей, обеспечивающая быструю смену режимов работы (пуск, разгон, реверс, остановка); малая удельная масса (0,2…0,3 кг/кВт); возможность простого и надежного предохранения приводящего двигателя от перегрузок; смазка рабочей жидкостью всех узлов; высокая надежность и экономичность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Писклов В.Т. Вспомогательная ветроэнергетическая установка морского судна. – М.: Транспорт, 1993. – 144 с.

Трифазний трансформатор ТСЗ-1,5/1 номінальною повною потужністю 1,5 кВА, частотою 50 Гц, лінійними діючими напругами 380/220 В. Первинна та вторинна обмотки з'єднані "зіркою".

Трифазний асинхронний двигун з короткозамкненою роторною обмоткою має такі номінальні дані: лінійна діюча напруга 220 В, активна потужність — 550 Вт, ККД — 70 %, cos φ — 0,7, частота обертання 1470 об/хв. Навантаження на валі асинхронного двигуна створює генератор постійного струму з номінальними даними: напруга 110 В, потужність 370 Вт, частота обертання 1500 об/хв.

Для вимірювання миттєвих значень лінійної напруги синхронного генератора, струму асинхронного двигуна та струму якоря первинного двигуна використовували аналогово-цифровий перетворювач напруг з діапазоном вхідних сигналів ± 5 В та розв'язністю 10 розрядів. Сигнали перетворюються не більше ніж за 50 мкс. Аналогово-цифровий перетворювач стандартним шляхом з'єднаний з головною платою комп'ютера. Комп'ютерна програма на алгоритмічній мові "С" дозволяє записувати результати вимірювань в пам'ять комп'ютера, на твердий диск, креслити графіки, автоматично вибирати проміжки вимірювань, друкувати потрібні дані тощо.

Для вимірювання миттєвих значень лінійної напруги синхронного генератора використовували подільник напруги з резисторів типу МГП-0,5 загальним значенням опору 33 кОм і резистор типу Р 331 опором 0,1 Ом. Такий самий резистор використовували для вимірювань значень струму якоря первинного двигуна, які характеризують його навантаження. Напруги з первинних перетворювачів, які вмикались звичайним шляхом, через інтерфейсну коробку подавались на аналогово-цифровий перетворювач. Усі лінії передачі електричних сигналів екранували для зменшення зовнішніх завад. Експериментальним шляхом зменшили рівень електронних та електричних завад до амплітуд, менших за 25 мВ.

Електромагнітним вольтметром типу Е 365-1 вимірювали діючу лінійну напругу синхронного генератора. Частоту напруги синхронного генератора контролювали частотоміром типу Ф5043.

Експериментальні дані одержали, зробивши попередні оцінки відносних помилок вимірювань. Їх максимальні значення не перевищують 10 % з ймовірністю 0,9. Первинний двигун синхронного генератора пускали за допомогою пускового реостата. Потім збуджували синхронний генератор і встановлювали необхідні початкові значення лінійної діючої напруги та частоту 50 Гц.

Без регулятора напруги синхронного генератора і трифазного трансформатора пускали асинхронний двигун при різних значеннях напруги. При цьому робився комп'ютерний запис напруг та струмів.

Без регулятора напруги синхронного генератора і трифазного трансформатора з'єднували асинхронний двигун з синхронним генератором. При цьому значення струму збудження генератора збільшували з різними швидкостями від нульових до номінальних. Для цих умов пуску підрулюючого пристрою робили комп'ютерний запис сигналів.

Таким чином, пуск підрулюючого пристрою від окремого синхронного генератора з регулятором напруги здатний забезпечити показники, які відповідають сучасним вимогам до суднових енергетичних комплексів.

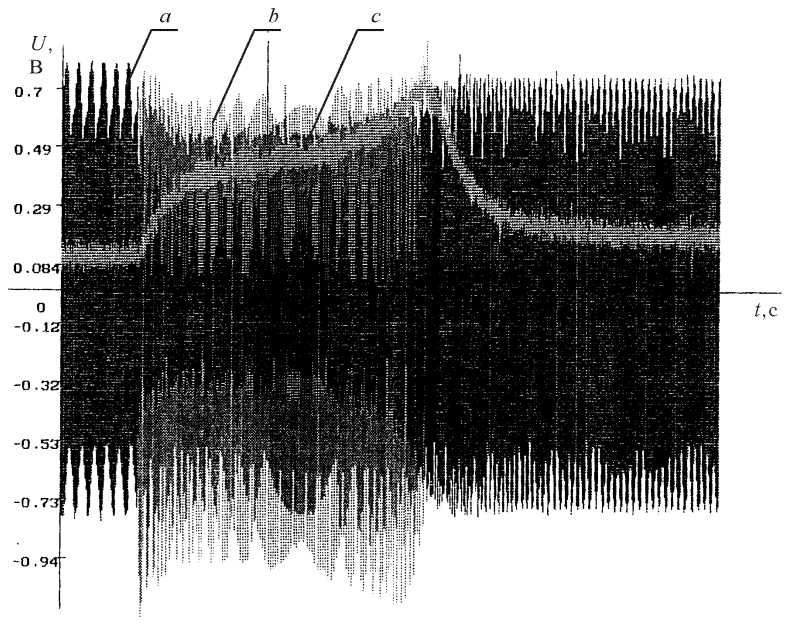


Рис. 1.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Толшин В.И., Ковалевский Е.С. Переходные процессы в дизель-генераторах. – Л.: Машиностроение, 1972. – 168 с.
2. Константинов В.Н. Системы и устройства автоматизации судовых электроэнергетических установок. – Л.: Судостроение, 1988. – 312 с.
3. Петриченко Р.М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания. – Л.: Изд. Ленинградского университета, 1983. – 244 с.
4. Бендахман Букхалфа. Анализ способов пуска асинхронного двигателя подруливающего устройства от отдельного генератора // ТЕМА: науч.-техн. журнал. – 1999. – № 2. – Одесса: ОГМУ. – С. 49-52.
5. Радченко А.П. Интераптоны. – К.: Лыбидь, 1991. – 186 с.

$$\mathbf{D} = \tau \mathbf{j}, \quad (3)$$

де Δ —символ математичної дивергенції; **D**, **j** — вектори теплового зміщення та питомого теплового потоку; q — об'ємна кількість теплоти; t — математичний час; $\partial q / \partial t$ — неінтерпретована похідна; τ — параметр, який забезпечує взаємозв'язок локальних явищ.

Рівняння (1) описує локальні теплові взаємодії, рівняння (2) — локальну взаємодію теплових потоків. Першим почав використовувати рівняння (1) М. Біо. Рівняння (2) широко використовується для теплових процесів. Рівняння (3) записане за аналогією з електричними процесами [3].

Тепловий процес відбувається при визначених граничних умовах. Для ЦПГ дизель-генератора граничними умовами можна прийняти температуру газів у циліндрі та температуру охолоджуючого середовища. Ці граничні умови найбільше відповідають поняттю термодинамічної температури, і їх вимірювання не викликає труднощів.

В [4] відмічається, що для ЦПГ дизеля можна скористатися плоскими шарами, які характеризуються тепловими параметрами. Наприклад, потрібно враховувати такі сім шарів, як ядро заряду суміші в циліндрі, його граничний шар, шар масла та шар накипу на втулці, втулку, накип та охолоджуючу рідину. Для ЦПГ суднових дизель-генераторів приймати більше десяті шарів недоцільно.

Спочатку створюємо математичну модель при існуванні двох шарів (рис. 1).

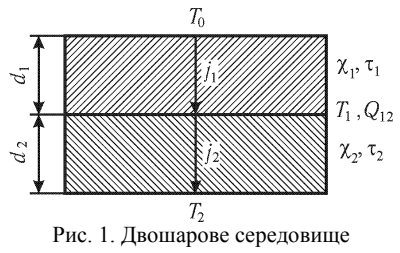


Рис. 1. Двошарове середовище

На рис. 1 прийняті абсолютні температури T_0, T_2 за граничні умови, J_1, J_2 — питомі теплові потоки у шарах, T_1 — абсолютна температура між шарами, Q_{12} — поверхнева кількість теплоти на межі шарів, χ_1, χ_2 — питомі теплопровідності шарів, τ_1, τ_2 — параметри шарів, які залежать від енергії шару та потужності її розсіяння, d_1, d_2 — товщини шарів.

