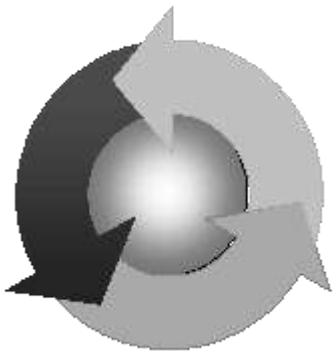
Министерство образования Украины
ОДЕССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 3

Одесса
1999

ББК 39.46
С 89
УДК 629.123.066

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 3. – Одесса: ОГМА, 1999. – ??? с.
ISBN

Статьи настоящего выпуска посвящены проблемам проектирования, модернизации и эксплуатации судовой энергетики, методам повышения эффективности и надёжности использования судовых технических средств.

Для научных работников и специалистов.

Редакционная коллегия: к.т.н. С.Е. Аболешкин, ОГМА (отв. секретарь); д.т.н., проф. С.И. Барсуков, ОИСВ; д.т.н., проф. Ю.Л. Воробьёв, ОГМУ; к.т.н., проф. В.А. Голиков, ОГМА; к.т.н., проф. В.К. Голубев, ОГМА; д.т.н., проф. С.И. Горб, ОГМА (редактор); к.т.н., проф. В.М. Залётов, ОГМА; д.т.н., проф. В.Г. Ивановский, ОГМУ; д.т.н., проф. В.В. Капустин, СГТУ; д.т.н., проф. Коваленко В.Ф., ОГМА; к.т.н. М.А. Колегаев, ОГМА (отв. редактор); д.т.н., проф. Г.А. Конаков, ОГМА; д.т.н., проф. М.В. Миюсов, ОГМА; д.т.н., проф. Г.Ф. Романовский, УГМТУ; д.т.н., проф. С.С. Рыжков, УГМТУ; д.т.н., проф. В.Н. Скрипник, ОГМА; д.т.н., проф. П.С. Суворов, УДАСКО.

Адрес редакционной коллегии: 270029, Одесса, ул. Дидрихсона, 8, Одесская государственная морская академия (ОГМА), кафедра СДУиТЭ.

Контактные телефоны редакции (048) 733-49-24, 733-23-52.

Компьютерная вёрстка Шакун С.Н.

С 3205030000 / 99 Без объявления ББК 39.46

Публикуется по решению Учёного совета ОГМА, протокол № __ от __.__.1999 г.

ISBN

© Одесская государственная морская академия

УДК 629.12.03

Голубев В.К., Бойко П.В., Дубовик В.А., Чешков В.П.
ОГМА, ГДМРТУ

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ С ВАЛОГЕНЕРАТОРАМИ И ВАЛОЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯМИ

На морском флоте известны энергетические установки [1], содержащие главный пропульсивный агрегат, который состоит из двух и более главных двигателей (среднеоборотных дизелей), такого же числа синхронных валогенераторов, общей зубчатой передачи, гребного винта регулируемого шага. Кроме того, в их состав входят один или несколько вспомогательных пропульсивных агрегатов, состоящих из гребных электродвигателей переменного тока, каждый из которых соединен с гребным винтом регулируемого шага через зубчатую передачу. Недостатки таких установок обусловлены значительным числом составляющих — минимум двумя главными двигателями и валогенераторами, использованием в качестве движителей винтов регулируемого шага и наличием дополнительных вспомогательных пропульсивных агрегатов, что, в целом, обусловливает пониженный КПД установки.

Другие типы энергетических установок [2] содержат главный двигатель, соединенный через разобщительную муфту и согласующую зубчатую передачу с гребным винтом фиксированного шага с задатчиком и датчиком частоты напряжения и активной нагрузки. Наружный ротор последней содержит трехфазную обмотку и соединен через вспомогательную зубчатую передачу с машиной постоянного тока, подключенной через тиристорный преобразователь электроэнергии к шинам электростанции с датчиком частоты напряжения, к которым через токопереходные кольца и выключатель подключена также трехфазная обмотка наружного ротора биротативной машины, а через выключатели — синхронные генераторы с датчиками напряжения и активных нагрузок автономных генераторных агрегатов. Недостатками этих установок являются ограниченные функциональные возможности и пониженная надежность, что обусловлено нереализуемостью режима работы биротативной машины в качестве гребного электродвигателя для вспомогательного привода гребного винта при неработающем главном двигателе и отключенной разобщительной муфте, в частности, отсутствием возможности аварийного привода гребного винта при выходе из строя главного двигателя.

Специалистами Одесской государственной морской академии и Центрального научно-исследовательского института судовой электротехники и технологии (г. Санкт-Петербург) предложена и запатентована [1, 2, 3] судовая энергетическая установка с валогенератором и валоэлектродвигателем (рис. 1).

Целью ее создания является расширение функциональных возможностей и надежности СЭУ.

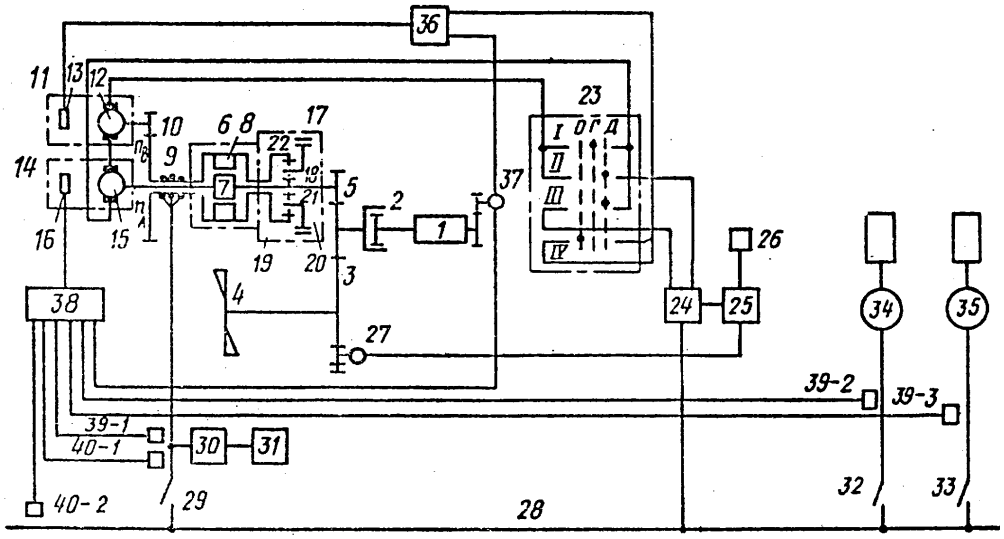


Рис. 1. Судовая энергетическая установка с валогенератором и валоэлектродвигателем

Установка содержит главный двигатель 1, соединенный через разобщительную муфту 2 и силовую согласующую зубчатую передачу 3 с гребным винтом фиксированного шага 4 и через дополнительную согласующую зубчатую передачу 5 — с биротативной машиной переменного тока 6, выполненной в виде асинхронной машины, состоящей из внутреннего ротора 7 с короткозамкнутой обмоткой, сочлененного с выходным валом дополнительной согласующей зубчатой передачи, и из наружного ротора 8 с трехфазной обмоткой, выведенной на токопереходные кольца 9. Наружный ротор биротативной машины через вспомогательную зубчатую передачу 10 соединен с первой машиной постоянного тока 11, состоящей из якоря 12 и обмотки возбуждения 13, а внутренний ротор — со второй машиной постоянного тока 14, состоящей из якоря 15 и обмотки возбуждения 16.

Оба ротора биротативной машины 6 соединены через устройство 17 фиксации механической связи, содержащее планетарный механизм по схеме 2*k*-*H*, у которого солнечная шестерня 18 сочленена с внутренним ротором, эпицикл 19 связан с наружным ротором, а водило 20 (на осях которого вращаются сателлиты 21) соединено с управляемым тормозом 22.

Якоря обеих машин постоянного тока одними полюсами соединены постоянно, а другими через переключатель режимов 23 подключаются или непосредственно, или через второй тиристорный преобразователь электроэнергии 24 (включающий блок управления 25, вход которого соединен с задатчиком 26 и задатчиком 27 частоты вращения гребного вала) к шинам 28 и судовой электростанции, от которых получают питание общесудовые потребители. К этим же шинам через выключатель 29 подключена трехфазная обмотка машины с подключенными к ней батареей конденсаторов 30 и блокам коммутации 31, через выключатели 32, 33 подсоединены синхронные генераторы 34, 35 автономных генераторных агрегатов (дизель-, ветро-, турбогенераторы).

Обмотка возбуждения первой машины постоянного тока подключена к первому регулятору 36; к выходам которого подключены датчик состояния

переключателя режимов (контакт IV) и датчик 37 частоты вращения главного двигателя. Обмотка возбуждения второй машины постоянного тока подключена к второму регулятору 38, к входу которого подключены упомянутый датчик частоты вращения главного двигателя, датчики активных нагрузок биротативной машины (39-1) и синхронных генераторов автономных генераторных агрегатов (39-2, 39-3), а также датчики частоты напряжения биротативной машины (40-1) и частоты напряжения на шинах электростанции (40-2).

Поставленная цель достигается тем, что установка снабжена устройством фиксации механической связи роторов биротативной машины с элементом ее включения, второй машиной постоянного тока, соединенной с согласующей зубчатой передачей, переключателем режимов, включенными между якорными обмотками машин постоянного тока и преобразователем электроэнергии, а также двумя регуляторами, причем обмотка возбуждения первой машины постоянного тока подключена к первому регулятору, а обмотка возбуждения второй машины постоянного тока — ко второму регулятору, выполненному в виде реверсивного усилителя.

Работа установки характеризуется двумя основными режимами: режимом отбора мощности и режимом электродвижения.

Первый режим — отбора мощности, при котором источником энергии для привода гребного винта и питания общесудовых энергопотребителей является главный двигатель. В режиме отбора муфта 2 включена, тормоз 22 отключен, переключатель 23 режимов установлен в положение "Г", при котором машины 11, 14 постоянного тока отключены от тиристорного преобразователя 24 и соединены якорями по схеме Г-Д. Биротативная машина своей трехфазной обмоткой подключена к шинам 28 через переключатель 29, синхронные генераторы 34, 35 отключены от шин выключателями 32, 33. Гребной винт приводится во вращение главным двигателем 1 через согласующую передачу 3. Питание общесудовых энергопотребителей осуществляется посредством биротативной машины 6, работающей в генераторном режиме. В процессе стабилизации частоты напряжения на шинах 28 первая машина 11, обеспечивающая постоянство относительной частоты вращения роторов за счет соответствующего изменение напряжения, подводимого от второй машины 14, работает последовательно в двигательном и генераторном режимах, а вторая машина 14 — в генераторном и двигательном режимах. Одинаковые по величине вследствие работы машин по схеме Г-Д номинальные (установленные) мощности первой и второй машин становятся наименьшим по величине в случае обеспечения равенства мощностей, передаваемых через машины, в краевых режимах.

Второй режим — электродвижения, при котором источниками энергии являются автономные генераторные агрегаты. В этом режиме муфта 2 отключена, тормоз 22 включен, переключатель режимов 23 установлен в положение "Д"; при котором машины *11,* 14 постоянного тока при их последовательном включении подключены к тиристорному преобразователю 24,

синхронные генераторы 34, 35 подключены к шинам электростанции 28 через выключатели 32, 33. Гребной винт приводится во вращение или только машинами 11, 14 постоянного тока (первый подрежим) или одновременно машинами постоянного тока и биротативиой машиной 6 (второй подрежим).

Первый подрежим — отрабатывается за счет привода гребного винта посредством машин постоянного тока 11, 14, получающих питание через тиристорный преобразователь 24. Биротативная машина не возбуждена, ее трехфазная обмотка выключателем 29 отключена от шин 28, роторы вращаются вхолостую. Частота вращения гребного вала задается сигналом задатчика *26 с* его последующим отслеживанием сигналом датчика 27 частоты вращения гребного вала. Оба сигнала отрабатываются посредством блока 25 управления. В этом подрежиме частота вращения внутреннего ротора 7, связанного с гребным валом — может устанавливаться любой по величине в промежутке между некоторыми предельными значениями.

Второй подрежим — отрабатывается за счет привода гребного винта посредством машин постоянного тока 11, 14, получающих питание, как и в первом подрежиме, через тиристорный преобразователь 24, и подключенной к шинам 28 через выключатель 29 биротативной машины. Частота вращения гребного винта вследствие подключения биротативной машины переменного тока к сети с неизменными частотой и уровнем напряжения переменного тока устанавливается постоянной.

Таким образом, предложенная СЭУ с валогенератором и валоэлектродвигателями отличается от существующих устройством фиксации механической связи роторов биротативной машины с элементом ее включения, тиристорным преобразователем электроэнергии выполненным в виде управляемого нереверсивного выпрямителя и первым регулятором — в виде реверсивного усилителя, к входу которого подключен датчик состояния переключателя режимов, а также биротативной машиной, выполненной в виде асинхронной машины с короткозамкнутым внутренним ротором, к трехфазной обмотке наружного ротора которой подключена батарея коммутируемых конденсаторов. Такие энергоустановки могут применяться как в судостроении, так и на объектах наземного и воздушного транспорта, в гидро- и ветроэнергетике.

Предлагаемую СЭУ положительно характеризуют использование меньшего количества агрегатов, сравнительная простота и повышенная надежность.

При этом, использование валогенераторов и валоэлектродвигателей расширяет функциональные возможности и увеличивает живучесть таких установок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Голубев В.К. Моделирование и оптимизация судовых утилизационных комплексов. – Киев: Вища школа, 1989. – 200 с.

2. Валогенератор трехфазного переменного тока // Schiff und Hafen. – 1963. – № 11.
3. Голубев В.К., Дубовик В.А., Руденко В.П. Характеристики валогенераторной системы переменного тока на основе биротативного асинхронного генератора с короткозамкнутым внутренним ротором. // Судостроительная промышленность: науч.-техн. сб. – Вып. 16. – 1991. – С. 14-23.
4. А.с. 1717477 Судовая энергетическая установка // Голубев В.К., Дубовик В.А., Руденко Е.П. – Опубл. 07.03.1992. – Бюл. № 9.
5. Пропульсивная система для судоснабженцев // Marine Propuls. – 1985. – Febr. – P. 14, 15, 17.

УДК 629.12.8:629.12.037.4-83

Яровенко В.А.
ОГМУ

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ГЛАВНОЙ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ЭЛЕКТРОХОДА

Определение оптимального варианта проектируемой системы с точки зрения принятого критерия (или критериев) является важнейшей проблемой разработки и создания современных и перспективных судовых электромеханических комплексов. В настоящей работе предпринята попытка решить эту задачу применительно к пропульсивным комплексам электроходов с частотно регулируемыми гребными электродвигателями. Для судов этого класса маневренные режимы являются одними из основных эксплуатационных режимов работы. Наиболее сложный и ответственный из них — реверс. Применительно к нему, как иллюстрация предлагаемого метода, и проводится параметрическая оптимизация.

Судовая энергетическая установка является составной частью единого пропульсивного комплекса электрохода, который включает в себя первичные двигатели с регуляторами скорости вращения, генераторы электрического тока с возбудительными агрегатами, преобразователи частоты, гребные электродвигатели, гребные винты, корпус судна и систему автоматического регулирования. Математическое описание переходных режимов работы этой системы приведено в работе [1]. Принятая в ней форма записи позволила выявить безразмерные параметры комплекса, определяющие характер протекания переходных процессов и, соответственно, показатели качества их выполнения.

В качестве критериев параметрической оптимизации выбраны минимумы:

а) $\Delta\omega_D$ — относительного отклонения угловой скорости вращения первичных двигателей от установившегося их значения перед реверсом ω_{D0}:

$$\Delta\omega_D = \frac{|\omega_D - \omega_{D0}|}{\omega_{D0}};$$

б) P_{Dm} — максимальной мощности первичных двигателей:

$$P_{Dm} = \frac{P_D}{P_{D0}},$$

где P_{D0} — установившееся значение мощности двигателей перед реверсом;

в) $T_{\text{ГЭД}}$ — продолжительности реверса гребных электродвигателей и гребных винтов.

Для количественной оценки выбранных показателей необходимо рассчитать переходные процессы всего пропульсивного комплекса как единой электромеханической системы. Такие расчеты можно выполнить с помощью разработанной в работе [1] математической модели.

На поведение пропульсивного комплекса на маневрах влияет огромное число параметров. Но лишь небольшая их часть существенно влияет на основные показатели качества выполнения маневров. Для их выявления (при числе параметров, исчисляемом несколькими десятками), можно воспользоваться методами отсеивающих экспериментов. Выполненные с помощью метода случайного баланса исследования показали, что значимое влияние на выбранные показатели качества оказывают следующие безразмерные параметры:

$$N_D = \frac{M_{D0}L}{J_D\omega_{D0}v_0}; \qquad c_{DR}; \qquad C_{G7} = \frac{k_G W_G}{E_{G0}}\omega_{G0} I_{GV0};$$

$$C_{G8} = \frac{k_G\omega_{D0}}{E_{G0}}\frac{m_G\sqrt{2}}{\pi}\frac{W_{G1}k_{GB}}{p_G} I_{G0}; \qquad C_{M17} = \frac{b^2}{r_2'^2}; \qquad C_{M20} = \frac{\omega_{M0}}{\omega_{1M0}};$$

$$C_{M23} = 2\frac{r_1}{r_2'}\alpha_0; \qquad C_{M16} = \frac{\beta_0}{r_2'^2}\left[b^2 + c^2\alpha_0^2 + b^2 + e^2\alpha_0^2 + 2r_1\alpha_0\frac{r_2'}{\beta_0}\right];$$

$$N_x = \frac{P_{e0}L}{m + \lambda_{11}v_0^2}; \qquad C_{M18} = \frac{c^2}{r_2'^2}\alpha_0^2,$$

где M_{D0}, ω_{D0} — движущий момент и угловая скорость вращения первичного двигателя; J_D — приведенный к валу первичного двигателя момент инерции вращающихся частей двигателя и генератора; c_{DR} — коэффициент степени неравномерности регулятора первичного двигателя; I_{GV0}, I_{G0}, E_{G0} — токи возбуждения, статора и продольная составляющая результирующей э.д.с. генератора переменного тока; k_G, k_{GB}, m_G, W_{G1}, W_G, p_G — постоянные (в общепринятых обозначениях) конструктивные параметры генератора; b, c, d и e — постоянные коэффициенты асинхронного частотно управляемого ГЭД; r_1, r_2' — активные сопротивления статора и приведенное ротора ГЭД; α_0, β_0 — от-

носительная частота питающего двигатель напряжения и абсолютное скольжение ротора ГЭД; ω_{M0}, ω_{1M0} — угловые скорости вращения гребного винта и магнитного поля статора ГЭД при $\alpha=\alpha_0$; P_{e0} — суммарный полезный упор гребных винтов; m, λ_{11} — масса судна и присоединенные массы воды вдоль продольной оси судна. (Индекс «0» относит соответствующий параметр к базовому режиму работы, соответствующему движению судна по спокойной, глубокой воде на прямолинейной траектории с номинальной мощностью двигателей).

Именно эти — существенные — параметры и имеет смысл оптимизировать, с целью повышения эффективности эксплуатации электроходов. Диапазоны изменения значений этих параметров, рассчитанные для существующих и перспективных электроходов, следующие:

$$1 \le N_D \le 6 \qquad 1{,}035 \le c_{DR} \le 1{,}065 \qquad 1{,}5 \le C_{G7} \le 1{,}9$$

$$0{,}85 \le C_{G8} \le 1{,}35 \qquad 0{,}2 \le C_{M17} \le 0{,}8 \qquad 1 \le C_{M18} \le 9$$

$$0{,}6 \le C_{M20} \le 0{,}9 \qquad 4 \le C_{M16} \le 12 \qquad 0{,}8 \le C_{M23} \le 1{,}6$$

$$0{,}05 \le N_X \le 0{,}20$$

Параметрическую оптимизацию предлагается проводить в два этапа:

а) по показателям W (затратам энергии на выполнение маневра) и T (продолжительности его выполнения), относящимся к электроходу в целом;

б) по перечисленным выше показателям — $\Delta\omega_D$, P_{Dm} и $T_{\text{ГЭД}}$ — характеризующим основные показатели качества работы двигателей электрохода.

После первого этапа оптимизации диапазоны изменения ряда параметров или сузились, или вообще зафиксировались найденными оптимальными значениями (этот этап оптимизации в данной работе не рассматривается):

$$7 \le C_{M16} \le 9; \qquad C_{M23} = 1{,}6; \qquad N_X = 0{,}2.$$

Диапазоны изменения остальных параметров почти не изменились. Таким образом, перед вторым этапом из числа оптимизируемых параметров исключены два: C_{M16} и N_X.

Решаемая задача относится к области нелинейного программирования и заключается в отыскании экстремума целевой функции при заданных ограничениях в виде неравенств. Целевая функция — многокритериальная:

$$f(\vec{x}) = \sum_{j}^{3} m_j f_j(\vec{x}), \qquad (1)$$

где m_j — весовой коэффициент j-го показателя в целевой функции $f(\vec{x})$.

В рассматриваемом случае в целевую функцию (1) входят показатели $\Delta\omega_D$, P_{Dm} и $T_{\text{ГЭД}}$ с варьируемыми сочетаниями весовых коэффициентов m_ω, m_P, m_T. соответственно.

Защиты и ограничения, обеспечивающие нормальной функционирование пропульсивного комплекса, учитываются в виде неравенств типа

$$g_i(\bar{x}) \geq 0, \quad i = 1, \ldots, p, \tag{2}$$

где p — количество ограничений.

Как показали предварительные исследования, рассматриваемая целевая функция — мультимодальная. Поэтому поиск оптимальных решений осуществлялся по специально разработанной процедуре отыскивания глобального оптимума.

Таблица 1. Оптимальные параметры пропульсивных комплексов при многокритериальной оптимизации $f(\bar{x}) = m_\omega \Delta\omega_D(\bar{x}) + m_P P_{Dm}(\bar{x}) + m_T T_{\text{ГЭД}}(\bar{x})$

Параметры	Весовые вклады $m_\omega/m_P/m_T$								Оптим. параметры
	1/0/0	0,6/0,4/0	0,6/0,2/0,2	0,6/0/0,4	0,4/0,6/0	0,33/0,33/0,33	0/1/0	0/0/1	
C_{M16}	8,1	8,1	8,098	8,1	8,1	8,1	8,1	8,1	8,1
C_{M20}	0,894	0,894	0,894	0,894	0,894	0,894	0,894	0,850	0,9
C_{M18}	5,825	5,850	6,283	5,75	5,85	6,3	5,85	5,55	5,5
C_{M17}	0,785	0,785	0,784	0,76	0,785	0,785	0,785	0,66	0,75
C_{G7}	1,809	1,809	1,809	1,809	1,809	1,809	1,809	1,803	1,81
C_{G8}	1,338	1,338	1,325	1,35	1,338	1,325	1,338	0,85	1,1
N_D	3,95	4	3,982	3,95	4	4	4	4	3,9
c_{DR}	1,039	1,039	1,039	1,039	1,039	1,039	1,039	1,045	1,040
$J_{\omega PT0}$	0,9098	0,9133	0,9210	0,9287	0,9151	0,9399	0,9399	0,9399	–
$J_{\omega PTopt}$	0,6894	0,7066	0,7710	0,8288	0,712	0,9129	0,9186	0,9032	–
$J_{\omega PT}$, %	24,2	22,6	16,3	10,7	22,2	2,8	2,3	3,9	–
$\Delta\omega_{D0}$	0,0330	0,0330	0,0330	0,0330	0,0330	0,0330	0,0330	0,0330	–
$\Delta\omega_{D\,opt}$	0,0250	0,0252	0,0255	0,0253	0,0252	0,2555	0,0252	0,0366	–
$\Delta\omega_D$,%	24,2	23,6	22,7	23,3	23,6	22,7	23,6	-10,9	–
P_{Dm0}	0,8103	0,8103	0,8103	0,8103	0,8103	0,8103	0,8103	0,8103	–
$P_{Dm\,opt}$	0,6391	0,6440	0,650	0,648	0,644	0,650	0,6393	0,80	–
P_{Dm}, %	21,1	20,5	19,8	20,0	20,5	19,8	21,1	1,3	–
$T_{\text{ГЭД}\,0}$	0,8903	0,8903	0,8903	0,8903	0,8903	0,8903	0,8903	0,8903	–
$T_{\text{ГЭД}\,opt}$	0,9503	0,9503	0,9403	0,9503	0,9503	0,9403	0,9503	0,8403	–
$T_{\text{ГЭД}}$,%	-6,7	-6,7	-5,6	-6,7	-6,7	-5,6	-6,7	5,6	–

Целевая функция (1) представляет собой сложную систему из алгебраических и дифференциальных уравнений, описывающих переходные режимы работы электроходов, поскольку входящие в нее показатели определяются в результате расчета всего переходного процесса. Поиски локальных оптимумов, находящихся в теле процедуры глобальной оптимизации, были организованы по одному из методов, не использующих производные, — методу деформируемого многогранника. При числе оптимизируемых параметров, равном восьми, этот метод, как показали расчеты, дает минимальное число вычислений целевой функции при приемлемой точности получаемых результатов.

Результаты проведенных оптимизационных расчетов приведены в табл. 1. Здесь для ряда вариантов сочетаний весовых коэффициентов приведены:

- оптимальные сочетания значимых параметров комплекса;
- значения целевой функции при «среднем» и оптимальном вариантах значений параметров;
- значения каждой составляющей ($\Delta\omega_D$, P_{Dm}, $T_{\text{ГЭД}}$) целевой функции для «среднего» и «оптимального» вариантов;
- выигрыш от проведенной оптимизации по каждому показателю.

Оптимальные значения параметров комплекса, полученные по обоим этапам оптимизации, приведены в последнем столбце табл. 1.

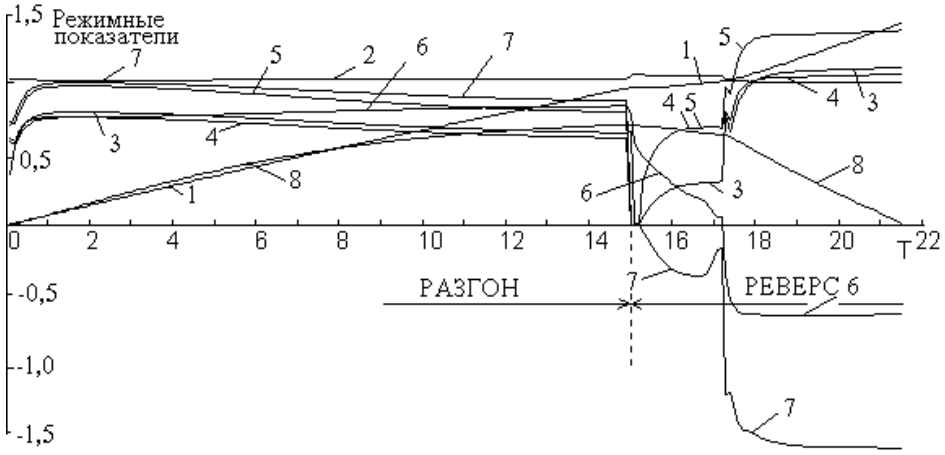


Рис. 1.

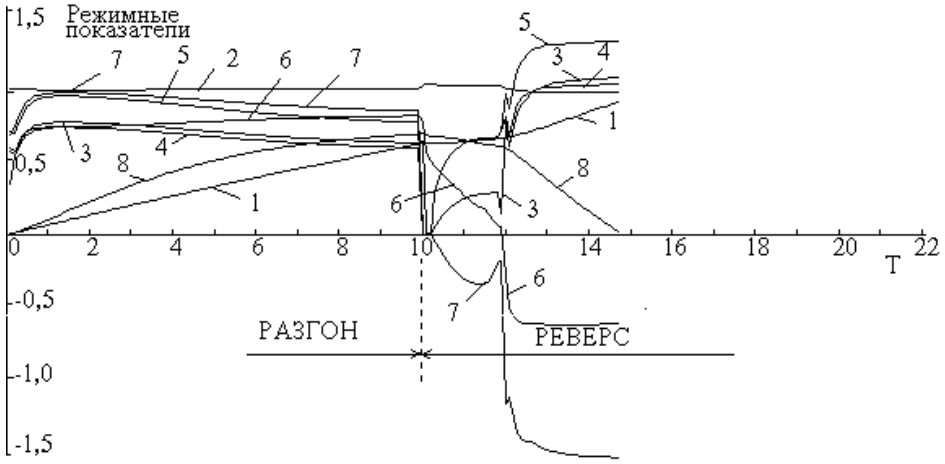


Рис. 2.

В качестве иллюстрации эффективности проведенной параметрической оптимизации, на рис. 1 и рис. 2 приведены законы изменения режимных показателей при выполнении электроходом маневра типа "разгон до $v_{\text{зад.}}$ =0,7 — реверс до v =0". Рис. 1 относится к комплексу со средними значениями параметров, а рис. 2 — к комплексу с оптимальными значениями

параметров (в соответствии с табл. 1). Приведенные на рисунках кривые соответствуют: 1 — затратам энергии по ходу выполнения маневра — W; 2 — угловой скорости вращения первичных двигателей — ω_D; 3 — мощности первичных двигателей — P_D; 4 — току главных генераторов — I_G; 5 — току гребных электродвигателей — I_M; 6 — угловой скорости вращения гребных электродвигателей и винтов — ω_M; 7 — вращающему моменту гребных электродвигателей — $M_{M;}$ 8 — скорости движения электрохода — v.

Сравнение результатов расчетов, приведенных на рис. 1 и рис. 2, дает следующее:

- выигрыш в относительных затратах энергии составляет — 34,3 % ;
- выигрыш в затратах времени составляет — 31,6 % ;
- выигрыш в величине изменения относительной угловой скорости вращения первичных двигателей — 32,5 % ;
- выигрыш в величине максимальной мощности первичных двигателей — 12 %;
- выигрыш в продолжительности реверса гребных винтов — 12,5 %.

Большая, чем ожидалась, эффективность оптимизации обусловлена тем, что в ходе параметрической оптимизации в качестве "начальных" точек брались не средние (как показано на рис. 1), а более близкие к стационарной области, так как это давало заведомо лучшие результаты.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Яровенко В.А. Математическая модель переходных режимов электроэнергетических установок электроходов с асинхронными гребными электродвигателями // Придніпровський науковий вісник. – 1998. – №27. – С. 22-29.

УДК 629.123.03

Писклов В.Т., Заичко С.И.
ОГМА

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ СУДНА-ВЕТРОХОДА В УСЛОВИЯХ МОРСКОГО ВОЛНЕНИЯ

Необратимость процесса истощения мировых запасов невозобновляемых источников энергии и повышение затрат на их добычу приводит к необходимости комплексного использования всех энергетических ресурсов, всемерной их экономии и внедрения энергосберегающих технологий. Экономия топлива на морском флоте, в составе общей проблемы ресурсосбережения, становится актуальной задачей по мере исчерпания топливных запасов и в силу роста их стоимости. Анализ современного состояния и возможных решений указанной проблемы показал, что в последнее время возникло новое направление энергосбережения на флоте — широкое использование нетра-

дициионных возобновляемых источников энергии (НВИЭ) и, в первую очередь, экологически чистой энергии ветра как основного или дополнительного источника движения судов. Данное направление позволило обосновать проекты современных судов, в состав пропульсивных установок которых входит комплекс технических устройств — ветроэнергетическая установка (ВЭУ) для преобразования кинетической энергии ветрового потока в энергию движения судна. Анализ показал, что в состав ВЭУ входят следующие основные элементы: ветропреобразующее устройство (ВУ); информационно-измерительная система (ИИС) параметров ветрового потока; устройство поворота (УП) комплекса мачта-парус; система управления установкой ВУ относительно ветрового потока. Такие суда-ветроходы можно условно разделить на следующие группы [1, 2]:

1. Небольшие парусные суда с автономными ВЭУ, сохраняющие традиционные или незначительно измененные характеристики классического парусного флота, на которых ВУ является основным движителем, а судовая энергетическая установка (СЭУ) применяется для выполнения маневра и в аварийных случаях.

2. Суда-ветроходы со вспомогательными ВЭУ (ВВЭУ), служащими дополнением к СЭУ, в состав которых входят современные типы ВУ, применяющиеся в качестве вспомогательного движителя.

Основной задачей судовождения судов с ВВЭУ, как и обычных, является точное и безопасное управление их движением в соответствии с заданным курсом (или выполнением маневра) при минимальных эксплуатационных затратах.

В настоящее время задачи оценки элементов аэро- и гидродинамики современных морских транспортных судов, оснащенных ВВЭУ, в условиях реальных ветроволновых воздействий еще недостаточно изучены. Исследования показали, что к особенностям аэро- и гидродинамики судна с дополнительным ветродвижением можно отнести [1]:

- наличие начального статического крена, которое приводит к появлению в уравнениях качки традиционных судов ненулевых коэффициентов связи по скоростям и ускорениям между продольными и поперечными видами колебаний;
- ВУ и характеристики управляемого движения влияют на параметры качки комплекса судно - ВВЭУ;
- необходимость учёта характеристик качки комплекса судно - ВВЭУ на морском волнении при оценке АДХ и обосновании законов управления ВУ;
- слабая изученность вопросов остойчивости судов-ветроходов, в связи с чем отсутствуют соответствующие нормативы Морского Регистра и других классификационных обществ, и поэтому нормирование остойчивости судна-ветрохода осуществляется по самым жестким критериям, аналогично пассажирским судам.

При изменении условий плавания действие внешних сил на корпус судна с ветродвижением будет компенсировано изменением углов $\delta_п$ установки ВУ и перекладки руля $\delta_р$ (рис. 1). Уравнения баланса сил и моментов, действующих на судно с ВВЭУ, при этом, могут быть формализованы в общем виде следующим образом:

$$\begin{cases} F_{X\text{п}} + F_{X\text{а}} + F_{X\text{г}} + F_{X\text{р}} + F_{X\text{т}} = 0; \\ F_{Y\text{п}} + F_{Y\text{а}} + F_{Y\text{г}} + F_{Y\text{р}} = 0; \\ M_{Z\text{п}} + M_{Z\text{а}} + M_{Z\text{г}} + M_{Z\text{р}} = 0, \end{cases} \qquad (1)$$

где $F_{X\text{п}}$, $F_{Y\text{п}}$, $M_{Z\text{п}}$ — составляющие аэродинамической силы и момент, возникающие на ВУ; $F_{X\text{а}}$, $F_{Y\text{а}}$, $M_{Z\text{а}}$ — составляющие аэродинамической силы и момент, действующие на надводную часть корпуса судна; $F_{X\text{г}}$, $F_{Y\text{г}}$, $M_{Z\text{г}}$ — составляющие гидродинамической силы сопротивления и момент, возникающие на смоченной поверхности корпуса судна; $F_{X\text{р}}$, $F_{Y\text{р}}$, $M_{Z\text{р}}$ — составляющие гидродинамической силы и момент, возникающие на руле судна; $F_{X\text{т}} = T(1\text{-}t)$, где T — сила тяги винта в свободной воде; t — коэффициент засасывания.