Згідно рівнянням (1) – (3) запишемо

$$[illegible], \quad (4)$$

$$\frac{dQ_{12}}{[illegible]} = j_1 - j_2, \quad (5)$$

$$\frac{d_1}{[illegible]} j_1 + \frac{d_2}{[illegible]} j_2 = T_0 - T_2, \quad (6)$$

$$
\begin{aligned}
j_1 = x_1 \Bigg[\tau_1 x_1 \sum_{n=1}^{10} \left(d_n \tau_n^{-1} x_n^{-1} \right) \Bigg] \Bigg[(T_0 - T_{10}) - \left(\sum_{n=2}^{10} d_n x_n^{-1} \tau_n^{-1} \right) Q_{12} - \\
- \left(\sum_{n=3}^{10} d_n x_n^{-1} \tau_n^{-1} \right) Q_{23} - \left(\sum_{n=4}^{10} d_n x_n^{-1} \tau_n^{-1} \right) Q_{34} - \left(\sum_{n=5}^{10} d_n x_n^{-1} \tau_n^{-1} \right) Q_{45} - \\
- \left(\sum_{n=6}^{10} d_n x_n^{-1} \tau_n^{-1} \right) Q_{56} - \left(\sum_{n=7}^{10} d_n x_n^{-1} \tau_n^{-1} \right) Q_{67} - \left(\sum_{n=8}^{10} d_n x_n^{-1} \tau_n^{-1} \right) Q_{78} - \\
- \left(\sum_{n=9}^{10} d_n x_n^{-1} \tau_n^{-1} \right) Q_{89} - d_{10} x_{10}^{-1} \tau_{10}^{-1} Q_{910} \Bigg];
\end{aligned}
$$

$$\ldots \qquad (10)$$

$$
\begin{aligned}
j_{10} = x_{10} \left(\tau_{01} x_{10} \sum_{n=1}^{10} d_n \tau_n^{-1} x_n^{-1} \right) \Bigg[(T_0 - T_{10}) + d_1 x_1^{-1} \tau_1^{-1} Q_{12} + \\
+ \left(\sum_{n=1}^{2} d_n \tau_n^{-1} x_n^{-1} \right) Q_{23} + \left(\sum_{n=1}^{3} d_n \tau_n^{-1} x_n^{-1} \right) Q_{34} + \left(\sum_{n=1}^{4} d_n \tau_n^{-1} x_n^{-1} \right) Q_{45} + \\
+ \left(\sum_{n=1}^{5} d_n \tau_n^{-1} x_n^{-1} \right) Q_{56} + \left(\sum_{n=1}^{6} d_n \tau_n^{-1} x_n^{-1} \right) Q_{67} + \left(\sum_{n=1}^{7} d_n \tau_n^{-1} x_n^{-1} \right) Q_{78} + \\
+ \left(\sum_{n=1}^{8} d_n \tau_n^{-1} x_n^{-1} \right) Q_{89} + \left(\sum_{n=1}^{9} d_n \tau_n^{-1} x_n^{-1} \right) Q_{910} \Bigg].
\end{aligned}
$$

За результатами [6] систему рівнянь (8) неможливо одразу приймати за класичну та інтегрувати класичним шляхом для пошуку невідомих Q_{12}, … Q_{910}. В системі (8) усі коефіцієнти мають ненульові значення і це означає 100 % зв'язність змінних [6]. Згідно з теоремою А. Пуанкаре, для трьох взаємо-зв'язних тіл класичне інтегрування системи рівнянь їх руху не дає адекватних результатів. За системним законом Гарднера-Ешбі [6] ймовірність структурної стійкості системи (8) не більше 12 %. Тут під структурною стійкістю розуміють існування способу, який забезпечує взаємозв'язок локальних явищ. При структурній нестійкості математичні моделі дають неадекватні результати.

Це все дає підстави для такої інтерпретації системи рівнянь (8). Коефіцієнти системи рівнянь (8) містять параметри шарів τ_1, ..., τ_{10}, які згідно з класичними уявленнями визначаються відношенням енергії шару до її розсіяння. Для часткового випадку параметри τ_1, ..., τ_{10} дорівнюють добутку теплоємності шару на його термічний опір.

Але за часовим методом для теплових процесів потрібен інший аналіз простору та часу. Силовий та енергетичний методи, які домінують в судновій енергетиці, вилучають час при моделюванні теплових процесів. Тому вважають, що тепловий процес є переходом від стану до стану чи перехід-

УДК 621.43

Рогачёва Е.В.
ОИСВ

О КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ЯВЛЕНИЯХ В НАДПЛУЖЕРНОЙ ПОЛОСТИ ТОПЛИВНЫХ НАСОСОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Рассмотрим упрощенную систему с двумя упругими элементами (насос-форсунку), у которой L_m, V_m=0, тогда для расчётной схемы (рис. 1) колебательные явления опишутся следующей системой уравнений:

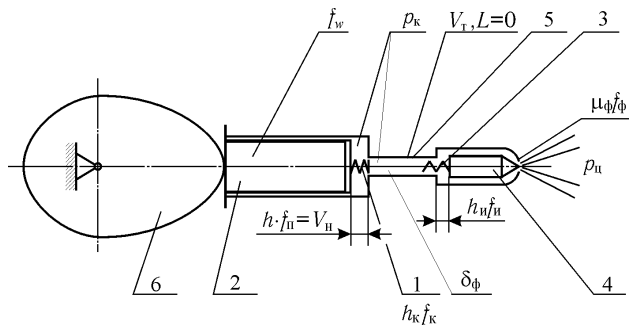


Рис. 1. Принципиальная расчетная схема: 1 — пружина клапана; 2 — плунжер; 3 — пружина иглы распылителя; 4 — игла распылителя; 5 — трубопровод высокого давления; 6 — привод плунжера

$$\frac{dh}{dt} = 6nK_\varphi t + V_0. \qquad (1)$$

$$h = \int \left\{ 6nK_\varphi t\, dt + V_0(t) \right\} dt. \qquad (2)$$

$$\frac{dP_н}{dt} = \frac{f_п}{\beta V'_н} \frac{dh}{dt} - \frac{1}{\beta V'_н} \frac{dQ}{dt}. \qquad (3)$$

$$P_н = \int \left(\frac{f_п}{\beta V'_н} \frac{dh}{dt} \right) dt - \frac{1}{\beta V'_н} \int \left(\frac{dQ}{dt} \right) dt. \qquad (4)$$

$$\frac{d^2 h_и}{dt^2} = \frac{1}{m_и} \left(f_и P_р - \delta_ф h_и - F_{жф} \right). \qquad (5)$$

$$\frac{dh_и}{dt} = \frac{1}{m_и} \int \left(f_и P_р - \delta_ф h_и - F_{жф} \right) dt. \qquad (6)$$

$$C = \frac{f_п^2}{M\beta V'_н}. \qquad (13)$$

$$F = \frac{K_\varphi h_y f_п}{M\beta V'_н}. \qquad (14)$$

Известно, что круговая частота ω определяется

$$\omega = \sqrt{c - \delta^2} = \sqrt{\frac{f_п^2}{M\beta V'_н} - \frac{(\mu_ф f_ф)^2}{2\beta^2 V'^2_н \rho} \alpha_i^2}. \qquad (15)$$

Детерминант системы от текущего значения $P_н$

$$D = \frac{(\mu_ф f_ф)^2}{8V'^2_н \rho (P_н - P_ц)} - \frac{f_п^2}{M} = 0 \quad \text{(кривая 1, рис. 2).}$$

Общее решение неоднородного уравнения (11) можно записать

$$P_к = \frac{h_к f_к \rho}{f} - C_1 e^{-\delta t} \sin(\omega t + \varphi^0);$$

$$P_к = \left(P_н - \frac{h_к f_к}{\rho V} \right) - C_1 e^{-\delta t} \sin(\omega t + \varphi^0),$$

где C_1 и δ определяются из начальных условий:

$$\left.
\begin{aligned}
\delta &= \frac{\mu_ф f_ф}{2\beta V'_н \sqrt{2\rho}} \cdot \sqrt{\frac{1}{P_н - P_ц}}; \\
w &= \left\{ \frac{1}{\beta V'_н} \left[\frac{f_п^2}{M} - \frac{(\mu_ф f_ф)^2}{8\beta\rho V'^2_н (P_н - P_ц)} \right] \right\}^{\frac{1}{2}}.
\end{aligned}
\right\} \qquad (16)$$

Внося данные конструкции топливной системы в расчетные уравнения, получаем значения ω и δ для переменных $d_п$ в зависимости $P_н$, что необходимо для выбора значений $d_п$, K_φ, $\mu_ф f_ф$ и др. (рис. 2), для конструктивного оформления топливной системы и дальнейшего исследования.

Алгоритмы и программа расчета процесса впрыска на ЭЦВМ представляются системой неоднородных дифференциальных уравнений первого порядка в виде

$$\qquad (17)$$

где **x** — вектор решения; **Dx** — правых частей

Это создает существенные удобства при вводе и корректировке исходных данных, выполнение которых можно производить в цикле.

И, наконец, о выборе метода интегрирования. Вопрос этот является важнейшим, поскольку его решение определяет основной показатель — точность расчета. В этом направлении проведены глубокие исследования рядом авторов [1]. В результате исследования множества методов интегрирования был получен довольно неожиданный результат: наилучшим с точки зрения точности расчета при минимальных затратах машинного времени оказался самый простой метод Эйлера. Причиной этому является наличие в исходной системе уравнений существенных нелинейностей с разрывами производных. Движение всех трех механических тел — плунжера, нагнетательного клапана, иглы распылителя — имеют двухстороннее ограничение [3].