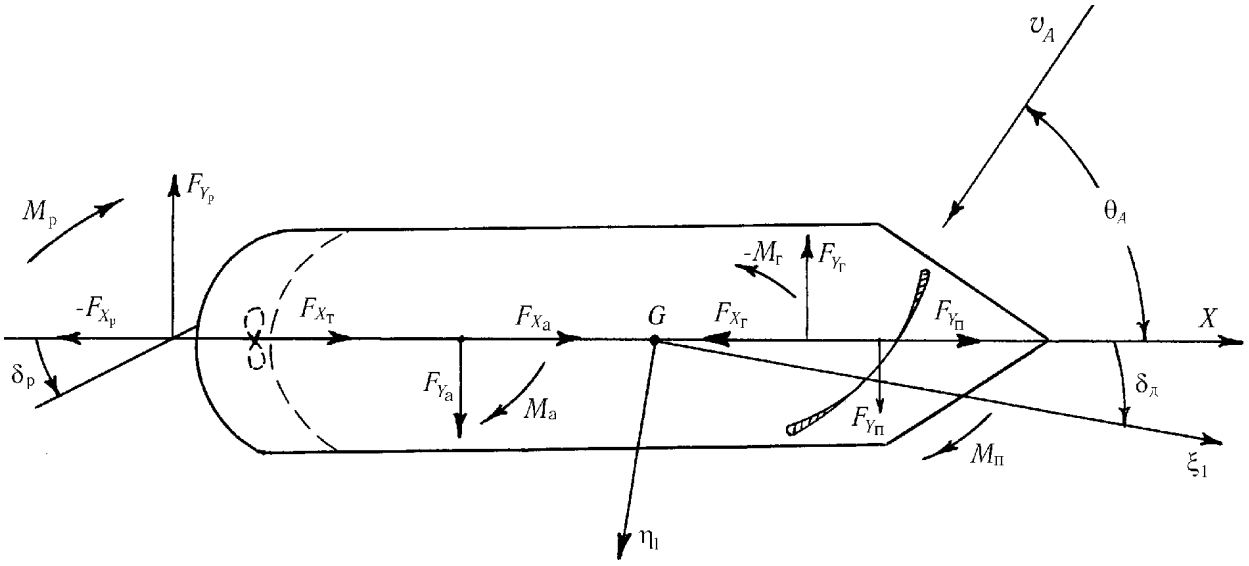


Рис. 1. Действие гидро- и аэродинамических сил на судно с дополнительным ветродвижением: v_A — скорость ветрового потока в условиях качки судна; $\delta_Д$ — угол дрейфа судна; θ_A — угол кажущегося (вымпельного) ветра; $\delta_р$ — угол установки руля судна

Факторами, которые способствуют внедрению на судах в настоящее время ВЭУ (как автономных, так и дополняющих СЭУ), являются:

- достижения в области аэродинамики, позволяющие повысить тяговые характеристики ВУ — как мягкого парусного вооружения (ПВ), так и ветродвижителей (ВД) различных конструкций;
- накопление обширной информации о ветро-волновых режимах мирового океана и достоверность текущих прогнозов, обеспечивающие возможность выбора оптимальных маршрутов судна с учетом факти-

ческой обстановки, а также способствующие повышению регулярности и безопасности эксплуатации ВЭУ;

- развитие приборной и вычислительной техники, позволяющее оптимизировать параметры установки ВУ на судне по отношению к ветровому потоку и повышающее, в свою очередь, эффективность использования ВЭУ в целом;
- создание легких и прочных тканей и других конструкционных материалов, а также малогабаритного комплектующего оборудования, что обеспечивает возможность создания легких автоматизированных конструкций как мягкого ПВ, так и ВД различных типов.

Вместе с тем, для возвращения мягкого ПВ (или применения иных ВД) на современный флот должны быть учтены следующие основные требования, предъявляемые к морскому судну:

- обеспечение безопасности пассажиров, экипажа и перевозимого груза при требуемой скорости;
- обеспечение требуемой скорости доставки пассажиров и груза;
- установка ВУ не должна затруднять погрузочно-разгрузочные операции, а их системы должны обладать высокими аэродинамическими характеристиками (АДХ) при широком использовании диапазона скоростей и направлений ветрового потока;
- управление ВЭУ не должно влиять на численность экипажа, и они должны иметь низкую начальную стоимость, работать при минимальных затратах энергии, обладать высокой ремонтопригодностью.

К основным причинам, сдерживающим применение ветродвижения (основного и вспомогательного) на морском флоте относятся: отсутствие методов обоснования состава, режимов работы и законов управления ВЭУ, учитывающих особенности поведения судов с ветродвижением на реальном морском волнении; отсутствие параметрического ряда эффективно работающего и готового к промышленному выпуску серийного оборудования ВЭУ, отличающегося низкими металло- и энергоемкостью, начальной стоимостью, а также готовностью к автоматизации управлением; недостаточная изученность вопросов влияния применения ВВЭУ на технико-эксплуатационные характеристики, режимы работы и эффективность использования элементов судовых пропульсивных установок (СПУ); отсутствие экономического механизма, стимулирующего использование НВИЭ, и в частности, энергии ветра на морском флоте; недостаточное внимание к экологическому ущербу, наносимому энергоустановками на традиционном топливе.

Решение указанных проблем применительно к ВВЭУ связано, как показал анализ, с проведением теоретических и экспериментальных научных комплексных исследований по следующим направлениям:

1. Разработка метода обоснования элементов ВВЭУ с позиций современных тенденций развития судового оборудования, учитывающих влияние внешних условий эксплуатации при оценке нагрузочных характеристик,

обеспечение минимального уровня трудо- и энергозатрат на обслуживание, а также такие основные требования, как надёжность, работоспособность, безотказность, ремонтопригодность и долговечность.

2. Обоснование рациональных режимов работы и оценка характера влияния ВВЭУ на поведение судна, технико-эксплуатационные характеристики и режимы работы элементов его пропульсивной установки, рулевой машины, а также параметры настройки авторулевого.

Ранее уже отмечалось, что обобщения и анализ результатов работ отечественных и зарубежных авторов, связанных с первым направлением, позволяют заключить, что ВУ — ответственный элемент. Известно, что мягкие и жесткие паруса, аэродинамические профили (крылья) с постоянной или изменяемой формой поперечного сечения, аэродинамические профили с закрылками и предкрылками, устройства с регулируемым пограничным слоем объединяет один принцип — при обтекании их потоком воздуха возникает сила реакции, направленная под углом к потоку, а для движения судна используют проекцию этой силы на направление движения.

В настоящее время достигнуты определенные результаты в создании новых материалов и технологии изготовления из них как мягкого ПВ классического типа, так и ВД современных конструкций. Решения задач моделирования АДХ ВУ перспективных типов, обоснования обобщенных показателей их эффективности и законов управления ими с учетом особенностей поведения, а также оценки параметров качки судов с ветродвижением на морском волнении различной интенсивности способствуют внедрению ВВЭУ. Однако, эффективность современных ВУ оценивается, как правило, их АДХ без учёта особенностей поведения судна-ветрохода на морском волнении.

АДХ ВУ определяют по результатам их испытаний в аэродинамической трубе и представляют в виде зависимостей безразмерных коэффициентов аэродинамических сил лобового сопротивления C_x, подъёмной C_y, а также момента C_m от угла α атаки ВУ воздушным потоком. С целью наглядности АДХ отражают графически — зависимость C_y (C_x) с отметкой на кривой углов атаки. Такую графическую зависимость называют полярой Лилиенталя или просто полярой (рис. 2, *а*) [1-6].

На рис 2,*а*: $v_в$, $v_и$, θ_A, $\theta_и$ — соответственно скорости кажущегося (вымпельного), истинного ветра, направление кажущегося, истинного ветра без учёта качки комплекса судно-ВВЭУ на морском волнении; $\delta_п = \theta_A - \alpha$ — угол установки ВУ; v_s — скорость движения судна; $G\xi_1\eta_1\zeta_1$ — система координат, связанная с центром тяжести судна и остающаяся во время его движения параллельной неподвижной в пространстве системе координат $G\xi\eta\zeta$, не представленной на рисунке; R — результирующая аэродинамическая сила на ВУ; $\delta_A = \operatorname{arcctg} C_{y\max}/C_{x_1}$ — угол аэродинамического сопротивления, характеризующий аэродинамическое качество ВУ, где C_{x_1} — коэффициент сопротивления, соответствующий $C_{y\max}$.

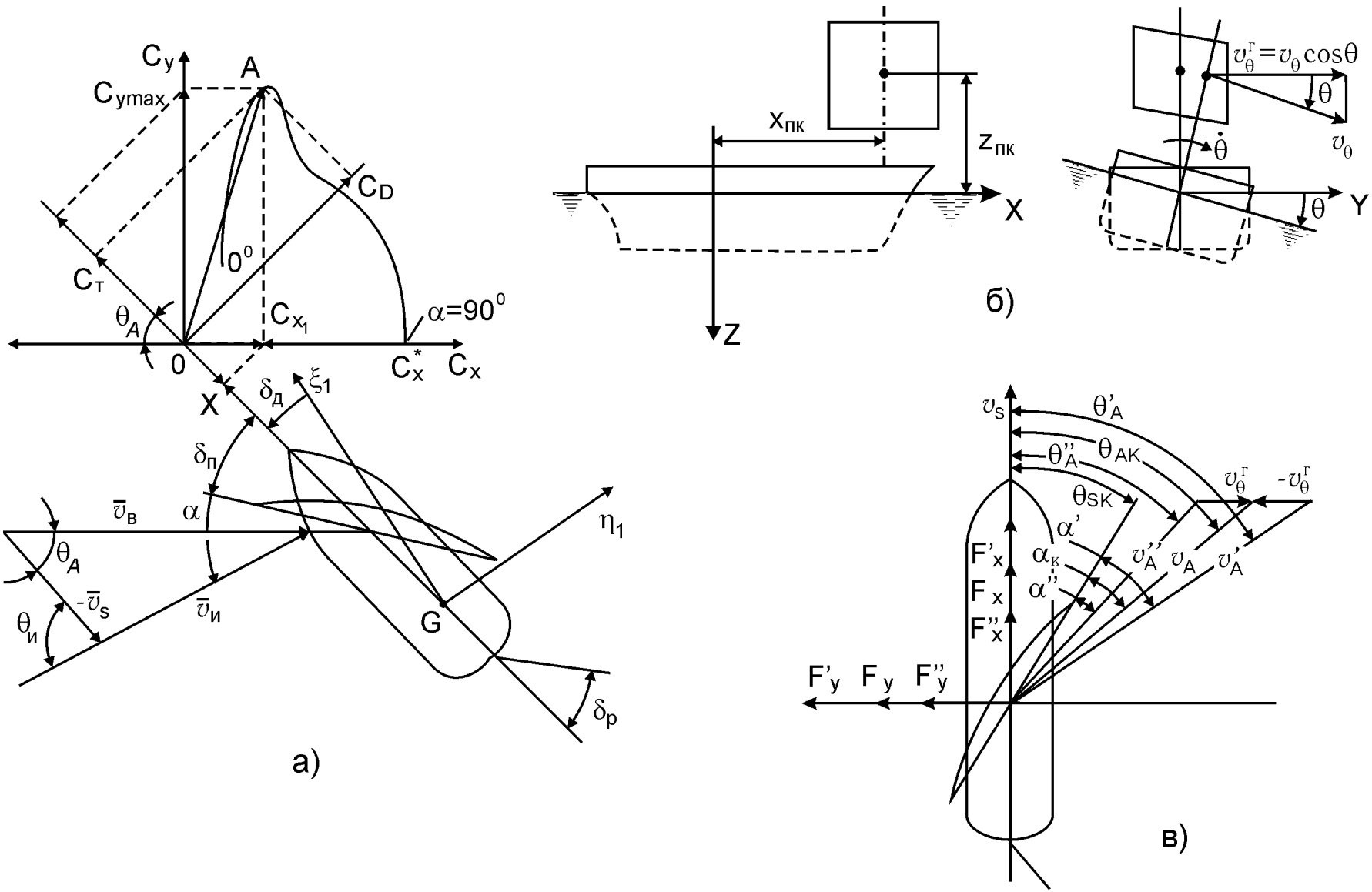


Рис. 2. Аэродинамические характеристики ветродвижителей и определение их влияния на поведение судна - ветрохода на морском волнении

Взаимосвязь указанных выше аэродинамических сил и соответствующих им коэффициентов устанавливается следующим выражением:

$$F = 0{,}5 C_i \rho s_{\text{п}} v_{\text{в}}^2, \qquad (2)$$

где F — величина аэродинамической силы; C_i — аэродинамический коэффициент соответствующей силы; ρ — плотность воздуха; $s_{\text{п}}$ — рабочая площадь ВУ.

Тогда, в соответствии с рис. 2,*а* аэродинамические коэффициенты сил тяги T и дрейфа D могут быть представлены следующими зависимостями от аэродинамических коэффициентов сил сопротивления X и подъемной Y:

$$C_T = C_y \alpha_A \sin\theta_A - C_x \alpha_A \cos\theta_A; \qquad (3)$$

$$C_D = C_y \alpha_A \cos\theta_A + C_x \alpha_A \sin\theta_A. \qquad (4)$$

На основании вышеизложенного можно заключить, что возникает необходимость в разработке метода комплексной оценки технико-эксплуатационных характеристик ВД различных типов, учитывающего поведение комплекса судно-ВВЭУ на морском волнении различной интенсивности, с целью обоснования наиболее эффективных.

Анализ АДХ ВД различных типов показывает, что «рабочими ветрами» будут ветры боковых направлений, а бортовая качка существенно влияет на эффективность применения как ВД, так и ВВЭУ в целом вследствие изменения скорости и направления ветрового потока за период качки. Воспользуемся рис. 2,*б*,*в*, из которого следует, что ВУ состоит из N ВД, каждый площадью $s_{\text{п}k}$ (k=1…N) и расположен на расстоянии $x_{\text{п}k}$ от начала принятой системы координат $GXYZ$, неразрывно связанной с судном. При этих условиях поперечная сила F_y и продольная сила (сила тяги) F_x на корпусе судна, обусловленные установкой ВД, определятся с учётом зависимостей (1) – (4) из следующих уравнений (рис. 2, б, *в*):

$$F_y(t) = -0{,}5\rho v_A^2(t) s_{\text{п}} C_y(\alpha(t))\cos\theta_A(t) + C_x(\alpha(t))\sin\theta_A(t); \qquad (5)$$

$$F_x(t) = 0{,}5\rho v_A^2(t) s_{\text{п}} C_y(\alpha(t))\sin\theta_A(t) - C_x(\alpha(t))\cos\theta_A(t), \qquad (6)$$

где ρ — плотность воздуха; θ — угол крена судна; $\alpha(t) = \theta_A(t) - \theta_S$ — угол атаки ВД к ветровому потоку; θ_s — задаваемый угол установки ВД в начальный момент времени;

$$v_A(t) = \left[v_{\text{в}}^2 + v_\theta(t)\cos\theta^2 + 2 v_\theta v_{\text{в}} \cos\theta \cdot \sin\theta_A\right]^{1/2} — \qquad (7)$$

текущее значение скорости вымпельного ветрового потока при бортовой качке, складывающееся из значений скорости вымпельного ветра $v_{\text{в}}$ в условиях тихой воды и горизонтальной составляющей линейной скорости v_θ^{Γ} колебаний динамического центра парусности судна;

$$\theta_A(t) = \theta_A \begin{cases} +\Delta\theta_A \\ -\Delta\theta_A \end{cases} sign\,\omega_{\text{п}}\dot{\theta}, \text{при} \quad \begin{matrix} 0^\circ \le \theta_A < 90^\circ \\ 90^\circ < \theta_A \le 180^\circ \end{matrix} \quad (8)$$

текущее значение угла вымпельного ветра;

$$\Delta\theta_A = \arccos\left(v_A^2 + v_{\text{в}}^2 - v_\theta^2\right) / 2v_A v_{\text{в}}; \quad (9)$$

$$v_{\text{в}} = \left(v_s^2 + v_{\text{и}}^2 + 2v_s v_{\text{и}} \cos\theta_{\text{и}}\right)^{1/2}. \quad (10)$$

Обоснование таких элементов ВЭУ, как ИИС параметров ветрового потока и УП комплекса "мачта-парус", представлено в работе [1]. По мере накопления результатов исследований и создания соответствующей базы данных будут выработаны подходы и даны рекомендации, связанные с эффективной эксплуатацией комплекса судно - ВВЭУ в различных ветро-волновых условиях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Писклов В.Т. Вспомогательная ветроэнергетическая установка морского судна. – М.: Транспорт, 1993. – 144 с.
2. Миюсов М.В. Режимы работы и автоматизация пропульсивного комплекса теплохода с ветродвижителями. – Одесса: ОГМА; ОКФА, 1996. – 256 с.
3. Крючков Ю.С., Лапин В.И. Парусные катамараны. – Л.: Судостроение, 1967. – 200 с.
4. Крючков Ю.С., Перестюк И.Е. Крылья океана. – Л.: Судостроение, 1983. – 256 с.
5. Махрай Ч. Теория плавания под парусами. – М.: Физкультура и спорт, 1970. – 408 с.
6. Endo Y., Namura H. Kusumoto K. Power Gain by Sails on Sail Equipped Small Tanker // Nippon Kokan Technical Report. – 1982. – 35. – P. 103-113.

УДК 621.431.74

Бойко П.В., Конаков Г.А.
ОГМА

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ КОСВЕННЫМ МЕТОДОМ

В различных правилах технической эксплуатации судовых дизелей для теплотехнических партий и судового экипажа рекомендуется определять эффективную N_e, индикаторную N_i мощности дизеля и механический кпд η_m по результатам стендовых испытаний и замеров частоты вращения вала n и часового расхода топлива $B_ч$ на испытываемых режимах работы дизеля. Для этого, по результатам стендовых испытаний дизеля, определяется отношение

$\frac{B_ч}{n}$, среднее эффективное давление $p_e = \frac{60N_e}{V_s izn}$ и строится график зависимости $p_e = f\frac{B_ч}{n}$.

Используя этот график по результатам теплотехнических испытаний, или эксплуатационных измерений определяют эффективную, индикаторную мощности и механический КПД дизеля в следующей последовательности:

- замеряют частоту вращения вала n (мин$^{-1}$) и часовой расход топлива $B_ч$ (кг/ч);
- вычисляют отношение $\frac{B_ч}{n}$ и по графику $p_e = f\frac{B_ч}{n}$ определяют соответствующее значение среднего эффективного давления p_e (кПа);
- по формуле

$$N_e = \frac{V_s}{60} izn p_e, \text{ (кВт)}$$

определяют эффективную мощность дизеля;

- по номинальным результатам стендовых испытаний подсчитывают коэффициент трения

$$K_m = \frac{N_{iн} - N_{eн}}{n},$$

который принимают постоянным для всех режимов работы дизеля;

- мощность трения во время теплотехнических испытаний вычисляют по формуле

$$N_m = K_m n, \text{ (кВт);}$$

- определяют индикаторную мощность дизеля

$$N_i = N_e + N_m \text{ (кВт);}$$

- находят механический КПД дизеля

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}.$$

В этой методике определение N_e, N_i и η_m дизеля при испытаниях требует измерения двух величин n, $B_ч$ и предполагается, что изменение p_e при изменении частоты вращения вала n строго соответствует квадратичному закону, что не согласуется с работой дизеля на гребной винт в реальных эксплуатационных условиях и приводит к погрешности оценки N_e. Кроме этого принимается линейный характер изменения мощности трения N_m, что приводит к ошибочной оценке механического кпд η_m и индикаторной мощности N_i.

Определение N_e, N_i и η_m дизеля при испытаниях может быть произведено по базовым (стендовым, или нормировочным) номинальным их значениям и замеренной частоте вращения n вала.

При работе дизеля на гребной винт его относительная эффективная мощность может быть представлена зависимостью

$$\frac{N_e}{N_{e\text{н}}} = \left(\frac{n}{n_\text{н}}\right)^m, \tag{1}$$

где m — показатель степени, зависящий от винтовой характеристики, по которой работает дизель. Для стендовой винтовой характеристики m=3.

Замеры режимных показателей дизеля при его испытаниях на судне производятся обычно, когда движение судового комплекса установившееся, т.е. $\frac{v}{n}$ = const. В этом случае, в зависимости от осадки судна, состояния корпуса и гребных винтов, дизель работает по одной из винтовых характеристик, определяемых условием постоянства относительной поступи гребного винта λ_p = const.

Пренебрегая относительной величиной механических потерь в валопроводе – передаче, относительную эффективную мощность дизеля можно представить в виде

$$\frac{N_e}{N_{e\text{н}}} = \frac{k_2}{k_{2\text{н}}}\left(\frac{n}{n_\text{н}}\right)^3, \tag{2}$$

где $k_{2\text{н}}$, k_2 — коэффициенты момента гребного винта на номинальном и замеряемом режимах работы дизеля, зависящие от относительной поступи винта.

Относительную мощность механических потерь в двигателе можно представить степенной зависимостью

$$\frac{N_m}{N_{m\text{н}}} = \left(\frac{n}{n_\text{н}}\right)^\beta, \tag{3}$$

в которой

$$\left(\frac{n}{n_\text{н}}\right)^\beta = \frac{1}{3}\left(1 + 2\frac{n}{n_\text{н}}\right)\frac{n}{n_\text{н}}. \tag{4}$$

Следует отметить, что выражение (4) в какой то мере учитывает механические потери в валопроводе — передаче.

Если из равенств (1), (2) выразить

$$\frac{k_2}{k_{2\text{н}}} = \left(\frac{n}{n_\text{н}}\right)^{m-3} \tag{5}$$

и принять $m-\beta=2\left(\frac{n}{n_{\text{н}}}\right)$, что хорошо согласуется с результатами испытаний судовых комплексов, то, подставляя $m-\beta=2\left(\frac{n}{n_{\text{н}}}\right)$ в выражение (5), а последнее в равенство (2), эффективная мощность дизеля в зависимости от частоты вращения его вала будет

$$N_e=\frac{N_{e\text{н}}}{3}\left(1+2\frac{n}{n_{\text{н}}}\right)\left(\frac{n}{n_{\text{н}}}\right)^{\left(1+2\frac{n}{n_{\text{н}}}\right)}. \qquad (6)$$

Более точный результат подсчета эффективной мощности можно получить, если вместо формулы (4) относительной мощности механических потерь использовать ее в виде

$$\left(\frac{n}{n_{\text{н}}}\right)^{\beta}=\left(a+b\frac{n}{n_{\text{н}}}\right)\frac{n}{n_{\text{н}}}, \qquad (7)$$

где a и b — постоянные коэффициенты, определяемые по данным стендовых испытаний.

Тогда выражение эффективной мощности дизеля в зависимости от частоты вращения его вала будет иметь вид

$$N_e=N_{e\text{н}}\left(a+b\frac{n}{n_{\text{н}}}\right)\left(\frac{n}{n_{\text{н}}}\right)^{\left(1+2\frac{n}{n_{\text{н}}}\right)}. \qquad (8)$$

Среднее эффективное давление, определяется по выражению

$$p_e=\frac{p_{e\text{н}}}{3}\left(1+2\frac{n}{n_{\text{н}}}\right)\left(\frac{n}{n_{\text{н}}}\right)^{2\frac{n}{n_{\text{н}}}}. \qquad (9)$$

Механический КПД подсчитывается по формуле [1]

$$\eta_m=\frac{1}{1+\left(\frac{n}{n_{\text{н}}}\right)^{2\frac{n}{n_{\text{н}}}}\left(\frac{1-\eta_{m\text{н}}}{\eta_{m\text{н}}}\right)} \qquad (10)$$

и индикаторная мощность дизеля

$$N_i=\frac{N_e}{\eta_m}. \qquad (11)$$

Для сопоставления предлагаемого метода определения мощности дизеля с ее оценкой по замеренным $B_ч$ и n произведем их сравнение с результатами нормировочных испытаний дизеля 6RD56 "Зульцер" на теплоходе дедвейтом 5250 т., при которых мощность определялась индицированием цилиндров.

Дизель 6RD56 имеет следующие стендовые номинальные показатели: $N_{eн}$ = 3676 кВт; $n_н$ = 170 мин$^{-1}$, $p_{eн}$ = = 878,1 кПа; $\eta_{mн}$ = 0,883; $B_{чн}$ = = 781,75 кг/ч.

На рис. 1 представлен график зависимости $p_e = f\dfrac{B_ч}{n}$, построенный по результатам стендовых испытаний дизеля.

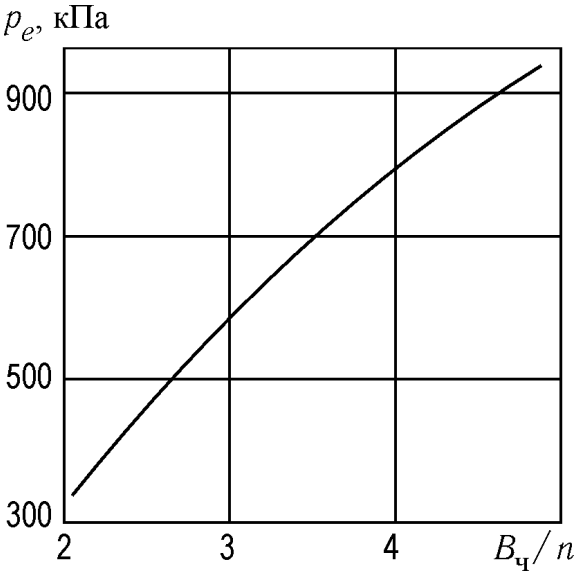


Рис. 1. График зависимости $p_e = f(B_ч/n)$, построенный по результатам стендовых испытаний дизеля 6RD56

В таблице приведены результаты нормировочных испытаний дизеля 6RD56, определения мощности дизеля при замерах $B_ч$ и n и по предлагаемой методике, а также величина погрешности в первом и втором случаях.

Таблица. Результаты нормировочных испытаний и определения мощности дизеля 6RD56 по замерам $B_ч/n$ и n

Режимные показатели и расчетные величины	Ед. изм.	Режимы					
		1	2	3	4	5	6
		Нормировочные испытания					
n	мин$^{-1}$	129,5	150	160,5	163	163,6	168
$B_ч$	кг/ч	365	532	652	703	708	736
N_i	кВт	1892	2751	3371	3664	3685	3924
		Определение мощности по $B_ч$ и n					
$B_ч/n$		2,818	3,547	4,062	4,313	4,328	4,381
p_e	кПа	505	670	765	810	812	832
N_e.	кВт	1610	2475	3024	3251	3271	3443
K_m		2,864	2,864	2,864	2,864	2,864	2,864
N_m	кВт	370,9	429,6	459,7	466,8	468,5	481,1
N_i	кВт	1980,9	2904,6	3483,7	3717,8	3739,5	3924,1
η_m		0,813	0,852	0,868	0,874	0,875	0,877
ΔN_i	%	+4,69	+5,58	+3,34	+1,47	+2,0	-
		Определение мощности по n					
N_e.	кВт	1556	2397	2997	3162	3203	3521
η_m		0,832	0,858	0,871	0,874	0,875	0,881
N_i	кВт	1870	2793	3440	3618	3661	3996
ΔN_i	%	-1,15	+1,54	+2,0	-1,26	-0,65	+1,8

Как следует из таблицы, определение мощности дизеля по замерам $B_ч$/ n и только n дает примерно одинаковые результаты. Большая погрешность при определении мощности по $B_ч$ и n на низких частотах вращения вала объясняется представлением в этом методе мощности механических потерь линейной функцией частоты вращения и погрешностью оценки p_e по графической зависимости.

Предлагаемый метод определения мощности по замерам частоты вращения вала n прост, удобен при расчетах и дает погрешность в пределах 2 %. Он может быть использован как при теплотехнических испытаниях, так и при контроле работы дизеля в эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Конаков Г.А. Механический кпд двигателей внутреннего сгорания на частичных режимах // Судовая энергетика. – № 1. – 1993. – С. 25-26.

УДК 621.313.322

Абудура Салам
ОГМА

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА В ДИЗЕЛЕ ПРИ НАГРУЖЕНИИ РЕЗЕРВНОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Двигатель внутреннего сгорания не должен эксплуатироваться на режимах, при которых теплонапряжённость деталей цилиндро-поршневой группы превосходит допускаемую. В связи с этим при разработке математической модели процесса оптимального нагружения судового резервного дизель-генератора необходимо моделирование теплообмена в цилиндре дизеля, позволяющее оценить уровень теплонапряжённости в стенках и, кроме того, установить, не превосходит ли температура на внутренних поверхностях цилиндровой втулки допускаемую на принятом режиме нагружения.

Тепловое состояние дизеля оценивают по косвенным показателям, в качестве которых используют температуру охлаждающей жидкости и отработанных газов., значения температур деталей цилиндро-поршневой группы в местах, доступных для измерения, среднее индикаторное давление и положение указателя подачи топлива, плотность теплового потока в охлаждающую жидкость, условный параметр теплонапряжённости. Важным показателем процессов теплообмена являются температуры среды и поверхностей, участвующих в теплопередаче, особенно средняя результирующая температура газа в цилиндре по теплопередаче $T_{г.рез}$ — температура, при которой стенке цилиндра за цикл отдаётся такое же количество теплоты, как и при действительном пульсирующем изменении температуры, и среднее за цикл значение коэффициента теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_{г.ср}$.

В.С. Семёнов предложил эмпирические зависимости [1], позволяющие определять результирующую температуру газа за цикл (К) и средний за цикл коэффициент теплопередачи от газов к стенке $\left(\frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}\right)$ в зависимости от режимных показателей работы четырёхтактного дизеля.

$$T_{\text{г.рез}} = T_a\left[1{,}74 + 9{,}3 \cdot 10^{-4}\left(\frac{p_i b_i T_s}{p_s} \cdot \frac{\varepsilon_{\text{се}} - 1}{\varepsilon_{\text{се}}}\right)^{1{,}25}\right], \quad (1)$$

$$\alpha_{\text{г.ср}} = \sqrt{\frac{C_m p_a T_a}{D_{\text{ц}}}}\left[3{,}88 + 10^{-5}\left(\frac{p_i b_i T_s}{p_s} \cdot \frac{\varepsilon_{\text{се}} - 1}{\varepsilon_{\text{се}}}\right)^2\right] \cdot 10^{-4}, \quad (2)$$

где p_a, T_a — давление, кПа, и температура, К, в начале сжатия; p_s, T_s — давление, кПа, и температура, К, в ресивере; p_i — среднее индикаторное давление, кПа; b_i — удельный индикаторный расход топлива, кг/(кВт·ч); $D_{\text{ц}}$ — диаметр цилиндра, м; $\varepsilon_{\text{се}}$ — эффективная степень сжатия; C_m — средняя скорость поршня, м/с.

Зависимости (1) и (2) значительно усложняют модель процесса оптимального нагружения, т.к. требуют для каждого режима знания параметров рабочего процесса в цилиндре дизеля. Моделирование процесса теплообмена в цилиндре дизеля, принимая эмпирические зависимости $T_{\text{г.рез}}$ и $\alpha_{\text{г.ср}}$ В.С. Семёнова за расчётные и имея для конкретного дизеля экспериментальную зависимость $T_{\text{г.рез}} = f_1\left(\frac{N_e}{N_{e\text{н}}}\right)$, можно с достаточной степенью точности свести к математическим моделям $T_{\text{г.рез}} = f_1\left(\frac{N_e}{N_{e\text{н}}}\right)$; $T_{\text{г.рез}} = f_2\left(\frac{\lambda_{\text{ст}}}{\alpha_{\text{г.ср}}}\right)$ и получить $\alpha_{\text{г.ср}} = f_3(\lambda_{\text{ст}}, T_{\text{г.рез}})$. Так, для вспомогательного дизеля 8-ВАН-22 на рис. 1 построены по результатам расчёта по формуле (1) расчётная и экспериментальная кривые зависимости $T_{\text{г.рез}} = f_1\left(\frac{N_e}{N_{e\text{н}}}\right)$.

В табл. 1 приведены величины, необходимые для разработки математической модели, полученные в результате расчёта и эксперимента.

Для построения математической модели процесса теплообмена в дизеле 8-ВАН-22 при нагружении сравниваем на рис. 1 результаты расчёта и эксперимента в семи точках, оцениваем максимальную по модулю ошибку и устанавливаем, что в качестве аппроксимирующей зависимости следует выбрать дробно-рациональную функцию вида

$$y_i = \frac{1}{ax_{iN} + b}. \quad (3)$$

Таблица 1. Расчётные и экспериментальные данные для определения результирующей температуры газа за цикл в зависимости от нагрузки дизеля

i	1	2	3	4	5
$x_{iN} = \frac{N_e}{N_{ен}}$	0,25	0,50	0,75	1,0	1,25
x_{iN}^2	0,0625	0,25	0,5625	1,0	1,875
$y_i = T_{г.рез}$	630	705	800	935	–
$y_{i_{расч}} = T_{г.рез_{расч}}$	629	705	802	931	–
$y_{i1} = \frac{1}{y_i}$	$1{,}587\cdot10^{-3}$	$1{,}418\cdot10^{-3}$	$1{,}25\cdot10^{-3}$	$1{,}0695\cdot10^{-3}$	$5{,}324\cdot10^{-3}$
$x_{iN}\cdot y_{i1}$	$3{,}968\cdot10^{-4}$	$7{,}092\cdot10^{-4}$	$9{,}375\cdot10^{-4}$	$10{,}695\cdot10^{-4}$	$3{,}113\cdot10^{-3}$

Введя новую переменную $y_{i1}=1/y_i$, значения которой приведены в табл. 1, из предыдущего равенства получаем

$$y_{i1} = ax_{iN} + b. \tag{4}$$

Чтобы все точки расчётной кривой (рис. 1) лежали близко к экспериментальной необходимо соблюдать равенство

$$y_{i1} - ax_{iN} - b = 0, \tag{5}$$

т.е. необходимо коэффициенты a и b выбирать так, чтобы функция

$$\sigma(a,b) = \sum_{i=1}^{4} \left(y_{i1} - ax_{iN} - b\right)^2 \tag{6}$$

принимала наименьшие значения [2].

В соответствии с рекомендациями использования метода наименьших квадратов для отыскания наименьшего значения этой функции найдём её частные производные и приравняем их нулю:

$$\begin{aligned} \frac{\partial\sigma}{\partial b} &= 2\sum_{i=1}^{4}\left(y_{i1} - ax_{iN} - b\right)\cdot(-1) = 0; \\ \frac{\partial\sigma}{\partial a} &= 2\sum_{i=1}^{4}\left(y_{i1} - ax_{iN} - b\right)\cdot(-x_{iN}) = 0. \end{aligned} \tag{7}$$

Использовав данные табл. 1 и уравнения (7) для дизеля 8-ВАН-22 можно записать:

$$2{,}5a + 4b = 5{,}324\cdot10^{-3},$$

$$1{,}875a + 2{,}5b = 3{,}113\cdot10^{-3},$$

откуда находим a=–$0{,}687\cdot10^{-3}$; b=$1{,}761\cdot10^{-3}$.

В результате искомая функциональная зависимость будет иметь вид:

$$T_{\text{г.рез}} = \frac{10^3}{1{,}761 - 0{,}687\dfrac{N_e}{N_{e\text{н}}}}. \qquad (8)$$

Относительную мощность дизеля через результирующую температуру можно выразить из формулу (8) в виде

$$\frac{N_e}{N_{e\text{н}}} = 2{,}562 - \frac{1455}{T_{\text{г.рез}}}. \qquad (9)$$

Аналогично, для конкретного дизеля можно построить математическую модель зависимости $T_{\text{г.рез}} = f_2\left(\dfrac{\lambda_{\text{ст}}}{\alpha_{\text{г.ср}}}\right)$.

Результаты расчёта $\alpha_{\text{г.ср}}$ по формуле (2) и $\lambda_{\text{ст}}/\alpha_{\text{г.ср}}$, при коэффициенте теплопроводности стали $\lambda_{\text{ст}} = 52\cdot10^{-3}$ кВт/(м·К), представлены в табл. 2.