Кроме того, ограничения накладываются и на давления в соответствующих полостях. В связи с этим на первый план выступает требование минимума шага интегрирования: погрешности за счет неточности (несвоевременности) срабатывания ограничений становятся преобладающими, хотя следует отметить, что в некоторых случаях появляются погрешности, связанные именно с использованием методы Эйлера, например, при интегрировании уравнений Бернулли при больших проходных сечениях.

Обычно в предположении, что возможен переход к иному методу интегрирования, вычисление правых частей дифференциальных уравнений оформляют в виде отдельной подпрограммы. В описываемых программах вычисление правых частей включено в основную программу и, следовательно, без изменения структуры программы использование другого метода (кроме метода Эйлера) интегрирование невозможно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Астахов И.В. Подача и распыливание топлива в дизелях. М.: Машиностроение, 1971. – 359 с.
2. Павлов Б.В. Использование электронных вычислительных машин для исследования топливных систем дизелей. – М.: Машиностроение, 1962. – 100 с.
3. Разработка методов и средств форсирования дизеля 4Ч 9,5/11 до параметров 60 л.с. при 3000 мин$^{-1}$. Отчёт о НИР № 838-43. № гос. регистрации 1830066528. – Ч. 2. – 1985. – 84 с. (ОПИ, промежуточный).

На балкерах устанавливались преимущественно УК с площадью поверхности нагрева 660…800 м^2 (такая же компоновка, но сепарация пара предусмотрена только в сепараторе).

На других типах грузовых судов устанавливались УК первого или второго типов в зависимости от мощности двигателя, размеров и назначения судна.

Наблюдения за работой установок такого типа на различных судах в течение нескольких лет позволили выявить ряд недостатков:

- высокая чувствительность к качеству питательной воды, низкие показатели которых приводят к образованию щелочноземельных, железооксидных и медно-оксидных отложений внутри труб;
- трудность очистки внутренней поверхности змеевиков от накипи;
- сернокислотная коррозия наружной поверхности труб;
- внутренняя кислородная коррозия труб.

Вышеперечисленные недостатки способствуют преждевременному выходу котла из строя. Статистика показывает, что в среднем после 15000 часов работы выходят из строя по причине возникновения свищей и заглушаются от 5 до 10 трубок пароперегревателя, до 20 трубок испарительной поверхности, от 6 до 18 трубок экономайзера и причиной этого является внутренняя кислородная коррозия.

Исследованиям этого явления и факторов, влияющих на него, посвящен ряд работ [1, 2]. Одной из причин внутренней кислородной коррозии является закипание воды в экономайзере.

В проектных расчетах УК заводов-изготовителей температура на входе в экономайзер принимается на 10…15 °С ниже температуры насыщения, соответствующей давлению в сепараторе. Реально же эта температура зависит также и от режима работы котла (его паропроизводительности), от величины конденсации пара на поверхности зеркала испарения сепаратора и особенно от перемены уровня воды в сепараторе. Так например, изменение уровня приводит к ощутимым изменениям температуры за один акт подпитки сепаратора котла [3], то есть в реальных условиях эта температура изменяется в достаточно широких пределах.

На величину температуры воды в самом экономайзере и после него, кроме температуры циркуляционной воды на входе, оказывают влияние температура газов перед УК, зависящая от мощности двигателя; температура газов перед экономайзером, зависящая не только от мощности двигателя, но и от степени загрязнения пароперегревателя и парообразующей поверхности; температура циркуляционной воды перед экономайзером, зависящая от давления пара и уровня воды в сепараторе, загрязнения самого экономайзера.

Нами на модели котла проанализировано влияние этих факторов на температуру воды в экономайзере и после него и оценена вероятность закипания воды в нем. Диапазон мощностей двигателя был выбран от 0,8 до 1,1 $N_{ном}$, степень загрязнения изменялась в диапазоне 3,44…20,00 м^2·К/кВт, а температура циркуляционной воды в диапазоне 130…160 °С. Именно такие условия имеют место при эксплуатации УК.

пени загрязнения 13,5 м^2·К/кВт. Максимальная температура (158 ºС) относится к режиму работы двигателя 0,8 $N_{ном}$ и степени загрязнения 3,44 м^2·К/кВт. Для котла КУП 660 этот интервал лежит в пределах 132…155 ºС. Минимальная температура (132 ºС) соответствует режиму работы двигателя 1,1 $N_{ном}$ и степени загрязнения 3,44 м^2·К/кВт, а максимальная температура (155 ºС) — режиму работы двигателя 0,8 $N_{ном}$ и степени загрязнения 3,44 м^2·К/кВт. Сравнение этих зависимостей показывает, что процесс закипания воды в экономайзере для двух различных котлов начинается практически при одинаковой температуре. Это дает основание предположить, что рассмотренный выше процесс характерен для УК отечественной постройки со СГУТ.

Из графиков следует, что с увеличением загрязнения поверхности УК теплообмен в экономайзере УК не уменьшается, а увеличивается. Это объясняется тем, что с увеличением толщины отложений рост температурного напора, вызванный повышением средней температуры газов в экономайзере, оказывает более существенное влияние на величину теплового потока, чем снижение коэффициента теплопередачи из-за увеличения загрязнения.

Таким образом, по мере загрязнения поверхности нагрева УК вероятность закипания воды в экономайзере возрастает, что является одной из основных причин возникновения внутренней кислородной коррозии и способствует выходу из строя труб экономайзера.

Проведенные исследования позволяют обосновать проведение мероприятий, направленных на значительное увеличение сроков работы УК как на уровне проектирования, так и в эксплуатационных условиях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Методы повышения надежности и рационального нормирования и режимов работы судовых энергетических установок: Отчет о НИР (заключительный) / Одес. гос. мор. академия (ОГМА). ГР № 01940002042. – Одесса, 1994. – 94 с.
2. Денисенко Н.И., Харченко В.Г. Безопасность и надежность судовых котлов. – М.: Транспорт, 1978. – 198 с.
3. Сурін С.М., Руденко В.І., Іванов О.І. Удосконалення технології енергозбереження в суднових утилізаційних установках / 2-га Міжнародна конференція по енергозбереженню. Матеріали конференції. Львів-Київ, 1998. – С. 74.

варианты компенсации нелинейности датчиков с АМ, мы нашли их малоэффективными и предложили свое решение проблемы.

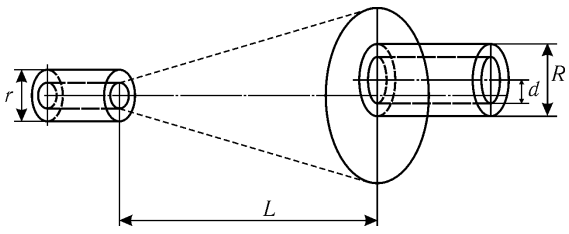


Рис. 1. Схема датчика амплитудной модуляции: r — диаметр излучающего волновода; R — диаметр принимающего волновода; L — расстояние между торцами волноводов (переменное); d — расстояние между осями волноводов (переменное).

Модуляция сигнала в датчиках с АМ [6] происходит за счет изменений, вносимых в процесс возбуждения принимающего волновода соосным однородным или гауссовым пучком излучающего волновода (рис. 1). При детальном анализе этого процесса можно отметить, что передача оптической мощности определяется не только расстоянием или углом между волноводами, но и величиной волноводного параметра V. В свою очередь, величина волноводного параметра связана со значением числовой апертуры:

[illegible] 0,5,

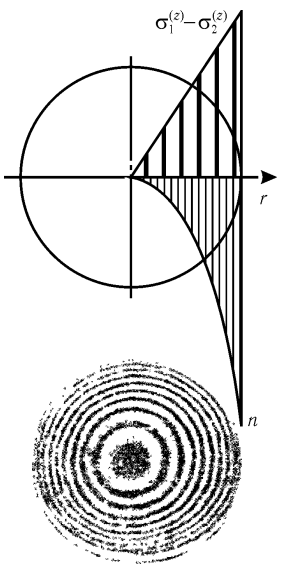


Рис. 2. Расположение полос и эпюра главных напряжений, полученные при кручении стеклянной модели круглого волновода

где n_1 — показатель преломления (ПП) сердцевины оптического волновода; n_2 — показатель преломления оболочки оптического волновода; ρ — плотность материала волновода; k — волновое число.

На наш взгляд, эти зависимости дают реальную возможность управления процессом АМ посредством изменения не геометрии, а условий связи, посредством воздействия на свойства кварцевого стекла. К числу эффектов, вызывающих изменение свойств кварцевых стекол, относится эффект фотоупругости [6]. Эффект фотоупругости проявляется в оптической анизотропии при действии одноосного напряжения на прозрачные изотропные тела, сопровождающейся изменением эллипсоида показателей преломления материала оптического волновода пропорционально приложенному напряжению.

В ходе экспериментов были исследованы методом рассеянного света образцы стеклянных волноводов, подвергнутых различным механическим напряжениям.