Таблица 2. Расчётные и экспериментальные данные для определения процессов температуро- и теплопроводности в цилиндро-поршневой группе дизеля в зависимости от нагрузки дизеля

i	1	2	3	4	5
$x_{iN} = \dfrac{N_e}{N_{e\text{н}}}$	0,25	0,50	0,75	1,0	2,5
$y_{i\alpha} = \dfrac{\lambda_{\text{ст}}}{\alpha_{\text{г.ср}}}$, м	0,109	0,104	0,097	0,0852	0,325
$x_{i\alpha}^2$	0,01188	0,01081	0,00941	0,0722	0,03932
$y_i = T_{\text{г.рез}}$	630	705	800	935	3070
$y_{i_{\text{расч}}} = T_{\text{г.рез}_{\text{расч}}}$	633	704	792	941	–
$x_{iN} \cdot y_{i1}$	63,670	73,320	77,600	79,475	299,065

Проведя, аналогично предыдущим, оценки абсолютных ошибок в семи точках кривых (рис. 1), заключаем, что искомая эмпирическая зависимость определится линейной функцией

$$y_i = a_1 x_{i\alpha} + b. \qquad (10)$$

Для линейной функции параметры a и b определятся из выражений (7), которые представим несколько в иной форме:

$$a\sum_{i=1}^{4} x_{i\alpha}^2 + b\sum_{i=1}^{4} x_{i\alpha}^2 = \sum_{i=1}^{4} x_{i\alpha} y_{i\alpha};$$

$$a\sum_{i=1}^{4} x_{i\alpha}^2 + 4b = \sum_{i=1}^{4} y_i .$$

В нашем случае для дизеля 8-МАН-22 из табл. 2 имеем

$$0{,}03932a + 0{,}395b = 299{,}065,$$

$$0{,}395a + 4b = 3070,$$

откуда a=–12619,7; b=2013,7 и тогда

$$T_{\text{г.рез}} = 2013{,}7 - 12619{,}7\frac{\lambda_{\text{ст}}}{\alpha_{\text{г.ср}}}. \qquad (11)$$

Среднее за цикл значение коэффициента теплоотдачи от газов к стенке через находим по выражению (11)

$$\alpha_{\text{г.ср}} = 12619{,}7\frac{\lambda_{\text{ст}}}{2013{,}7T_{\text{г.рез}}}. \qquad (12)$$

Проведенный эксперимент численного моделирования процесса оптимального нагружения судового резервного дизель-генератора показал, что относительная погрешность такой аппроксимации $T_{\text{г.рез}}$ и $\alpha_{\text{г.ср}}$ не превышает 1 %, что вполне позволяет рекомендовать использовать его при разработке математической модели управления процессом нагружения дизель-генератора.

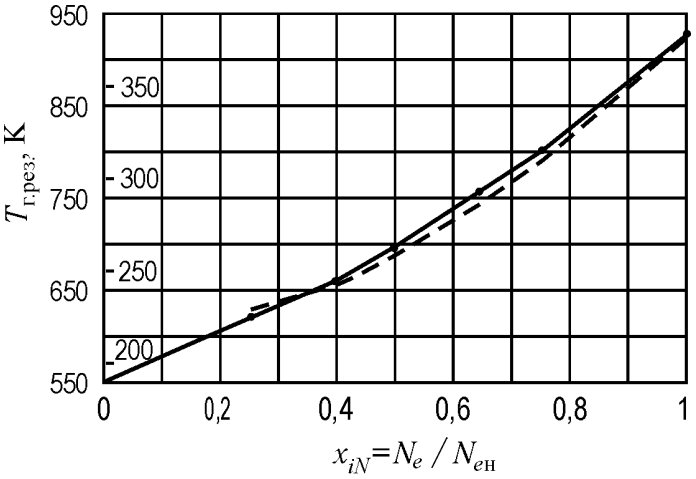


Рис. 1. Зависимость $T_{\text{г.рез}}$ от режима нагружения дизель-генератора 8-ВАН-22: 1 — расчётная; 2 — экспериментальная

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Семёнов В.С. Теплонапряжённость и долговечность цилиндро-поршневой группы судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1977. – 182 с.
2. Марчук Г.И. Методы вычислительной математики. – М.: Наука, 1977. – 608 с.

УДК 621.436.038

Половинка Э.М.
ОГМА

ВЛИЯНИЕ СПОСОБА ЗАПИРАНИЯ ФОРСУНКИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВОПОДАЧИ СУДОВОГО СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Повышение требований к экономическим и экологическим характеристикам дизелей ставит задачу оценки различных путей управления топливоподачей и рабочим процессом. Достаточно простым и эффективным средст-

вом влияния на характеристики впрыскивания топлива является изменение усилия запирания иглы форсунки. Выбор оптимального значения этого параметра для различных условий использования двигателя может быть существенным резервом улучшения его характеристик.

Рациональным способом управления давлением подъёма иглы форсунки является применение гидравлического запирания.

Положительными сторонами использования гидрозапорных форсунок (ГЗФ) является улучшение экономичности на частичных режимах, снижение минимально устойчивых частот вращения на холостом ходу, улучшение скоростной характеристики топливной системы и стабильности цикловых подач, увеличение срока службы распылителей. Вместе с тем системы с ГЗФ имеют и недостатки. Главный из них – снижение надёжности топливной аппаратуры.

Целью исследования, результаты которого приведены в данной статье, являлось расширение информации об особенностях использования ГЗФ на среднеоборотных судовых дизелях.

При проведении испытаний ставились следующие задачи:

- получить сравнительные данные параметров впрыскивания дизельного и моторного топлива при использовании ГЗФ;
- сопоставить полученные результаты с параметрами впрыскивания для форсунок с механическим запиранием иглы (МФ);
- оценить влияние вязкости запирающей жидкости на процесс топливоподачи;
- изучить влияние давления запирания на характеристики впрыскивания.

Опыты проведены на системе топливоподачи, укомплектованной ТНВД, с плунжером диаметром 16 мм и ходом 16 мм. Для распылителя форсунки с девятью сопловыми отверстиями диаметром 0,35 мм под углом 140° и одним центральным диаметром 0,20 мм предусматривалось номинальное давление открытия 20,6 МПа.

В системе запирания применён ТНВД с ходом плунжера 12 мм и диаметром плунжера 16 мм.

В опытах использовано дизельное и моторное топливо. Дизельное топливо — вязкостью ν_{50} = 3,1 сСт и плотностью ρ_{20} = 0,830 г/см^3 при 20 °С. Моторное топливо имело такие характеристики: ν_{50} = 25,4 сСт, ρ_{20} = 0,914 г/см^3 при 20 °С.

Эксперимент проведен при неизменной частоте вращения кулачкового вала (n = 250 мин$^{-1}$) и различном положении рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД), что соответствует работе двигателя по нагрузочной характеристике. В судовых условиях это характерные условия использования данного класса дизелей. Положение рейки ТНВД изменялось от упора (m = 33,5 мм) до выхода, соответствующего минимально устойчивой подаче (m = 5 мм). Моторное топливо подогревалось до 85 °С, при которой его вязкость составляла 8,7 сСт. Давление запирающей жидкости (рабочего топли-

ва)поддерживалось равным 16,7 МПа, что обеспечивало номинальное давление подъёма иглы форсунки.

Зависимость параметров впрыскивания от положения рейки ТНВД для двух сортов топлива представлена на рис. 1.

Из графиков видно, что цикловая подача $q_ц$ моторного топлива несколько больше. Разница составляет 0,07…0,1 г/цикл и убывает с уменьшением абсолютных величин $q_ц$. Диапазон изменения $q_ц$ составил 1,7…0,1 г/цикл.

Аналогичный характер имеют зависимости от угла впрыскивания $\varphi_{вп}$. Для моторного топлива он несколько больше: на 1…1,5 °ПРВ (градуса поворота распределительного вала) для большинства режимов.

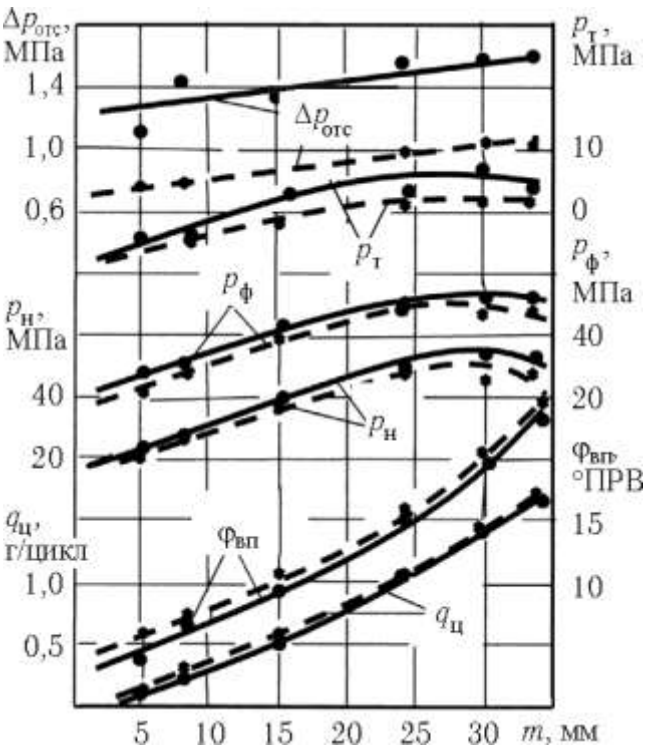


Рис. 1. Зависимость параметров впрыскивания от положения рейки ТНВД:
—•— дизельное топливо;
– –•– – моторное топливо

Эти соотношения определяются в основном такими характеристиками топлив как плотность, вязкость и сжимаемость. Бóльшие их значения у моторного топлива приводят к увеличению продолжительности впрыскивания из-за роста гидравлических сопротивлений и количества топлива аккумулированного в системе высокого давления. Увеличению цикловой подачи способствует также более высокая плотность моторного топлива.

Указанные факторы определяют также уровень максимальных давлений в процессе впрыскивания у насоса $p_н$ и форсунки $p_ф$, которые, кроме того, зависят ещё и от остаточного давления $p_т$.

Что касается сжимаемости, то при рабочих температурах её величина, характеризуемая коэффициентом сжимаемости α, у моторного топлива на 23 % больше, чем у дизельного.

Остаточное давление в системе формируется в результате совместного влияния различных факторов и, в первую очередь, колебательных процессов на заключительной стадии впрыскивания. В условиях эксперимента $p_т$ для дизельного топлива выше. Разница эта наиболее значительна при m= = 20…30 мм и составляет 4…5 МПа.

Перечисленные факторы, из которых наиболее существенным является остаточное давление, и определяют величины максимальных давлений при впрыскивании. На графиках рис. 1 кривые $p_н$ и $p_ф$ для дизельного топлива проходят выше, чем у моторного. Разница несколько больше у $p_н$ (4…6 МПа), чем у $p_ф$ (2…5 МПа).

Существенными для работы системы топливоподачи являются и процессы, происходящие в системе низкого давления. На графиках их характеристикой является максимальное повышение давления в полости отсечки-всасывания $\Delta p_{отс}$. Импульс давления формируется в процессе истечения через наполнительное или отсечное окно. В первом случае он возникает в период перепуска топлива на первой части хода плунжера, во втором — при отсечке. Заметно повышалось давление в подводящем трубопроводе и за счёт работы насоса запирания.

Максимальные величины $\Delta p_{отс}$ достигают 1,5…1,7 МПа. Для дизельного топлива они на 0,5…0,6 МПа выше, чем при работе на моторном топливе. Это вызвано меньшими гидравлическими сопротивлениями при истечении через проходные сечения малой площади и более высоким давлением подкачки, связанным с меньшим гидравлическим сопротивлением фильтра в системе стенда.

Характер изменения основных параметров впрыскивания сохраняется и при изменении частота вращения с фиксированной рейкой ТНВД. Диапазон n составил 50 – 250 мин$^{-1}$, а m = 24 = = const. Выбор номинального режима соответствовал $q_ц \approx 1{,}1$ г/цикл. Полученные зависимости представлены на рис. 2.

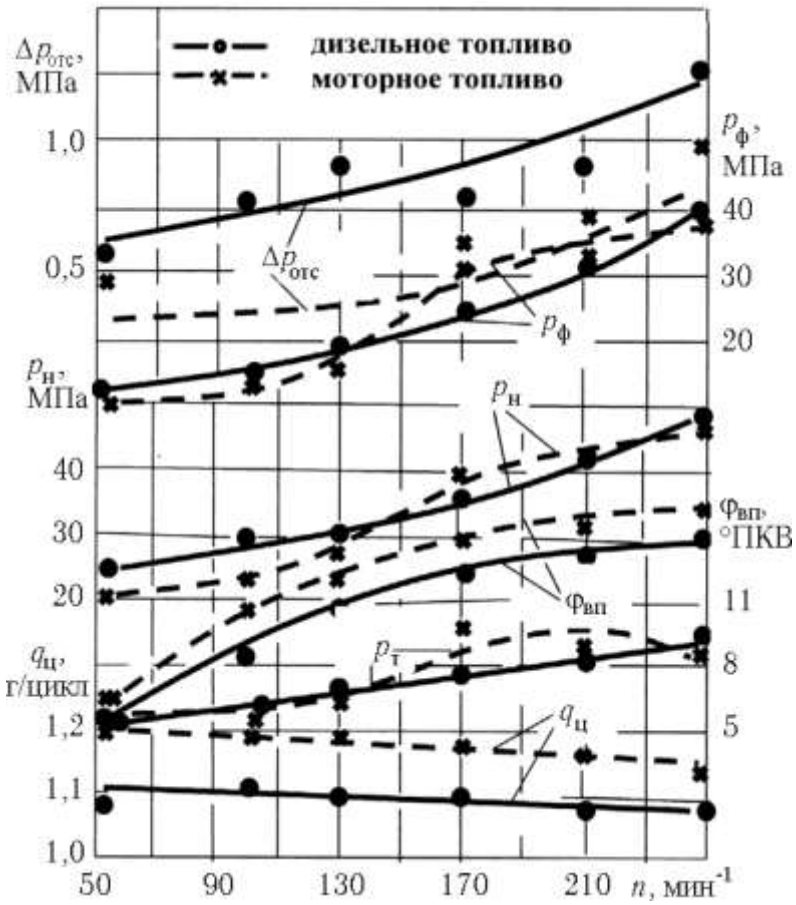


Рис. 2. Зависимость параметров впрыскивания системой с ГЗФ от частоты вращения

Благодаря коррекции скоростной характеристики за счёт отверстий в нагнетательном клапане, зависимость $q_ц$ от частоты вращения для дизельного топлива представлена горизонтальной прямой, т.е. $q_ц$ не зависит от скорости вращения. На моторном топливе наблюдается некоторый рост $q_ц$ с падением n. При этом цикловая подача превышает $q_ц$ дизельного топлива на 0,04 и 0,1 г/цикл (для 250 и 50 мин$^{-1}$ соответственно).

Что касается максимальных давлений впрыскивания $p_н$ и $p_ф$, то их величины, как отмечено выше, в значительной мере определяются значениями остаточного давления $p_т$. Это особенно наглядно видно по соответствующим кривым рис. 2.

Если на дизельном топливе с падением частоты вращения кулачкового вала остаточное давление плавно уменьшается (со 14,7 МПа при 250 мин$^{-1}$ до 2 МПа при 50 мин$^{-1}$), то при работе на моторном топливе характер изменения $p_т$ иной. Наибольшие значения $p_т$, равные 12,7…15,7 МПа, соответствуют 170…210 мин$^{-1}$ и при этом на 4,9…6.9 МПа выше, чем для дизельного топлива. На n < 110 мин$^{-1}$ $p_т$ для обоих сортов топлива практически одинаково, а для номинального режима (n = 250 мин$^{-1}$), как уже отмечалось ранее, $p_т$ моторного топлива на 2,9 МПа меньше,

Давления $p_н$ и $p_ф$ повторяют по характеру изменение $p_т$. В диапазоне 130…210 мин$^{-1}$ наибольшие давления впрыскивания моторного топлива выше, чем дизельного на 2,9 – 5,9 МПа. Вне этого диапазона соотношение величин $p_н$ обратное, а $p_ф$ для обоих сортов топлива практически одинаково.

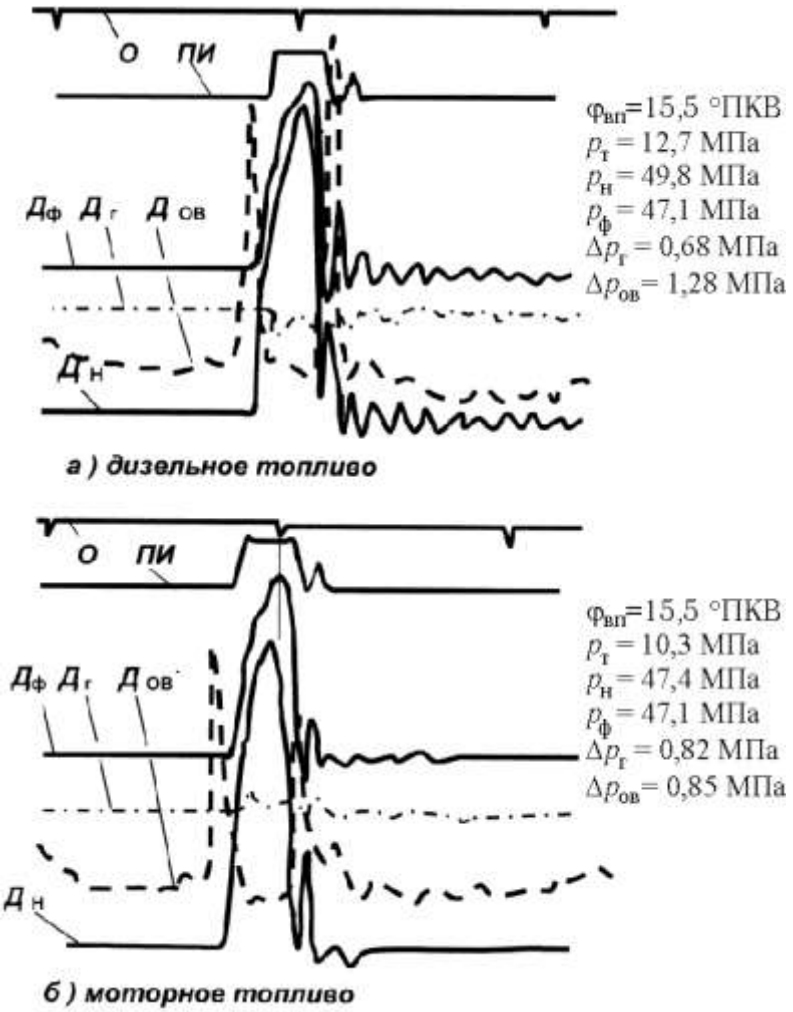


Рис. 3. Осциллограммы впрыскивания дизельного и моторного топлива системой с ГЗФ

Амплитуда колебаний давления в подводящем штуцере $\Delta p_{отс}$, как и для нагрузочной характеристики, выше при работе на дизельном топливе на 0,2…0,3 МПа.

Рассмотренные закономерности иллюстрируются осциллограммами, представленными на рис. 3. Кривые на них обозначены следующим образом: О — отметка оборотов, ПИ — подъём иглы, $Д_ф$ — давление топлива перед форсункой, $Д_{з.г}$ — давление гидравлического запирания, $Д_{отс.вс}$ — давление в подводящем штуцере (в полости отсечки-всасывания), $Д_н$ — давление за ТНВД.

На обоих сортах топлива характер большинства кривых сохраняется. Можно отметить лишь более интенсивное затухание колебаний давления после окончания впрыскивания в системе высокого давления (кривые $Д_ф$ и $Д_н$) при работе на моторном топливе, что связано с большей вязкостью этого топлива по сравнению с дизельным.

Некоторое различие наблюдается и в характере кривых $Д_{отс.вс}$. Для дизельного топлива максимальное значение $\Delta p_{отс}$ = 1,28 МПа формируется при отсечке. При работе на моторном топливе этот параметр меньше ($\Delta p_{отс}$ = = 0,85 МПа) и приходится на период перепуска в начале хода плунжера.

Переходя к сравнению характеристик топливоподачи системой с гидравлическим и механическим запиранием форсунок (ГЗФ и МФ) воспользуемся рис. 4. На нём представлены нагрузочные характеристики, снятые при n = 250 мин$^{-1}$ на дизельном топливе.

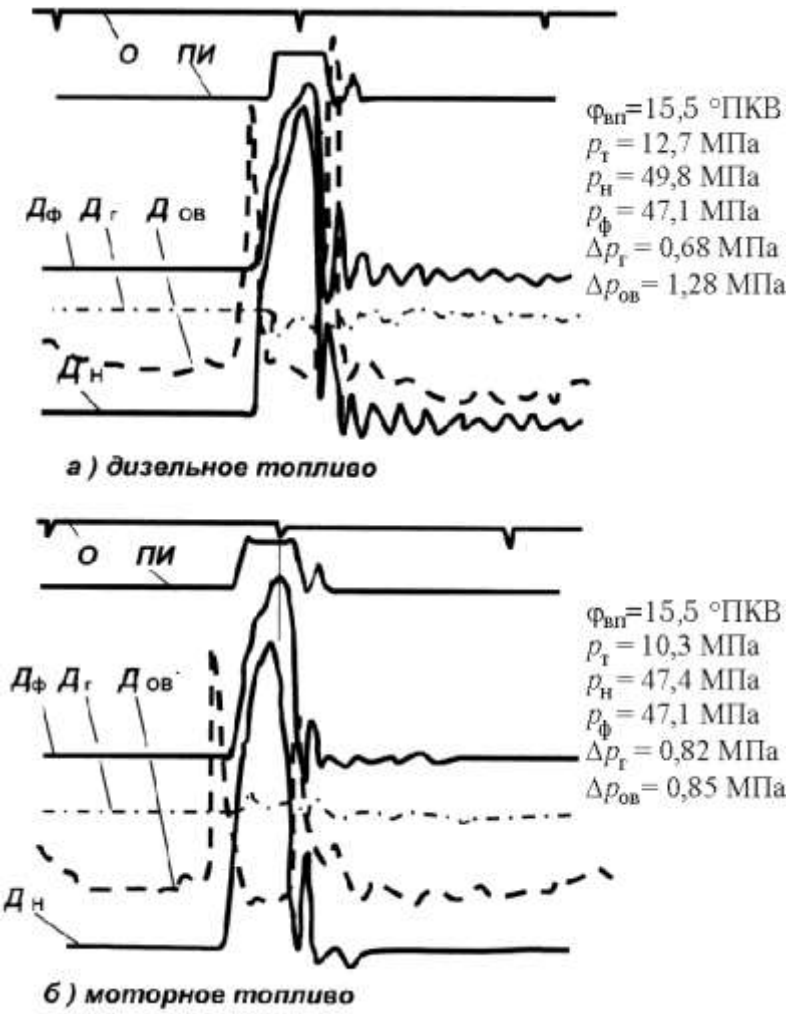


Рис. 4. Характеристики топливоподачи при различных способах запирания форсунки

Основные параметры впрыскивания близки для обоих вариантов системы. Величины $q_ц$, $\varphi_{вп}$, $p_н$ и $p_ф$ практически одинаковы. Небольшое увеличение $\varphi_{вп}$ при переходе к ГЗФ вызвано снижением давления посадки иглы. Явление это определяется снижением площади иглы распылителя, на которую действует запирающая жидкость в верхнем положении из-за плотного прилегания к торцу корпуса. Различие $\Delta p_{отс}$ связано с давлением подкачки и заметного влияния на параметры впрыскивания не оказывает.

Одной из задач исследований было выявление влияния вязкости топлива на параметры впрыскивания. При этом одновременно с вязкостью рабочего топлива изменялась и вязкость запирающей жидкости, в качестве которой использовалось рабочее топливо. В ходе эксперимента фиксировалась температура топлива на входе в ТНВД перед форсункой и в полости запирания у иглы.

Первая серия опытов проведена при постоянной температуре моторного топлива перед ТНВД $t_н$ = 85 ± 1 °С, Условия испытаний были следующими n = 250…50 мин$^{-1}$ = var; m = 24 мм = const. При этом расход топлива через систему уменьшился в пять раз.

На исходном режиме (n = 250 мин$^{-1}$) температура перед форсункой составила $t_ф$ = 82 °С, а полости запирания $t_{г.з}$ = 69 °С. При минимальной частоте вращения, а, следовательно, и наименьшем расходе топлива температуры приняли следующие значения: $t_ф$ = 68 °С (уменьшилась на 14 °С), $t_{г.з}$ = 58 °С (также стала ниже на 11 °С), В обоих случаях причиной снижения температуры стала более интенсивная отдача теплоты в окружающую среду из-за увеличения времени теплообмена.

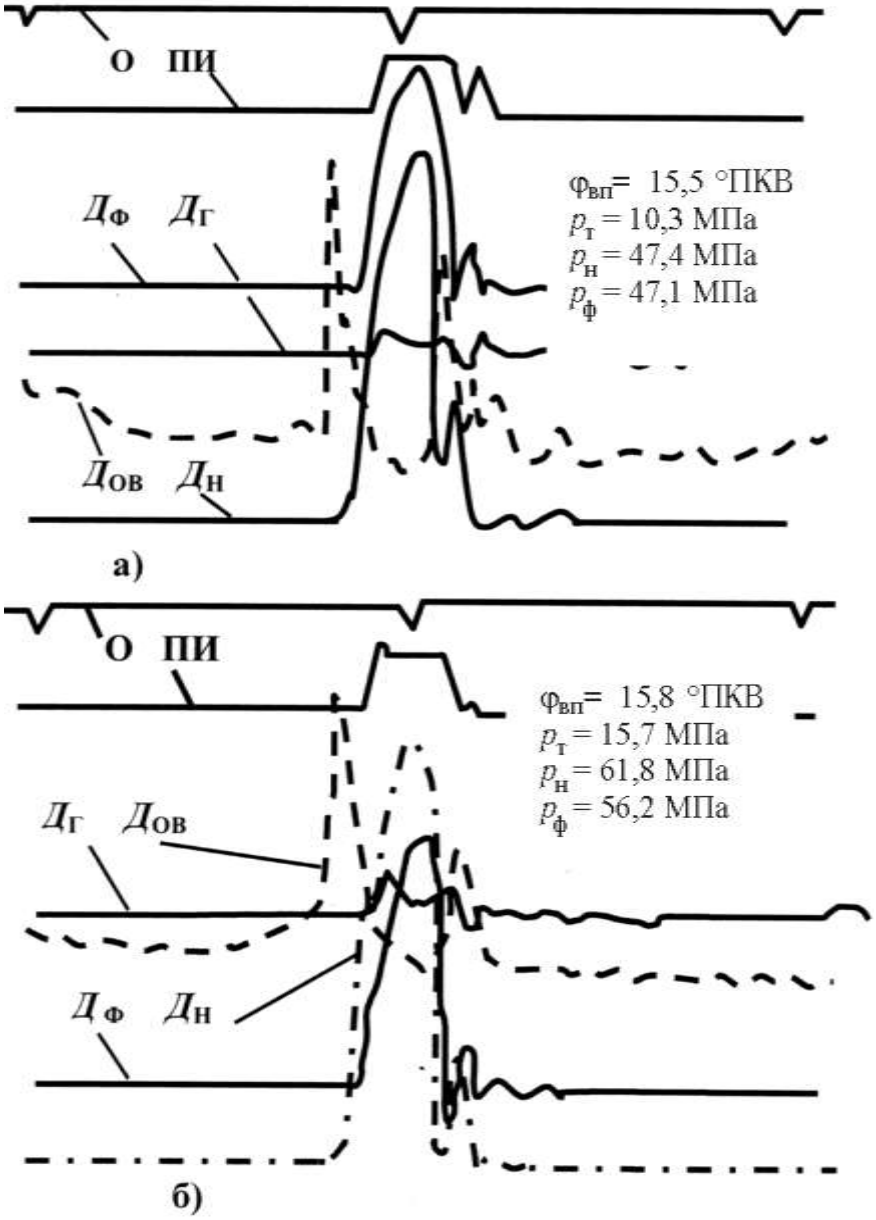


Рис. 5. Осциллограммы впрыскивания моторного топлива с различной температурой подогрева: *а* — 82 °С; *б* — 31 °С

Исследована работа системы впрыскивания при изменении температуры рабочего топлива на входе в ТНВД. Режим работы системы не изменялся (n = 250 мин$^{-1}$= const и m = 24 мм = const), а диапазон температур составил $t_н$ = 85…31 °С, Минимальная температура получена без подогрева моторного топлива, и её значение при температуре окружающей среды 26 °С получено

за счёт трения в системе. На этом же режиме $t_ф$ = 42 °С, а $t_{г.з}$ = 40 °С. В результате вязкость запирающей жидкости изменялась от 10 до 68 сСт (для давления 16,7 МПа), а с учётом дизельного топлива минимальное значение составило 3 сСт.

Анализ осциллограмм (рис. 4) позволяет охарактеризовать влияние вязкости запирающей жидкости как незначительное, Критерием этого может служить характер изменения давления в полости запирания. Во всём исследованном диапазоне температур колебания этого давления под действием перемещения иглы невелики и, соответственно при минимальной и максимальной температуре моторного топлива, оказались $\Delta p_{з.г}$ = 0,74 и 0,82 МПа.

Результаты обработки осциллограмм, снятых при различных температурах моторного топлива представлены на рис. 5. Температурный диапазон $t_н$ = 85…31 °С для атмосферного давления соответствует вязкости 8,7…58 сСт.

Цикловая подача $q_ц$ изменяется в пределах 1,1…1,2 г/цикл с минимальным значением при 70 °С, Аналогично выглядит и кривая $\varphi_{вп}$. Диапазон изменения $\varphi_{вп}$ составляет 14,5…16 °ПРВ с минимумом при той же температуре, Полученные закономерности определяются взаимным влиянием вязкости, плотности и сжимаемости топлива на процесс впрыскивания. Первые два параметра со снижением температуры растут, сжимаемость, наоборот, уменьшается. Противоречивым является и характер воздействия этих свойств топлива на параметры впрыскивания. Увеличение вязкости приводит к росту гидравлических сопротивлений и увеличению давлений. Повышение сжимаемости снижает максимальные давления впрыскивания, благодаря росту аккумулирующей способности топлива, имеющегося в системе. Цикловая подача прямо пропорциональна плотности.

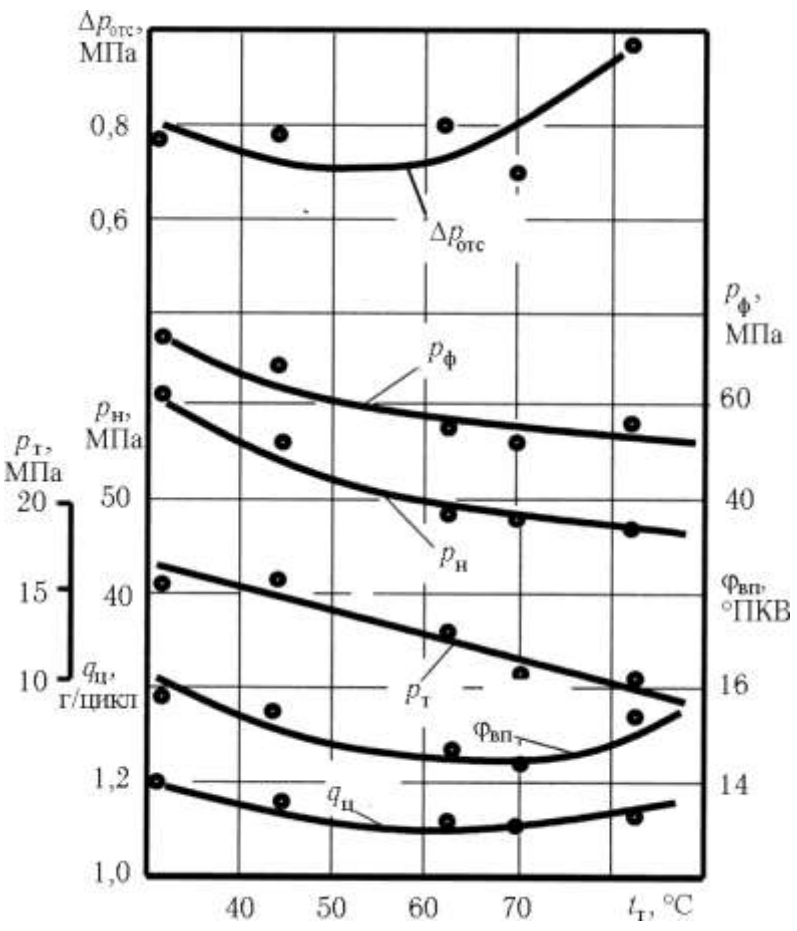


Рис. 6. Зависимость параметров впрыскивания системы с ГЗФ от температуры моторного топлива

Характер изменения максимальных давлений $p_н$ и $p_ф$ определяется, в основном, вязкостью. С уменьшением температуры $p_н$ возрастает на

~14,7 МПа, а $p_ф$ на ~10,8 МПа. Остаточное давление $p_т$ также возрастает (на 4,9 МПа). Амплитуда колебаний давления в штуцере ТНВД имеет тенденцию к снижению (с 1,17 до 0,78 МПа).

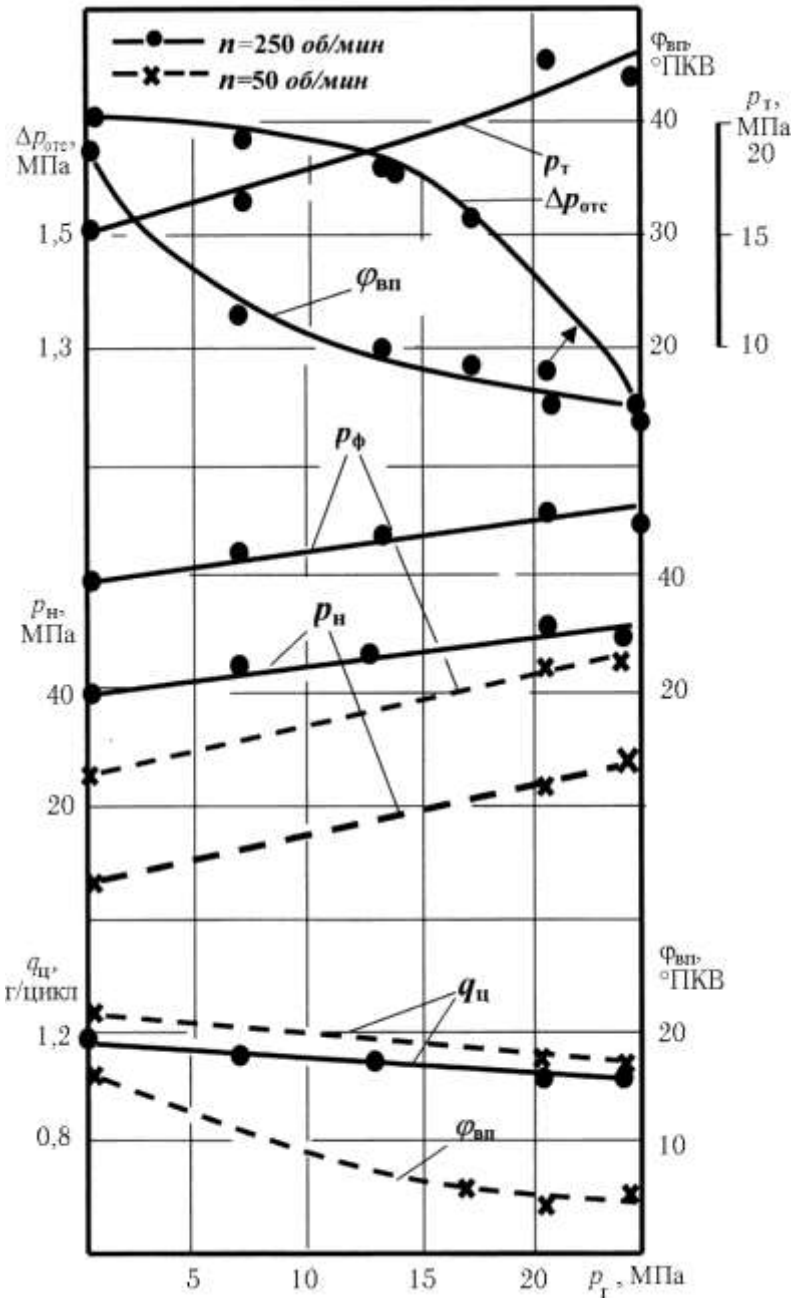


Рис. 7. Зависимость параметров впрыскивания дизельного топлива от давления запирания иглы форсунки

Перечисленные закономерности подтверждаются осциллограммами рис. 4. К сказанному можно добавить уменьшение при минимальных температурах высоты подъёма иглы в момент подвпрыскивания до величины, при которой его практически можно не учитывать. Этот эффект связан со значительным затуханием волны давления, идущей от насоса к форсунке после посадки нагнетательного клапана и вызывающей при меньших значениях вязкости подвпрыскивание.