Наиболее интересные результаты были получены при чистом кручении модели цилиндрического волновода. Полосы при этом виде деформации

УДК 621.421.74.002

Саприка О.А.
ОГМА

НАГРУЖЕНИЕ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ ВЫКЛЮЧЕННОЙ ПОДАЧЕ ТОПЛИВА В ОДИН ИЗ ЦИЛИНДРОВ

В эксплуатации судовых дизелей могут быть исключительные обстоятельства, при которых необходимо использовать дизель даже при выходе из строя отдельных узлов и деталей, не препятствующих кратковременной работе дизеля с определенными ограничениями и предосторожностями.

Выключение подачи топлива в один из цилиндров может иметь место при выходе из строя форсунки, плунжерной пары или других деталей топливоподающей системы и привода топливного насоса и при отсутствии запасных частей для их замены или невозможности остановки дизеля для выполнения этой операции.

Полагая, что индикаторная мощность равномерно распределена между цилиндрами, можно считать, что при выключении подачи топлива в один из цилиндров и неизменной частоте вращения вала она уменьшается на N_i, где i — число цилиндров дизеля, и составляет (кВт) [1]

$$N_{i\text{вк}} = N_{i\text{н}} - \frac{1}{i} N_{i\text{н}} = N_{i\text{н}}\left(1 - \frac{1}{i}\right), \quad (1)$$

Эффективная мощность, которую может развивать дизель,

[illegible] (2)

Механический к.п.д. при выключенном цилиндре

$$\eta_{m\text{вк}} = 1 - \frac{N_{i\text{н}}}{N_{e\text{н}}}\left(1 - \eta_{m\text{н}}\right), \quad (3)$$

где [illegible] — механический к.п.д. дизеля при мощности $N_{i\text{н}}$

Решая совместно уравнения (1), (2), (3) и рассматривая случай выхода из действия $X_ц$ цилиндров, получим (кВт)

$$N_{e\text{вк}} = N_{e\text{н}}\left(1 - X_ц \frac{1}{i}\right). \quad (4)$$

Пользуясь выражением (4), можно оценить мощность, до которой можно нагружать дизель с постоянной частотой вращения вала $n_н$ = const при выключении подачи топлива в один или несколько цилиндров, зная его полную эффективную мощность $N_{e\text{н}}$ и соответствующий ей механический к.п.д. $\eta_{m\text{н}}$. Из выражения (4) следует, что чем больше число цилиндров двигателя i и механический к.п.д. $\eta_{m\text{н}}$, тем меньше снижается его мощность при выключении подачи топлива в один или несколько цилиндров.

$$N_{e\text{вк}} = N_{e\text{н}}\left(1 - \frac{1}{i\eta_{m\text{н}}}\right). \quad (7)$$

Решая совместно уравнения (5), (6) и (7) относительно $n_{\text{в max}}$ и $N_{e\text{в max}}$, получим

$$n_{\text{в max}} = n_{\text{н}} \cdot \sqrt[m-1]{\left(1 - \frac{1}{i\eta_{m\text{н}}}\right)}. \quad (8)$$

$$N_{e\text{в max}} = N_{e\text{н}}\left(1 - \frac{1}{i\eta_{m\text{н}}}\right)^{\frac{m}{m-1}}. \quad (9)$$

Как следует из (8) и (9), наибольшая частота вращения $n_{\text{в max}}$ и наибольшая мощность $N_{e\text{в max}}$, до которых можно нагрузить дизель при выключении подачи топлива в один из цилиндров, зависят от числа цилиндров i, механического к.п.д. дизеля $\eta_{m\text{н}}$, а также от свойств корпуса и винтов, представляемых показателем степени m винтовой характеристики.

Очевидно, что чем больше число цилиндров двигателя i и его механический к.п.д. $\eta_{m\text{н}}$, тем меньше снижается его мощность при выключении подачи топлива в один из цилиндров.

После отключения подачи топлива в один из цилиндров дизеля механический к.п.д. будет [2]

$$\eta_{m\text{в}} = \frac{1}{1 + \left(\frac{n_{\text{н}}}{n_{\text{в max}}}\right)^{2\frac{n_{\text{в max}}}{n_{\text{н}}}} \cdot \frac{1 - \eta_{m\text{н}}}{\eta_{m\text{н}}}}. \quad (10)$$

Индикаторная мощность

$$N_{i\text{в max}} = \frac{N_{e\text{в max}}}{\eta_{m\text{в}}} \quad (11)$$

Удельный расход топлива [3] при регулировании топливного насоса по началу подачи

$$b_{i\text{вк}} = b_{i\text{н}}\left(0{,}96 + 0{,}04\frac{n_{\text{в max}}}{n_{\text{н}}}\right), \quad (12)$$

при регулировании топливного насоса по концу подачи

$$b_{i\text{вк}} = b_{i\text{н}}\left[0{,}991 - 0{,}446\frac{n_{\text{в max}}}{n_{\text{н}}} + 0{,}455\left(\frac{n_{\text{в max}}}{n_{\text{н}}}\right)^2\right]. \quad (13)$$

Часовой расход топлива при отключении подачи топлива в один из цилиндров

$$B_{\text{чвк}} = b_{i\text{вк}} \cdot N_{i\text{в max}}. \quad (14)$$

УДК 621.421.74.002

Сторожев В.П.
ОГМУ

РОЛЬ ДЕФЕКТОВ В ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕЙДВУДНЫХ ПОДШИПНИКОВ МОРСКИХ СУДОВ

Дейдвудные подшипники характеризуются конструктивными особенностями, габаритами, марками материалов, работающими при определенных нагрузках и скоростях скольжения. В данном случае рассматриваются открытые дейдвудные подшипники, смазкой и охлаждением которых является морская вода. Облицовки гребных валов изготавливаются из бронзы БрОЦ10-2, материалом вкладышей подшипников служит капролон. Рекомендуемые удельные нагрузки — 0,25…0,30 МПа, окружные скорости в зависимости от ее диаметра и частоты вращения гребного вала находятся в пределах 2…5 м/с.

В связи с ростом мощности энергетических установок и диаметров гребных валов обеспечение надежности дейдвудных подшипников становится одной из наиболее важных задач. Одним из критериев надежности является безотказность, т.е. свойство сохранять работоспособность в течение заданного времени эксплуатации. Безотказность дейдвудных подшипников зависит от безотказности гребных валов, облицовок, материалов вкладышей, условий их эксплуатации. Нарушение работоспособности гребных валов происходит из-за различных дефектов, основные из которых — износ от трения скольжения, фреттинг-коррозионные износы, трещины, а при длительном времени эксплуатации — и усталостные разрушения. Из всех дефектов наибольший удельный вес (60…70 %) приходится на износы.

На физическую сущность дефектов гребных валов влияет множество различных факторов, и их надежность носит вероятностный характер. При этом влияние дефектов на детали различно по времени (рис. 1). При анализе принято с определенной степенью достоверности принимать за математическое ожидание рассматриваемой выборки среднюю величину исследуемого признака.

Применим построение эмпирического распределения вероятностей случайной величины по унифицированной табличной форме [1].

Математическое ожидание, дисперсия и коэффициент вариации являются одними из основных характеристик случайных величин. Однако более наглядным и полным является графическое и аналитическое их представление, где кроме вышеуказанных параметров определяют плотность вероятности $f(x)$, вероятность безотказной работы $P(x)$ и интенсивность отказов $\lambda(x)$ [2]. При этом, если знать удельный вес (процентное содержание) и начало воздействия каждого дефекта на выходной параметр, то можно оценить их роль в данном процессе.

Рассмотрим такой подход на примерах вероятности безотказной работы гребных валов. Представим это в табличной форме статистической обработ-

Таблица. Табличная форма статистической обработки информации о безотказной работе гребных валов

№ инт	Интервал x	Среднее значение интервала x_j	Частота n_j	Накопленная частота N_j	Новая нумерация интервала q	qn_j	q^2n_j	Плотность вероятности $f(x_j)$	Вероятность отказа $F(x_j)$	Вероятность безотказной работы $P(x_j)$	Интенсивность отказов $\lambda(x_j)$
1	0-10	5	10	10	-3	-30	90	0,0250	0,250	0,750	0,033
2	10-20	15	7	17	-2	-14	28	0,0175	0,425	0,575	0,030
3	20-30	25	6	23	-1	-6	6	0,0150	0,571	0,429	0,035
4	30-40	35	5	28	0	0	0	0,0125	0,700	0,300	0,041
5	40-50	45	4	32	1	4	4	0,0100	0,800	0,200	0,050
6	50-60	55	4	36	2	8	16	0,0100	0,900	0,100	-
7	60-70	65	4	40	3	12	36	0,0100	1,000	-	-
	Всего		40			L=-26	Q=180				$\lambda_{\text{ср}}$ = 0,038

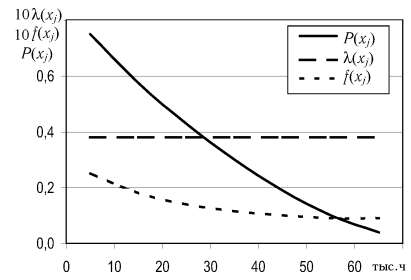


Рис. 2. Значения статистических параметров распределения вероятности безотказной работы $P(x_j)$, плотности вероятности $f(x_j)$ и интенсивности отказов $\lambda(x_j)$ гребных валов.

УДК 620.193:[621.181:629.12]

Сурин С.М., Ромашко В.Н.
ОГМА

ОСОБЕННОСТИ КОРРОЗИОННЫХ ПРОЦЕССОВ ВО ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ПАРОСИЛОВЫХ УСТАНОВКАХ

Практика обслуживания вспомогательных паросиловых установок (ПСУ) на морских судах показала, что надёжность и долговечность работы вспомогательных и утилизационных котлов существенно разнятся. Вспомогательные водотрубные и огнетрубные котлы (ВК) при соблюдении инструкций по обслуживанию сохраняют работоспособность весь плановый срок работы судна. Редкие отказы топочных устройств или элементов автоматики устраняет обслуживающий персонал, а работоспособность котлов восстанавливается полностью.

Надёжность утилизационных котлов (УК) существенно меньшая. Отказы УК вызывают чаще всего сквозные свищи в змеевиках, что ведёт к полным отказам котлов. Восстановление работоспособности УК требует существенно больших трудозатрат. В этом отношении самыми неудачными представляются УК отечественной постройки типа КУП. Затраты на восстановление работоспособности УК зарубежной постройки, например типов Ла-Монт или AKSH, существенно меньше, т.к. конструкции этих котлов позволяют относительно просто глушить змеевики со свищами.

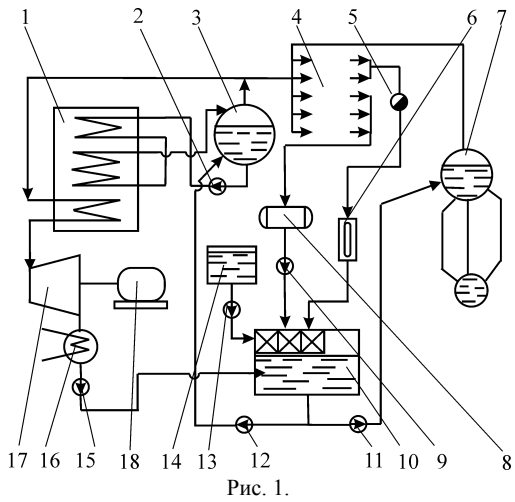


Рис. 1.

Наиболее трудоёмкими в обслуживании представляются УК, которые вырабатывают перегретый пар для турбогенераторов и предназначены для глубокой утилизации теплоты уходящих газов от главных двигателей (ГД) (рис. 1). Например, первые свищи в змеевиках котлов КУП 660/7 на судах типов «Капитан Кушнаренко», «Зоя Космодемьянская», «Харитон Греку», «Победа», «Борис Бутома» и др. появились через 1-3 года эксплуатации этих судов. Уже через 3-5 лет на этих судах консервировали турбогенераторы и переводили УК в теплофикационные режимы. По всей видимости, именно частые отказы утилизационных установок вынудили мировое судостроение временно отказаться от самой идеи глубокой утилизации теплоты уходящих газов двигателей на морских судах.

2. В отличие от барабанных котлов, в УК весь кислород, поступивший с питательной водой в сепаратор, расходуется на коррозию металла входного коллектора и начальные участки змеевиков экономайзера. Именно в первом ряду змеевиков экономайзера практикой зафиксированы все первоначальные сквозные свищи. Со временем поражаются последующие ряды змеевиков, а надёжность утилизационной установки резко падает.

Судовые ПСУ, работающие на фосфатных водных режимах, вырабатывают пар разного качества. У ВК пар сильно загрязнён кислородом (концентрация кислорода в паре близка к концентрации кислорода в питательной воде). Кислород приобретает существенные коррозионные качества после растворения в дренажах теплофикационных потребителей. Именно высокой концентрацией кислорода в паре ВК объясняются разрушения змеевиков подогрева груза на танкерах и змеевиков подогрева топлива на судах любого назначения. Пар после УК практически не содержит кислорода. Поэтому на ходу судна его следует направлять, прежде всего, на теплофикационные потребители.

На основании вышеизложенного следует, что кислород в питательной воде любых котлов недопустим.

Условия размещения оборудования в машинных отделениях современных судов не позволяют применять традиционные технологии термической деаэрации конденсатов, дренажей и питательной воды. Термический деаэратор сам по себе исключает возможность глубокой утилизации теплоты уходящих газов двигателей из-за высокой температуры питательной воды после деаэратора. Поэтому единственной технологией защиты котлов вспомогательных ПСУ от коррозии представляется химическое обескислороживание питательной воды. Можно только сожалеть, что украинские суда практически не имеют возможности закупать за рубежом необходимые для этого химсредства.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сурин С.М. Основы обработки воды на морских судах. – Одесса: ОГМА, 1999.
2. Сурин С.М., Руденко В.И., Иванов А.И. Усовершенствование технологии энергосбережения в судовых утилизационных установках / 2-я Международная конференция по энергосбережению, материалы конференции. – Львов-Киев, 1998.

интенсивности изнашивания пары. Размеры лунки невелики, поэтому распределение давления по её поверхности можно полагать равномерным.

В случае пары «кольцо-плоскость» проблемой нередко оказывается плоская форма неподвижного контртела. Например, из плунжерных пар топливных насосов высокого давления судовых дизелей твердостью не менее 60 *HRC* чрезвычайно трудно изготовить образцы необходимой формы, имеющие реальные, обусловленные заводской технологией свойства. Поэтому вместо них приходится испытывать различные аналоги, что не всегда обеспечивает получение достоверных результатов. В то же время сами плунжерная втулка и плунжер вполне могут быть одним из элементов испытуемого трибосопряжения. Их главным достоинством является изготовление по реально существующим технологиям, в том числе и используемым зарубежными фирмами-изготовителями подавляющего большинства СТС.

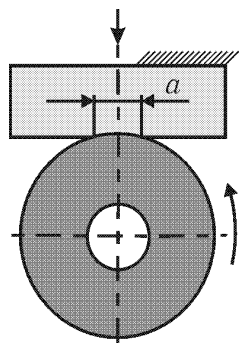


Рис. 2. Принципиальная схема испытаний «кольцо-кольцо»

Четырёхшариковая схема более пригодна для испытания свойств собственно смазочных материалов, хотя её возможности расширяются при переходе от шариков к плоским поверхностям (рис. 1, в).

Устранить указанные недостатки можно путем перехода на испытания по схеме «кольцо-кольцо» (рис. 2). Поскольку ширина полоски контакта весьма мала по сравнению с радиусом образца, то в ней, по нашему мнению, сохраняются условия трения, характерные для схемы «кольцо-плоскость». Предлагаемую схему можно рассматривать как общий случай испытаний, в то время как плоскость — это та же цилиндрическая поверхность с радиусом кривизны $R = \infty$. В испытательных машинах, работающих по схеме Амслера диаметр колец составляет порядка 40 мм, что при нагрузках 200…1000 Н обеспечивает в начальный момент контактные напряжения, мало отличающиеся от пары трения «кольцо-плоскость». После образования на неподвижном образце лунки износа, сопряжение испытуемых поверхностей для обеих схем можно рассматривать как пару «палец – втулка», на долю которых на судах приходится около 35 % трибосопряжений [3].

С целью проверки корректности предлагаемой методики ускоренных испытаний на машине МИ-1М было проведено ее сравнение со схемой «цилиндр – плоскость» для одного из распространенных на морских судах сочетания материалов — стали 20ХМЛ твердостью 1750 *HB* (головка поршня малооборотного дизеля) и чугуна СЧ 28 твердостью 1950 *HB* (поршневое кольцо). Радиусы стального вращающегося и неподвижного чугунного образцов – соответственно R_1 = 25 и R_2 = 29 мм. Смазка осуществлялась используемым на судах цилиндровым маслом М-16Д капельным путем. Нагрузка на площадку контакта составляла 1000 Н, скорость скольжения — 1,1 м/с. В ходе испытаний с помощью термопары ХА контролировали температуру неподвижного образца — она колебалась в пределах 55…57 °С. Та-

для предлагаемого — из двух. Помимо этого, испытания пары «вращающееся кольцо – неподвижное кольцо» проходят в более жестких условиях с точки зрения действующих контактных напряжений. Действительно, для нее приведенный радиус кривизны поверхностей контакта может быть определен по формуле [8]:

$$\rho_n = \frac{R_1 R_2}{R_1 \pm R_2}.$$

Для пары «кольцо-плоскость» после преобразования с учетом $R_2 = \infty$ получаем $\rho_n = R_1$. С учетом приведенных выше размеров образцов, максимальные напряжения на площадке контакта будут отличаться друг от друга в ~ 1,5 раза.