Особый интерес представляют данные исследований с различным давлением запирания, т.е. с изменением давления подъёма иглы форсунки. Этот параметр легко регулируется и может быть использован для управления процессом впрыскивания на ходу двигателя.

Давление запирания в опытах изменялось от 0 до 23,5 МПа, что соответствует давлению подъёма иглы 0…29,4 МПа. Положение рейки ТНВД оставалось неизменным (m = =24 мм = const), а частота вращения составляла n = 250 мин$^{-1}$ и n = 50 мин$^{-1}$.

Зависимость параметров топливоподачи от давления запирания представлена на рис. 7, а совмещённые осциллограммы работы системы показаны на рис. 8.

Наибольший диапазон изменения получен для угла впрыскивания $\varphi_{вп}$ (37,3…14,7 °ПРВ при n = =250 мин$^{-1}$). При отключении насоса гидрозапирания и отсутствии давления над иглой она постоянно находится в верхнем положении. Однако даже небольшое давление запирания ($p_{г.з}$ = 0,5…1,0 МПа) обеспечивает посадку иглы на седло после окончания впрыскивания. Естественно, что продолжительность открытого состояния распылителя в этом случае весьма велика ($\varphi_{вп}$ = 37 °ПРВ).

Существенно изменяется в условиях различного давления $p_{г.з}$ заключительная фаза топливоподачи. Речь идёт, в первую очередь, о подвпрыскивании, Поскольку основной причиной повторных подъёмов иглы является волна давления, приходящая от насоса после посадки нагнетательного клапана, проследим изменение этого параметра в условиях эксперимента. Обозначим максимальное давление у форсунки в этой фазе топливоподачи $p_{пв}$. При $p_{г.з}$ = 6,86 МПа $p_{пв}$ = 13,7 МПа, для $p_{г.з}$ = 12,7 МПа $p_{пв}$ = 15,7 МПа и, наконец, для номинального $p_{г.з}$ = 16,7 МПа $p_{пв}$ = 21,6…23,5 МПа. Во всех случаях величина $p_{пв}$ больше или близка к давлению подъёма иглы. В результате на всех указанных режимах наблюдался повторный подъём иглы продолжительностью 4…5 °ПРВ.

Вместе с тем можно оценить величину давления запирания, при которой дополнительных подъёмов иглы не будет. Поскольку на всех режимах $p_{пв}$ < 23,5 МПа, то подвпрыскивание будет устранено, начиная с давления $p_{г.з}$ = 18,6 МПа. Это положение подтвердилось в эксперименте: при $p_{г.з}$ равном 20,6 и 23,5 МПа дополнительных подъёмов иглы не наблюдалось.

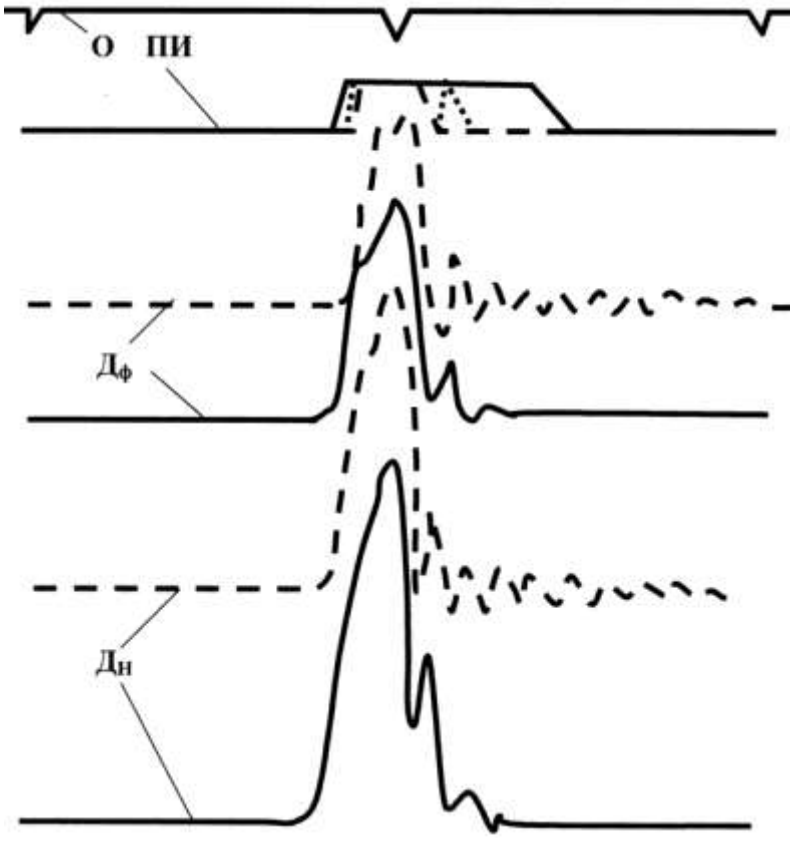


Рис. 8. Совмещённые осциллограммы впрыскивания дизельного топлива при различном давлении запирания:

—— $p_г$ = 0,5 МПа, $j_{вп}$ = 37,3 °ПКВ, $p_ф$ = 42,6 МПа;
····· $p_г$ = 0,5 МПа, $j_{вп}$ = 37,3 °ПКВ, $p_ф$ = 42,6 МПа;
– – – $p_г$ = 0,5 МПа, $j_{вп}$ = 37,3 °ПКВ, $p_ф$ = 42,6 МПа;

Рассмотренные закономерности относятся к номинальной частоте вращения n = 250 мин$^{-1}$. При n = 50 мин$^{-1}$ $\varphi_{вп}$ изменяется от 15 до 5 °ПРВ (минимальная величина при наибольшем $p_{гз}$) и на большинстве режимов впрыскивание носит дробный характер.

Рост давления запирания закономерно приводит к некоторому запаздыванию впрыскивания, что отчётливо просматривается по кривой подъёма иглы на осциллограммах рис. 8.

Что касается остаточного давления $p_т$ в системе и максимальных величин давления у насоса и форсунки, то все они становятся меньше со снижением давления запирания. Для $p_т$ этот диапазон 15,7…0 МПа, для $p_н$ и $p_ф$ 51,5…37,8 МПа и лишь амплитуда колебаний давления в полости отсечки-всасывания возрастает с 1,2 до 1,7 МПа.

Цикловая подача топлива $q_ц$ на всех режимах изменяется незначительно — в границах 1,1…1,2 г/цикл. При этом рост $p_т$ наблюдается с уменьшением $p_{гз.}$

Таким образом, установлено, что параметры впрыскивания дизельного и моторного топлива системой с гидравлическим запиранием форсунки отличаются незначительно. Лишь в средней части “скоростной “ характеристики максимальные давления моторного топлива несколько (на 2,9 – 5,9 МПа) выше, что связано с формированием более высокого остаточного давления. Параметры впрыскивания дизельного топлива системами с механическим и гидравлическим запиранием форсунок существенных отличий не имеют. Повышение вязкости запирающей жидкости с 3 до 68 сСт не оказывает заметного влияния на характер и амплитуду колебаний давления в полости запирания, а, следовательно, и на процесс топливоподачи. Изменение вязкости моторного топлива в диапазоне 8,7…58 сСт существенно влияет только на максимальные давления впрыскивания — они повышаются с ростом вязкости на 10,8…14,7 МПа.

Давление запирания форсунки является эффективным средством управления процессом топливоподачи. От него зависят все параметры впрыскивания. При увеличении $p_{гз}$ с 0,5 до 23,5 МПа угол впрыскивания уменьшился в 2,5 раза, максимальные давления топлива возрастают в 1,35 раза, Лишь цикловая подача топлива мало связана с давлением запирания. Повышая давление запирания, можно устранить подвпрыскивание топлива.

УДК 629.891

Ханмамедов С.А., Щербак Д.В.
ОГМА

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОТИВОИЗНОСНЫХ СВОЙСТВ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ УЗЛОВ ТРЕНИЯ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Судовая энергетическая установка (СЭУ) — сложный комплекс машин и механизмов, в состав которых входит большое число узлов трения. До 10 % всей вырабатываемой на борту судна энергии расходуется на преодоление механических потерь в узлах трения. Около 30 % финансовых расходов по СЭУ уходит на ремонт и обслуживание узлов трения.

В условиях граничного трения, основного режима работы большинства узлов трения СЭУ, немаловажную роль играют жидкокристаллические свойства граничных смазочных слоёв [1]. Отдельные качественные и количественные характеристики этих слоёв имеют непосредственное применение в инженерной практике. Так, характер ориентации молекул в граничном смазочном слое непосредственно влияет на триботехнические характеристики узлов трения, а именно, планарная ориентация молекул способствует уменьшению потерь на трение, а гомеотропная — уменьшению износа узла трения. Степень же ориентационной упорядоченности коррелирует соответственно с коэффициентом трения и интенсивностью изнашивания.

Известны различные способы управления ориентацией молекул масла в граничном смазочном слое. Так, в работе [2] с целью создания гомеотропной структуры в базовый смазочный материал вводились поверхностно-активные вещества в виде присадки. Данный метод достаточно прост в реализации. Однако в процессе длительной эксплуатации смазочного материала присадка отбивается сепарационными установками и задерживается фильтроэлементами.

В настоящей работе разработана методика управления структурой граничного смазочного слоя за счёт свободной энергии поверхности тонкой металлической плёнки, нанесённой на рабочую поверхность узла трения. С этой целью была синтезирована металлополимерная технологическая жидкость, из которой при введении в зону трения высвобождается металл в виде тонкой плёнки. Плёнка осаждается и упрочняется в ходе трибохимической реакции. Для осуществления данной трибохимической реакции необходимо в зоне трения кратковременно заменить смазочный материал на технологическую жидкость и реализовать процесс граничного трения.

При реализации граничного трения из технологической среды на рабочих поверхностях осаждается в течение 5…15 мин металлическая плёнка толщиной $d_{\text{ме}} = 7…10$ мкм (рис. 1). Далее технологическая среда из зоны трения удаляется и вводится штатный смазочный материал. Присутствие металлической плёнки на рабочей поверхности узла трения приводит к изменению состояния пристенного граничного смазочного слоя.

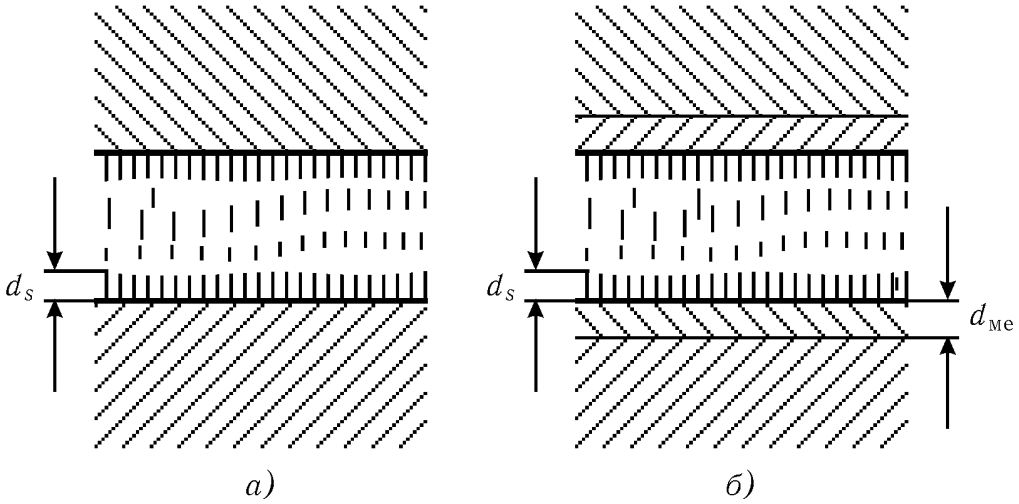


Рис. 1. Схема зоны трения подшипникового узла: *а* — до нанесения, *б* — после нанесения металлической плёнки; d_s — толщина ориентационно упорядоченного слоя смазки; $d_{ме}$ — толщина металлической плёнки

Для оценки изменения степени ориентационной упорядоченности молекул использовался метод определения оптической анизотропии пристенных граничных слоёв смазочного материала [1, 3], базирующийся на пропускании через торцевые зазоры в зону трения линейного поляризованного света, который, после прохождения через ориентационно упорядоченные пристенные слои, эллиптически поляризуется. Между составляющими E_p и E_s возникает сдвиг фаз δ, который измерялся компенсатором *К* (рис. 2).

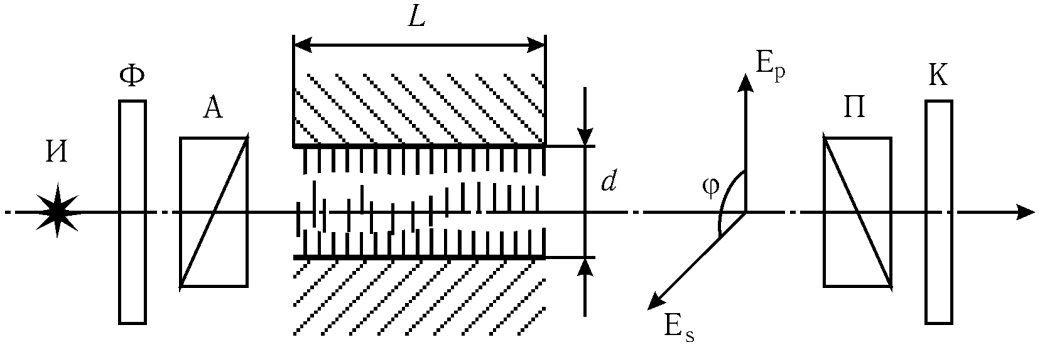


Рис. 2. Схема установки для определения параметров оптической анизотропии граничных смазочных слоёв: И — источник света; Ф — фильтр; А — анализатор; П — поляризатор; К — компенсатор

В приближении геометрической оптики значение δ определяется формулой

$$\delta = \frac{4\pi}{\lambda} L \, d_s \times n \frac{1}{d}, \qquad (1)$$

где L — длина зоны трения; d — толщина смазочного слоя; λ — длина световой волны; d_s — толщина ориентационно упорядоченного пристенного слоя; n — оптическая анизотропия слоя, определяющаяся степенью ориентационной упорядоченности молекул в нём.

Следует отметить, что при отражении линейно поляризованного света от металлической поверхности он тоже становится эллиптически поляризованным. Для учета этого вклада проводился контрольный опыт с зоной трения, заполненной воздухом, и определялось значение $\delta_в$.

В том случае, если при уменьшении рабочего зазора узла трения ориентационно упорядоченные слои, образованные на его боковых поверхностях, смыкались, линейная зависимость $\delta = k \cdot 1/d$ нарушалась, и по точке излома этой зависимости можно было определить раздельно и толщину пристенного слоя d_s, и его оптическую анизотропию n.

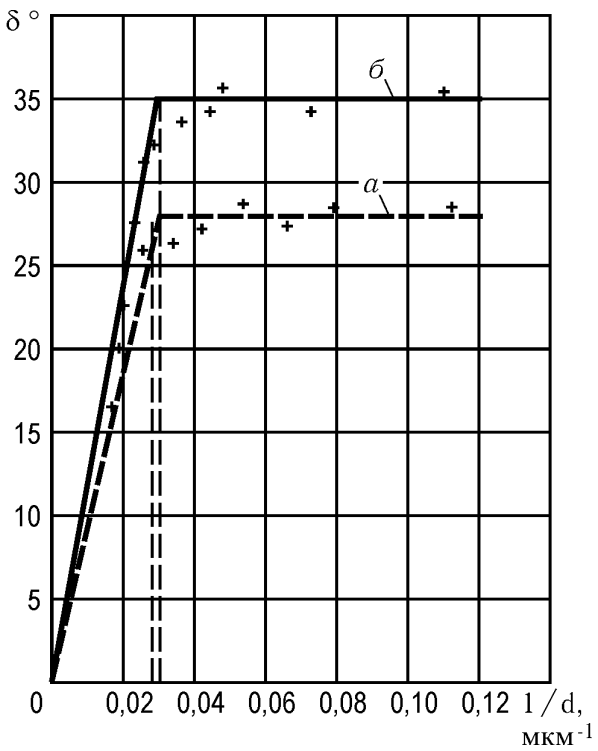


Рис. 3. Зависимость $\delta = f(1/d)$ для масла М12В на стальной поверхности (*а*) и обработанной металлополимерной технологической жидкостью (*б*)

Первая серия опытов проводилась при температуре 300 К. Результаты измерений приведены на рис. 1, где изображена зависимость $\delta = f(1/d)$ для масла Ml2B на стальной поверхности. Расчет по формуле (1) и по точке перегиба дает значение d_s = 16,1 мкм, $n = 1{,}42 \cdot 10^5$.

Вторая серия выполнялась с образцами, на поверхности которых трибохимически при скорости скольжения 10^{-2} м/с был осажден слой меди толщиной 10 мкм. Результаты измерений приведены на рис. 3. При этом расчетные значения d_s = 16,7 мкм, $n = 1{,}72 \cdot 10^5$.