Таким образом, проведенные сравнительные испытания и полученные результаты позволяют: а) включить реальные судовые детали в программу испытаний для получения информации об их свойствах и технологиях, в том числе и производителей судового оборудования зарубежных фирм; последнее обстоятельство представляется особенно важным; б) расширить возможности уже имеющихся методов ускоренных испытаний; в) после накопления достаточного статистического материала оперативно получать представление о достоинствах и недостатках материалов и технологий упрочнения и восстановления трибосопряжений узлов СТС, работающих в режиме граничного трения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тарапата В.В., Красильников О.Г. К вопросу о разработке методики оценки эффективности технологий, используемых в судоремонте // Проблемы трибологии. – 2000. № 3.
2. Рубин М.Б., Бахарева В.Е. Подшипники в судовой технике: Справочник. – Л.: Судостроение, 1987. – 344 с.
3. Тарапата В.В. Структурно-частотный анализ пар трения скольжения судовых машин и механизмов // Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 42-46.
4. Кузьменко А.Г., Бабак О.П. Метод испытаний на износ по схеме "вращающийся цилиндр – плоскость" // Проблемы трибологии. – 2000. – № 2. – С.116-122.
5. Шакун С.Н. Экспресс-метод определения износа // ТЕМА. – 1996. – № 3-4. – С. 43-45.
6. Надежность и долговечность машин. Костецкий Б.И., Носовский И.Г., Бершадский Л.И., Караулов А.К. – К.: Техніка, 1975. – 408 с.
7. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. В 2-х кн. / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. – Кн. 1. 1978. – 400 с.
8. Прикладная механика: Учебное пособие для вузов / Под ред. К.И. Заблонского. – К: Вища школа. – 1984. – 280 с.

пузырей всплывает со скоростью, значительно превосходящей скорость одиночного пузыря. Поперечные пульсации пузырьков способствуют разрушению пристенного пограничного слоя, что, как известно, улучшает теплоотдачу. Формируется пристенная газожидкостная струя, угол раскрытия которой составляет примерно 12 – 13 градусов. В ходе визуальных исследований четко наблюдался подсос морской воды из окружающего пространства, что также способствует теплоотдаче. При достижении свободной поверхности нагретая струя разворачивается на 90 градусов и уходит в сторону от судовой обшивки.

Работы по исследованию теплоотдачи велись на модели СОТОА, с теплопередающей стенкой высотой 0,8 м и шириной 0,5 м. В нижней части модели размещался газовый коллектор, выполненный в виде трубки с отверстиями по длине. Использовалось два газовых коллектора с диаметром отверстий 1,4 и 0,7 мм с шагом между отверстиями 13 и 5 мм. Ось отверстий была направлена вдоль теплоотдающей поверхности. Модель аппарата помещалась в заполненный водой бассейн объемом около 15 м^3.

В результате проведенных исследований для вертикального борта получено уравнение подобия, описывающее теплоотдачу при свободной конвекции (без подачи воздуха)

$$Nu_K = 0{,}1(PrGr)^{0{,}33},$$

где $Nu_к$ — число Нуссельта при свободной конвекции; Pr — число Прандтля; Gr — число Грасгофа.

Подача газожидкостной струи существенно улучшает теплоотдачу (рис. 2). Наглядно видно что при температурных напорах между стенкой и забортной водой менее 2 °С коэффициент теплоотдачи увеличивается в 30 и более раз. Повышение температурного напора приводит к снижению эффекта и примерной стабилизации при напорах более 16-18 °С.

Проведенные исследования позволили выявить возможность применения для описания рассматриваемого процесса принципа суперпозиции. Результирующий коэффициент теплоотдачи α может быть представлен как сумма коэффициентов теплоотдачи за счет механизма свободной конвекции $\alpha_к$ и механизма теплоотдачи газожидкостной струе $\alpha_г$. Причем $\alpha_к$ определяется температурным напором и углом наклоном поверхности, а $\alpha_г$ — количеством подаваемого газа. Значение $\alpha_к$ может быть определено с использованием приведенного выше уравнения подобия. Для определения $\alpha_г$ требуются специальные теплотехнические исследования.

Эксперименты показали, что на коэффициент теплоотдачи не влияют высота поверхности СОТОА, глубина погружения подающего газового коллектора , угол наклона поверхности, диаметр отверстий и их шаг в газовом коллекторе. Не наблюдалось влияние и скорости газа на выходе из отверстия, которая менялась в пределах от 0,4 м/с до 66 м/с.

УДК 658.26

Федоровский К.Ю., Абрамова Л.С.
СевГТУ

ЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ СУДОВОЙ ЭНЕРГОУСТАНОВКИ С ИНТЕНСИФИКАЦИЕЙ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Наиболее неблагоприятным режимом работы замкнутой системы охлаждения судовой энергоустановки является стоянка судна, когда теплоотдача забортной воде осуществляется при свободной конвекции [1]. С точки зрения теплопередачи, применение газожидкостных струй, формируемых в забортной воде в районе обшивочного теплообменника, позволяет при малых температурных напорах увеличить теплоотвод в 20-30 раз. Однако при этом осуществляются затраты энергии на создание таких струй. Возникает потребность в оценке эффективности данного метода. Известно, что под эффективностью понимается отношение полученного положительного результата *P* к затратам *З*:

$$Э = P / З.$$

Положительным результатом для системы охлаждения является передаваемая теплота *Q*, а затраты данного метода связаны с затратами энергии на создание газожидкостной струи *N*. Указанные величины могут быть определены по зависимостям

$$Q = ktHL,$$

$$N = jh_0 W_{г0} L,$$

где: *k* — коэффициент теплоотдачи; *t* — температурный напор; *H* и *L* — соответственно высота и длина теплообменника; *j* — удельный вес воды; h_0 — заглубление газового коллектора; $W_{г0}$ — линейный расход воздуха.

С учетом этого

$$Э = ktH / (jh_0 W_{г0}) \quad (1)$$

Поскольку соответствующее *t* изменение *Q* не связано с показателем эффективности, разделим правую и левую части выражения (1) на *t*. Тогда

$$Э^* = kH / (jh_0 W_{г0}) \quad (2)$$

Рассмотрим взаимосвязь показателя $Э^*$ с затратами мощности *N* (рис. 1). Увеличение *N* приводит к снижению $Э^*$, что является следствием уменьшения темпа прироста *k* по мере увеличения $W_{г0}$. В результате анализа значений *k* было определено, что нет необходимости беспредельно увеличивать $W_{г0}$. Достаточным является обеспечение $W_{г0} = (0{,}6\ldots0{,}8)\cdot10^{-3}$ м²/с, что соответствует на рис. 1 диапазону $N < (30\ldots40)$ Вт. Из графика также видно, что при заданных h_0 и *N* повышению $Э^*$ способствует увеличение *H* поверхности. Газожидкостная струя, на создание которой затрачена энергия, поднимается вверх и обеспечивает улучшение теплоотдачи по всей высоте *H*.

известными методами. Затраты мощности на движение жидкости вдоль поверхности

$$N = 0{,}5 C_f \rho H L v^3, \quad (3)$$

где C_f — коэффициент сопротивления трения; ρ — плотность воды; *v* — скорость судна. На рис. 3 показано изменение рассматриваемого показателя в случае использования газожидкостной струи и при обтекании поверхности однородной жидкости. Предложенный метод интенсификации теплоотдачи обеспечивает значения $Э^*$ примерно в 1,25 раз большие.

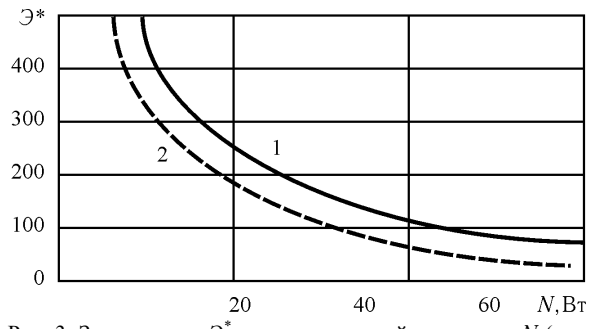


Рис. 3. Зависимость $Э^*$ от затрачиваемой мощности *N* (площадь 25 м², h_0 = 10 м): 1 — применена газожидкостная струя; 2 — обтекание однородной жидкостью.

Рассмотренное сопоставление выполнено для случая, когда принимались во внимание только теплоотдающая поверхность и поток, движущийся вдоль этой поверхности. В реальных условиях для обеспечения обтекания поверхности должно двигаться все судно. При этом возникают дополнительные сопротивления обводов корпуса, шероховатости и обрастания поверхности, выступающих частей и т.д. Затраты энергии на движение судна (проталкивание жидкости) становятся несравненно большими. Рассмотрим это на примере плавкрана проекта 15201 грузоподъемностью 500 т. Его движение со скоростью 7-8 узлов обеспечивается двумя дизель-генераторами мощностью по 1000 кВт. Расчеты же по формуле (3) показывают, что потребная мощность на проталкивание жидкости только вдоль теплоотдающих поверхностей этого плавкрана составляет 32 кВт, что существенно меньше фактических затрат мощности на движение судна.

Таким образом, проведенный анализ указывает на высокую эффективность применения газожидкостных струй для улучшения условий работы замкнутых систем охлаждения с обшивочными теплообменниками.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Федоровский К.Ю. Повышение надежности и эффективности судовых систем охлаждения. – Киев: Знание, 1987. – 23 с.

выполняться условие $\Delta l_x \le d$, то этот процесс по своей природе близок внутреннему трению.

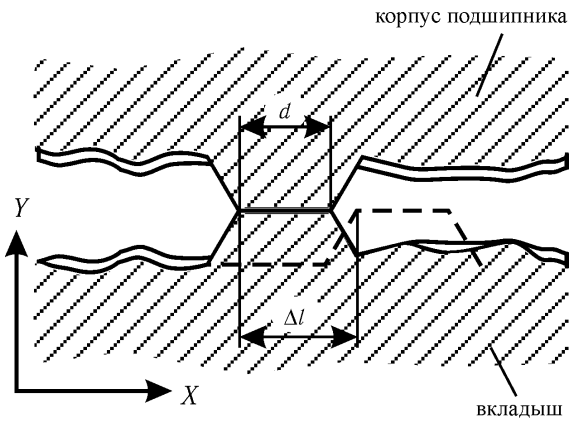


Рис. 1. Модель зоны трения вкладыша подшипника

Расчёт величины *d* проводился согласно известной формуле И.В. Крагельского [2]. Величина диаметра фактического пятна контакта для вкладышей подшипников скольжения составляет *d* = 8…12 мкм, а величина деформации Δ*l* сжатия вкладыша подшипника, начиная с нагрузки на двигатель, соответствующей 50 %, превышает 10 мкм.

Таким образом, на тыльной стороне вкладышей подшипников скольжения возникают условия, способствующие протеканию фреттинг-коррозии. Дальнейшая эксплуатация шатунов двигателей с вкладышами, повреждёнными фреттинг-коррозией, приводит к «раскрытию» шатуна, что обусловлено прежде всего тем, что на его рабочей поверхности происходит значительное перераспределение нагрузки. Для предотвращения повреждений вкладышей подшипников от фреттинг-коррозии фирмы-производители вкладышей пошли по пути увеличения диаметра элементарного пятна контакта за счёт нанесения на тыльную сторону вкладышей гальваническим способом мягких металлических сплавов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Костецкий Б.И. Смазка, трение и износ в машинах. – Киев: Техника, 1970. – 322 с.
2. Крагельский И.В. Трение и износ. – М.: Машиностроение, 1968. – 479 с.

упора и угловой скорости вращения гребных винтов. Расчет параметров движения судна в связанной, а затем в не связанной с ним системах координат производится после определения суммарного упора гребных винтов, действующих на судно гидродинамических сил и моментов, сил и момента, возникающих на руле.

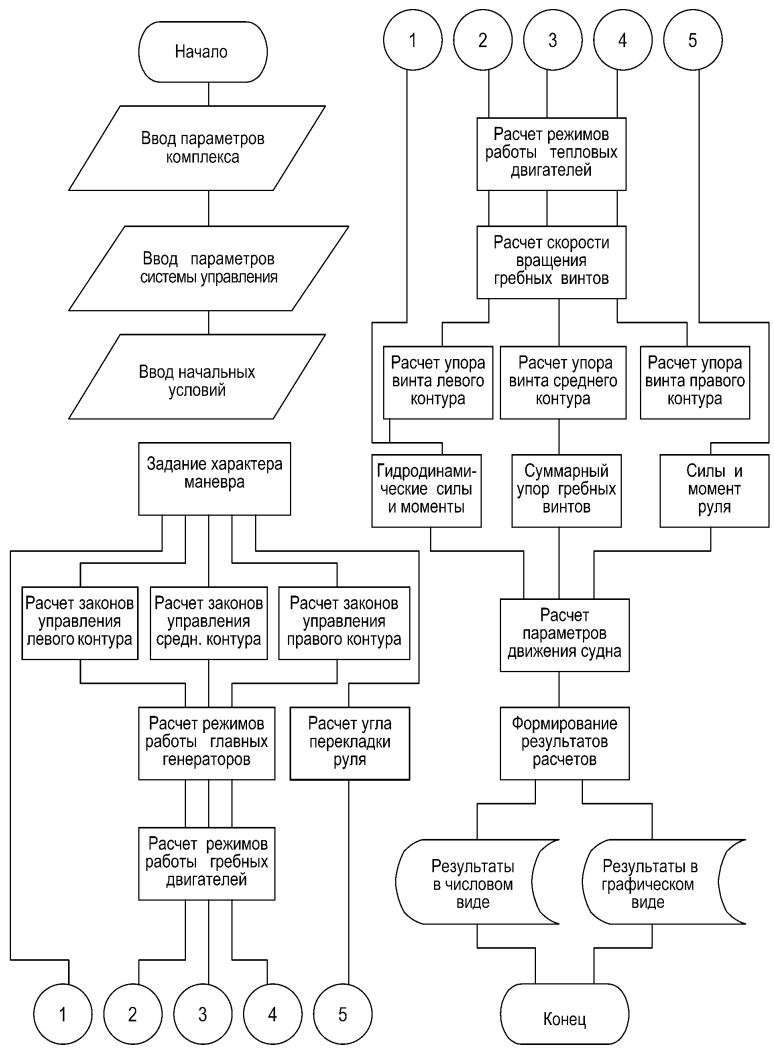


Рис. 1. Укрупненный алгоритм расчета режимных показателей пропульсивных комплексов

тодами Гира и Рунге-Кутта дают определенные «потери» информации на этапах реверсирования гребной установки. Лишь метод Рунге-Кутта-Мерсона, наряду с высокой точностью вычислений, обеспечивает минимальную продолжительность расчетов (на 80 % меньше следующего по этому критерию метода Гира) и избавляет проектировщика от необходимости подбора шага интегрирования в каждом конкретном численном эксперименте. Исходя из этого, в основу разработанных алгоритмов расчета закладывался метод Рунге-Кутта-Мерсона.

В качестве примеров, иллюстрирующих возможности использования разработанного способа для анализа маневренных режимов работы, на рис. 2 и рис. 3 приведены результаты расчетов законов изменения во времени режимных показателей пропульсивных комплексов электроходов на отдельных характерных маневрах.

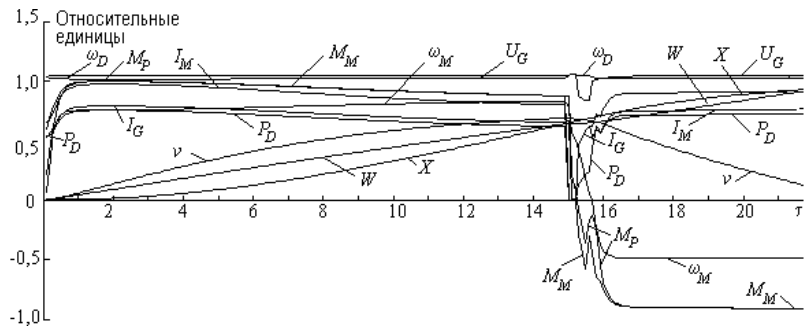


Рис. 2. Режимные показатели пропульсивного комплекса на маневре «разгон – реверс гребной установки»

На рис. 2 представлены законы изменения режимных показателей электрохода, выполняющего маневр: разгон ($0 \le \tau \le 15$) — реверс ($\tau > 15$) гребного электродвигателя до остановки судна. Расчет проведен для комплекса с гребной электроустановкой на базе асинхронных частотно-управляемых ГЭД. Все режимные показатели приведены на рисунке в относительных единицах (отношении текущих значений к базовым). При этом за базовые принимались соответствующие их значения при движении комплекса по глубокой спокойной воде прямым курсом с номинальной мощностью двигателей. По пройденному пути X масштаб по оси ординат составлял 1:10, а по относительным затратам топлива W — 1:50. Относительное время τ определялось по соотношению $\tau = v_0 t/L$, где v_0 — скорость движения в базовом режиме; t — время; L — длина судна. Полученные результаты позволяют проанализировать поведение каждого элемента комплекса на рассматриваемом маневре, а также оценить основные показатели качества его выполнения. Из рисунка, в частности, видно, что при выполнении маневра ни один режимный показатель исследуемого комплекса не вышел за допустимые значения.

РЕФЕРАТЫ

УДК 620.191.8
Абрамов В.А. К вопросу о величине pH равновесного насыщения морской воды карбонатом кальция (pH_s) // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2000. – № 5. – Одесса: ОГМА. – С. 5–10.
Проведены экспериментальные исследования с использованием натуральной морской воды и растворов на ее основе по определению величины pH равновесного насыщения морской воды карбонатом кальция (pH_s) в диапазоне изменения определяющих факторов. Полученное уравнение регрессии может использоваться при определении условий безнакипных режимов работы судовых теплообменных аппаратов.
Табл. 1. Ил. 2. Список лит.: 13 назв.

Abramov V.A. To The Question On pH Value Of Equilibrium Saturation Of Sea Water With Lime Carbonate // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – Odessa: OSMA. – 2000. – No 5. – P. 5-10.
The experimental research using natural ocean water and solutions on its basis by hydrogen ionization value definition of equilibrium saturation of ocean water by lime carbonate (pH_s) in size of changing the determining factors are carried out. The obtained regression equation can be utilized at definition the conditions of scaleless modes of ship heat exchange devices.
Tabl. 1. Ill. 2. Bibl.: 13.

УДК 627.356.2:665.67:628.315
Анфиногентов Д.В. Влияние типа перекачивающего насоса на пропускную и очистную способность сепараторов фильтрующего типа // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2000. – № 5. – Одесса: ОГМА. – С. 11–13.

Список лит.: 2 назв.

Anfinogentov D.V. The Influence Of Transmitting Pump Type On Admission And Cleaning Ability Of Filtering Type Separators // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – Odessa: OSMA. – 2000. – No 5. – P. 11-13.

Bibl.: 2.

УДК 627.356.2:665.67:628.315
Анфиногентов Д.В., Скрипник В.Н. Применение сепараторов с олеофобными фильтрующими загрузками для глубокой очистки нефтесодержащих вод // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2000. – № 5. – Одесса: ОГМА. – С. 14–17.

Список лит.: 6 назв.

Anfinogentov D.V., Scripnik V.N. The Use Of Separators With Oleophobic Filtering Charging For Deep Cleaning Of Oily Waters // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – Odessa: OSMA. – 2000. – No 5. – P. 14-17.

Bibl.: 6.

УДК 621.431.74.03-57
Богач В.М., Попов В.Г., Задорожный А.А. Численное моделирование процесса маслоподачи // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2000. – № 5. – Одесса: ОГМА. – С. 18-22.

The method developed for the construction of the reference Carnot cycle respective the real heat pump cycle with the mechanical compression of vapor is given. The authors' method of calculation of the exergy losses at the real heat pumps cycles is based at the general entropy method of the analysis of heat power installations.
Ill. 2. Bibl.: 9.

УДК 535.37: 629.891
Михайленко В.И., Поповский А.Ю., Поповский Ю.М. Спектральный анализ граничных смазочных слоёв // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2000. – №5. Одесса: ОГМА. – С. 62-67.
Обсуждается проблема анализа электронно-колебательных спектров поглощения ориентационно-упорядоченных пристенных слоев и моделей возможной структуры этих слоев.
Ил. 4. Список лит.: 4 назв.

Mikhailenko V.I., Popovskii A.Yu., Popovskii Yu.M. Spectral analysis of boundary lubricant layers // Ship power plants: Sc.-Tech. Col. – 2000. – No 5. – Odessa, OSMA. – P. 62-67.
The problems of analysis of electronic-vibrational absorption spectra of orientationally ordered wall adjacent layers of lubricants and models of possible structure of the layers are discussed.
Ill. 4. Bibl.: 4.

УДК 656.61.053
Михайлов В.С. Обобщенная схема и характеристика концептуального исследования // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2000. – № 5. – Одесса: ОГМА. – С. 62-66.
Вскрыты и обобщены введенные современной системной инженерно-кибернетической методологией пути описания как обобщенной схемы, так и характеристик этапа концептуальных исследований.
Ил. 2. Список лит.: 4 назв.

Mikhailov V.S. Generalised Scheme And Characteristics Of Conceptual Investigation // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – Odessa: OSMA. – 2000. – No 5. – P. 62-66.
The ways of description both the generalised scheme as well as characteristics of conceptual investigations stage produced by modern system engineering-cybernetic methodology are shown and summarised.
Ill. 2. Bibl.: 4.

УДК 621.43
Пизинцали Л.В. Влияние изменения геометрических размеров и регулировочных параметров топливной системы на колебательный процесс при впрыске топлива // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 2000. – № 5. – С. ____.
Рассмотрены изменения параметров впрыска в диапазоне устойчивого режима работы топливной аппаратуры по предельному изменению характеристики распылителя.
Ил. 1. Список лит.: 3 назв.

Pizintsali L.V. The influence of modification of geometric and regulating parameters of fuel system on oscillatory process at fuel injection // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – Odessa: OSMA. – 2000. – No 3. – P. ____.
Parameter modification of injection in a diapason of stable operating mode of fuel apparatus by maximum change of sprayer characteristic is considered.
Ill. 1. Bibl.: 3.

УДК 621.436.12: 621.313.332

Приводятся результаты исследования влияния температуры циркуляционной воды на входе в экономайзер утилизационного котла для различных загрязнений его поверхностей нагрева и режимов работы главного двигателя на показатели работы и надежность мощных судовых утилизационных котлов.
Илл. 1. Список лит.: 3 назв.

Rudenko V.I., Parchenko P.N. The Influence Of Circulating Water Temperature At The Inlet Of Economizer Of Utilisation Boiler // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – Odessa: OSMA. – 2000. – No 3. – P. ____.
The results of a research of influence of circulating water temperature at an inlet of economizer of the utilization boiler for different contaminating of its heating surfaces and propulsion modes of main engine on indexes of operation and reliability of bull ship utilization boilers are presented.
Ill. 1. Bibl.: 3.

УДК 681.586.4
Сандлер А.К. Применение нового метода модуляции в волоконно-оптических датчиках // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2000. – № 5. – Одесса: ОГМА. – С.
Определены новые принципы амплитудной модуляции сигнала в волоконно-оптических датчиках. Приведены результаты исследований процесса передачи оптической мощности между неидентичными волноводами.
Илл. 3. Список лит.: 7 назв.

Sandler A.K. The Use Of New Method Of Modulation In Fibre-Optic Data Units // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2000. – No 5. – Odessa: OSMA. – P.
The new principles of amplitude modulation of a signal in fibre-optic data units are spotted. The results of examinations of process of transmission of optical power between non-identical waveguides are given.
Ill. 3. Bibl.: 7.

УДК 620.193:[621.181:629.12]
Сурин С.М., Ромашко В.Н. Особенности коррозионных процессов во вспомогательных паросиловых установках // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2000. – № 5. – Одесса: ОГМА. – С. –.
Рассмотрены причины и отличия отказов вспомогательных и утилизационных котлов вследствие коррозионного воздействия питательной воды. Показана необходимость обескислороживания питательной воды для вспомогательных паросиловых установок.
Илл. 1. Список лит. 3.

Surin S.M., Romashko V.N. Peculiarities Of Corrosion Processes in Auxiliary Steam Power Plants // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – Odessa: OSMA. – 2000. – No 5. – P. ____.
The reasons and differences of failures of auxiliary and exhaust gas boilers owing to corrosive attack of feed water are reviewed. The necessity of oxygen removal from feed water of auxiliary steam power plants is demonstrated.
Ill. 1. Bibl. 3.

УДК 621.891
Тарапата В.В., Евдокимов В.Д., Шакун С.Н. Определение трибохарактеристик рабочих поверхностей деталей судовых технических средств при ускоренных испытаниях // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2000. – № 5. – Одесса: ОГМА. – С. 122–125.

ПРАВИЛА

оформления и представления рукописей для сборника
«Судовые энергетические установки»

Сборник научных трудов Одесской государственной морской академии «Судовые энергетические установки» является научным изданием, в котором, в соответствии с постановлением Президиума ВАК Украины могут публиковаться основные результаты диссертационных работ по профилю судовой энергетики.

Рукописи оформляются следующим образом.

1. Рукопись представляется в редакционную коллегию на дискете 3,5” в формате «Microsoft Word» с копией на бумаге формата А4 (210×297). Поля — по 23 мм со всех сторон. Текст набирать через 1 интервал шрифтом *Times New Roman*, кегль 14 пт; для таблиц — кегль 12 пт. Перед названием рукописи должны быть указаны индекс УДК, фамилии и инициалы авторов и сокращённые наименования учреждений, где работают авторы. К статье обязательно прилагается реферат объёмом до 300 печатных знаков на русском и английском языках. Копия рукописи должна быть подписана всеми авторами с указанием адреса для переписки и контактных телефонов.
2. Объём статьи не должен превышать 0,5 авторского листа (с учётом иллюстраций и подрисуночных подписей).
3. Иллюстративный материал, таблицы располагаются на отдельных листах в конце статьи. Допускается размещение нескольких таблиц на одном листе. На все таблицы и рисунки должны быть ссылки в тексте статьи.
4. Рисунки выполняются тушью на белой бумаге достаточной плотности формата А4 (210×297). На обороте указывается номер и принадлежность к статье. На полях рукописи указывается желаемое место размещения рисунка. Качество рисунков должно быть достаточным для публикации. Возможно представление рисунков в формате Corel Draw. Обязательно наличие в тексте ссылок на рисунки (рис.).
5. Таблицы оформляются в соответствии с правилами представления их в диссертациях. Все таблицы должны иметь заголовки. Ссылки на таблицы даются в сокращённом виде (табл.).
6. Переменные, функции, векторы, матрицы и т.п. оформляются шрифтом *Antiqua*. Переменные выполняются наклонным шрифтом. Во всех случаях разметка формул в копии рукописи обязательна. Нумеруются только те формулы, на которые есть ссылки в тексте. Единицы физических величин должны соответствовать ГОСТ 8.417-81 «Единицы физических величин» и иметь общепринятые обозначения.
7. Библиографические описания должны соответствовать ГОСТ.

Контактные телефоны редакции (0482) 733-49-24, 733-23-52.