Ориентация молекул в пристенных слоях во всех случаях была гомеотропной.

Из приведенных результатов видно, что степень ориентационной упорядоченности в пристенном смазочном слое на 25 % выше, чем в слое, организованном на стальной поверхности.

Таким образом, трибохимическая обработка стальной поверхности приводит к созданию в пристенном слое масел гомеотропной структуры, которая позволяет интенсифицировать противоизносные свойства смазки.

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. Алтоиз Б.А., Поповский Ю.М. Физика приповерхностных слоев жидкости. – Одесса: Астропринт, 1996. – С. 53-62.

УДК 621.431.74.004.13-57

Голиков В.А.
ОГМА

МЕТОДИКА РАСЧЁТА ИЗМЕНЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА В БОЛЬШИХ ОБЪЁМАХ ПРИ ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

При перевозке химически опасных и сыпучих грузов возникает проблема защиты воздушного бассейна надстройки и других территорий судна от загрязнения. Для предотвращения инфильтрации загрязненного воздуха в жилые и служебные помещения разрабатываются специальные судовые средства, которые обеспечивают наружную герметизацию корпуса, надстроек и рубок (наружная герметизация) и отдельных герметизированных помещений. К числу герметизированных помещений относятся:

- блок провизионных и рефрижераторных кладовых;
- блок жилых и служебных помещений (ПКЗ);
- блок санитарных помещений (ПСО);
- отсек машинного отделения (МО);
- тамбуры-шлюзы для выхода;
- цистерны запасов питьевой и мытьевой воды;

Для обеспечения наружной герметизации отдельных помещений на судах предусматриваются следующие средства герметизации:

- непроницаемые переборки и палубы;
- водогазонепроницаемые крышки, двери, иллюминаторы и съемные щиты;
- герметичные задвижки, гидравлические и механические запоры;
- системы приточно-вытяжной вентиляции и кондиционирования воздуха;
- фильтровентиляционная установка (ФВУ);
- фильтры грубой (ФГО) и тонкой (ФТО) очистки воздуха;
- система централизованного отключения энергопотребителей, не работающих в режиме герметизации.

Борьба с проникновением загрязнённого воздуха в помещения жилой надстройки судна может быть достигнута её герметизацией путём создания постоянного избыточного давления внутри надстройки при изменении материального баланса, воздушного потока.

Величина избыточного давления внутри надстройки должна быть не ниже величины динамического напора, создаваемого движением судна и воздушных масс.

Материальный баланс в системах вентиляции и кондиционирования выражает равенство массового расхода воздуха вентиляторов приточной и вытяжной вентиляции, а также воздушной сети:

$$G_{\text{пр}} - G_{\text{выт}} - G_{\text{с}} = 0, \tag{1}$$

где $G_{\text{пр}}$, $G_{\text{выт}}$, $G_{\text{с}}$ — массовые расходы приточных и вытяжных вентиляторов и воздушной сети, кг/с.

При определении величины избыточного давления следует учесть, что в диапазоне изменения параметров, характеризующих процессы вентиляции и кондиционирования воздуха, парциальное давление водяных паров во влажном воздухе мало по сравнению с барометрическим давлением. Указанное допущение позволяет рассматривать влажный воздух как смесь идеальных газов и применить к ним закон Дальтона и уравнение состояния

$$pV = GRT. \tag{2}$$

С учётом (1)

$$\rho_{\text{в}} V_{\text{пр}} - V_{\text{выт}} - \frac{\bar{p}_{\text{п}} V_{\text{п}}}{RT_{\text{п}}\tau} = 0, \tag{3}$$

где: $V_{\text{пр}}$, $V_{\text{выт}}$ — объёмные расходы приточной и вытяжной вентиляции надстройки, м^3/с; $\rho_{\text{в}}$ — плотность воздуха, кг/м^3; $\bar{p}_{\text{п}}$ — среднее избыточное давление воздуха в надстройке судна, Па; R — газовая постоянная (для сухого воздуха), равная 287 Дж/кг/К; $T_{\text{п}}$ — температура воздуха в надстройке, К; $V_{\text{п}}$ — общий объём помещений в надстройке, м^3; τ — время повышения давления воздуха в надстройке от наружного — барометрического $p_{\text{б}}$ до $\bar{p}_{\text{п}}$ при заданных $V_{\text{пр}}$ и $V_{\text{выт}}$, с.

При идеальной герметизации $V_{\text{выт}}$= 0. Без учёта потерь воздуха в воздуховодах найдём среднее избыточное давление в функции от времени

$$\bar{p}_{\text{п}}(\tau) = \frac{\rho_{\text{п}} RT_{\text{п}}}{V_{\text{п}}} V_{\text{пр}}(\tau).$$

Если принять температуру воздуха в надстройке постоянной ($T_{\text{п}} = \text{const}$), то

$$\bar{p}_{\text{п}}(\tau) = k_{\text{п}} V_{\text{пр}}(\tau), \tag{4}$$

где $k_{\text{п}} = \dfrac{\rho_{\text{п}} RT_{\text{п}}}{V_{\text{п}}}$.

В эксплуатационных условиях в наружном контуре надстройки имеются неплотности и аэродинамические потери в воздуховодах и аппаратах. Это обстоятельство изменит вид уравнения (4).

Общая напорно-расходная характеристика вентиляторов [1] строится следующим образом:

- при параллельном соединении $V_{вi} = \sum_{i=1}^{n} V_{вi}$ при $\bar{p}_в = \text{const}$,

  где n — число вентиляторов; $\bar{p}_в$ — общее давление, развиваемое вентиляторами, Па; $\bar{V}_в$ — суммарный объёмный расход вентиляторов, м^3/с;

- при последовательном соединении $p_{вi} = \sum_{i=1}^{n} p_{вi}$ при $V_в$=const.

В окончательном виде среднее давление приточного воздуха в системе описывается функцией 2-го порядка:

$$\bar{p}_{пр} = a + bV_{пр} - cV_{пр}^2, \tag{5}$$

где a, b, c — коэффициенты, зависящие от конструкции вентиляторов.

Давление $\bar{p}_{пр}$ можно представить в виде:

$$\bar{p}_{пр} = \bar{p}_с + \bar{p}_{п}, \tag{6}$$

где $\bar{p}_с = k_с + k_{пр} \cdot V_{пр}^2$ — потеря давления в сети и неплотностях наружного контура надстройки, Па; $k_с$, $k_{пр}$ — аэродинамические характеристики сети и протечек, Па·с^2/м^6.

Объёмный расход воздуха через неплотности надстройки:

$$V_{пр} = \frac{b}{2(k_с + k_{пр})} + \sqrt{\left[\frac{b}{2(k_с + k_{пр})}\right]^2 - \frac{10{,}77\rho_в \bar{p}_п T_п - aV_п}{(k_с + k_{пр})V_п}}.$$

Величина избыточного давления в помещениях надстройки с учётом протечек:

$$\bar{P}_п = \frac{a - bV_{пр} - (k_с + k_{пр})\bar{V}_{пр}^2 \bar{V}_п}{10{,}77\rho_в T_п}. \tag{7}$$

При частичной рециркуляции воздушного потока в уравнении (6) появится ещё одно слагаемое — $\bar{p}_{рц} = k_{рц}V_{пр}$:

$$\bar{p}_{пр} = \bar{p}_с + \bar{p}_{п} + \bar{p}_{рц}. \tag{8}$$

И, наконец, необходимо учесть величину скоростного напора на надстройку при движении судна и ветра. В соответствии с уравнением Бернулли:

$$\bar{p}_{дин} = \frac{\rho_в (v_в \pm v_с)^2}{2}, \tag{9}$$

где $v_в$, $v_с$ — скорость ветра и судна, м/с;

Величина избыточного давления воздуха с учётом выражений (9) и (10)

$$\bar{p}_{\text{п}\,\phi} = \bar{p}_{\text{пр}} - \bar{p}_{\text{с}} - \bar{p}_{\text{рц}} - \bar{p}_{\text{дин}}. \qquad (11)$$

Численное значение $\bar{p}_{\text{дин}}$ у лобовой части надстройки может достигать 350 Па.

Зависимость скорости изменения давления воздуха от расхода при постоянном объёме определяется зависимостью:

$$\frac{dp_{\text{п}}}{d\tau} = \frac{RT_{\text{п}}}{V_{\text{п}}} dG. \qquad (12)$$

Интегрируя последнее выражение, найдём зависимость давления воздуха от его расхода:

$$p_{\text{п}} = \frac{RT_{\text{п}}}{V_{\text{п}}} \int_0^{\tau} dV d\tau. \qquad (13)$$

Постоянная времени в этом случае определится:

$$T_{\text{об}} = \frac{RT_{\text{п}} G_{\text{пр}\,\text{ном}}}{V_{\text{п}}} p_{\text{п}\,\phi}, \qquad (14)$$

где: $G_{\text{пр}\,\text{ном}}$ — номинальный массовый расход воздуха, кг/с; $p_{\text{п}\,\phi}$ — заданное значение давления воздуха при его номинальном расходе, Па.

Величина избыточного давления воздуха в жилой надстройке танкера-газовоза (рис. 1) может быть создана путём:

1) отключения вытяжных вентиляторов и закрытия заслонок на воздуховодах вытяжной вентиляции;
2) изменения положения заслонок 9 и 10 в уравнительном канале;
3) изменения положения заслонок рециркуляции 4 и 5 на ЦК или отключения одного из них;
4) изменения положения заслонки 23 канала приточного воздуха.

На этих режимах работы системы кондиционирования воздуха (СКВ) и вентиляции проводились замеры избыточного давления в помещениях надстройки, которые проводились в разное время суток, в различных условиях эксплуатации газовоза. Всего было произведено более 300 экспериментов. При каждой серии замеров, кроме шести измерений в каждой точке по всем палубам, определялся объёмный расход воздуха в приточном канале. Результаты экспериментов сведены в табл. 1, где указаны величины избыточного давления по каждой палубе в зависимости от режимов работы СКВ и вентиляции. Избыточное давление определялось как разница между барометрическим давлением в помещении надстройки в точках замера и барометрическим давлением снаружи на той же высоте.

Проведя анализ данных по замеру избыточного давления по палубам на различных режимах работы СКВ и вентиляции надстройки газовоза, можно сделать определённые выводы.

Работа СКВ в режимах 1, 2, 3, 4 легко осуществима в эксплуатационных условиях. Самое низкое значение подпора в надстройке получено на режи мах 1, 4, 7 и 12. Это связано с тем, что в данных условиях все палубы через уравнительный канал связаны с атмосферой. Разброс давлений по каждой палубе вызван движением атмосферного воздуха снаружи надстройки. Если ветер дует в правый борт, то избыточное давление по палубам достигает своей максимальной величины, так как жалюзийная решётка выхода воздуха из уравнительного канала находится с правого борта. При этом динамический напор, создаваемый ветром, препятствует выходу воздуха из-за превышения количества подаваемого в помещение воздуха над забираемым вытяжной вентиляцией, создаёт на палубах достаточный подпор. При изменении направления ветра на левый борт избыточное давление не только не создаётся, но и становится меньше барометрического давления воздуха снаружи на этой же высоте надстройки. Поэтому наиболее приемлемым в эксплуатационных условиях могут быть режимы 2 и 3 при условии обеспечения достаточной плотности закрытий наружного контура надстройки. Отсутствие подпора на главной палубе объясняется значительным превышением производительности вытяжной вентиляции на ней над подаваемым воздухом (табл. 1). Кроме того, даже при остановке вытяжной вентиляции, но при открытых заслонках вытяжной сети наблюдается понижение давления ниже атмосферного ввиду эжекции воздуха через воздуховоды вытяжной вентиляции по ходу судна. Колебания подпора на мостике объясняются значительным влиянием боковых дверей. Значительный объёмный расход воздуха, подаваемый в ходовую

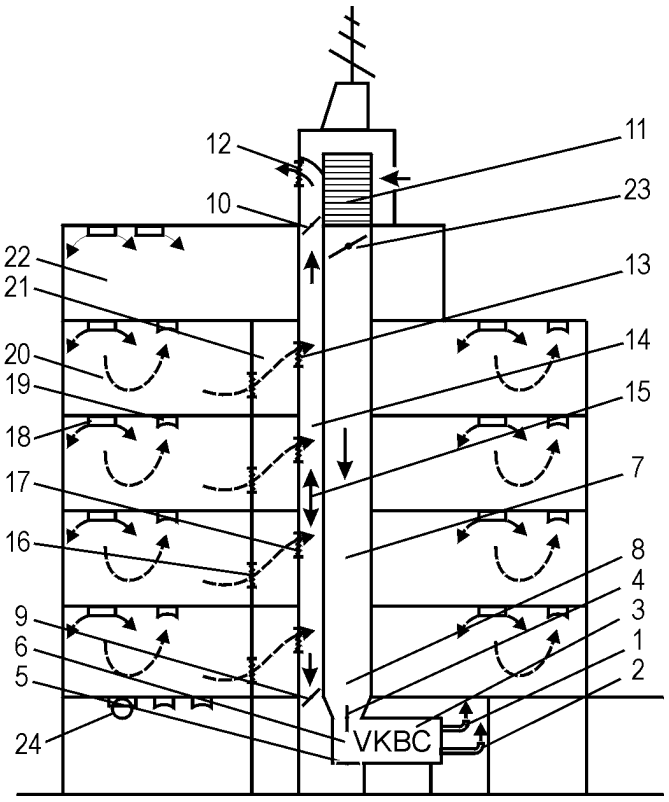


Рис. 1. Схема движения воздуха в жилой надстройке газовоза "Моссовет"

1, 2 — воздуховоды на выходе кондиционера; 3 — центральные кондиционеры СКВ; 4-6 — система рукояток и заслонок воздуховодов наружного и рециркуляционного воздуха; 7, 8 — шахта и канал наружного (свежего) воздуха; 9, 10 — верхняя и нижняя заслонки уравнительного канала; 11 — воздухозаборник наружного воздуха; 12, 13 — выходная и палубная решётки уравнительного канала; 14, 15 — воздух рециркуляционного и уравнительного каналов; 16, 17 — дверные решётки и уходящий поток воздуха помещений; 18 — каютный воздухораспределитель; 19 — воздухозаборник вытяжной вентиляции; 20-22 — помещения, коридоры и ходовой мостик; 23 — заслонка аварийного закрытия шахты наружного воздуха; 24 — уравнительный канал естественной вентиляции главной палубы.

Таблица 1 — Статические характеристики воздушной сети жилой надстройки теплохода "Моссовет" при создании избыточного давления (число замеров — 300, число измерений — 12600)

№№	Режим работы СКВ				Перепад давления внутри и снаружи, Па							Среднее объёмное давление, Па	Объёмный расход наружного воздуха, $м^3/с$	Коэффициент сопротивления сети, $Па \cdot с^2 \cdot м^{-6}$
	Вентиляторы		Заслонки		Мостик	Палубы								
	Приток	Вытяжка	Откр.	Закр.		мостика	IV	III	II	I	главная			
1	100%	100%	4, 9, 10, 23, 24	5	-50±3	10±2	-20±4	-10±2	-10±2	-30±4	-50±5	-22±3	5,5±0,15	–
2	100%	100%	4, 9, 23, 24	5, 10	40±4	50±6	60±5	70±6	50±3	20±2	20±3	46±4	4,9±0,12	1,95
3	100%	100%	4, 23, 24	5, 9, 10	30±3	50±4	50±3	70±5	10±1	20±2	-10±1	33±3	4,1±0,11	1,87
4	100%	100%	4, 23, 24	5, 9	0	-10±0,5	-120±5	10±2	-100±6	-100±5	200±6	-77±3	5,4±0,15	–
5	100%	0	4, 23	5, 9, 10, 24	550±10	520±9	520±11	390±8	360±7	430±8	250±6	426±8	3,5±0,15	34,8
6	75%	0	4 — 75%, 23	5 — 75%, 9, 10, 24	550±11	520±9	520±9	490±9	410±8	330±6	150±5	426±8	3,1±0,17	44,3
7	75%	0	4 — 75%, 23	5 — 75%, 9, 10, 24	-50±2	-60±3	-80±4	-40±2	90±3	-70±3	-50±2	-29±3	1,4±0,15	–
8	50%	0	23	4, 5 — 50%, 9	250±3	220±4	220±5	240±5	210±4	180±5	150±4	211±4	2,6±0,18	–
9	50%	0	4, 23	5 — 50%, 9	350±5	340±5	220±4	240±5	210±4	230±4	200±5	241±4	4,0±0,12	–
10	25%	0	5 — 75%, 4, 23	9	150±3	100±3	200±5	-10±2	-40±3	0	0	46±2	2,1±0,17	–
11	75%	0	5 — 25%, 4, 23	9	350±5	220±4	220±5	190±6	160±6	130±5	100±4	176±5	3,4±0,15	–
12	25%	0		9	50±2	40±2	70±3	-10±1	-40±2	120±4	-120±4	-24±3	1,8±0,15	–

рубку (0,24 $м^3/с$) при отсутствии вытяжной вентиляции, позволяет достаточно быстро создать в помещениях мостика избыточное давление.

Режим 5 наиболее эффективен при возможности возникновения газовой опасности на судне. При этом обеспечивается избыточное давление по всем палубам от 250 до 550 Па. Его величина зависит от общего состояния воздушной сети и герметичности надстройки. Например, при неплотном закрытии заслонок вытяжной вентиляции подпор уменьшается в пять раз. Режимы 6÷12 реализованы для установления степени влияния рециркуляции на величину избыточного давления по палубам надстройки. Режим 25 % рециркуляции на одном кондиционере уменьшает забор свежего воздуха на 12 % (режим 6) и на 14 % (режим 11) без существенного изменения величины избыточного давления по палубам. Режим 50 % рециркуляции на одном кондиционере уменьшает избыточное давление по палубам более чем в два раза. При этом приток наружного воздуха уменьшается на 35 %. На остальных режимах рециркуляции величина избыточного давления воздуха резко снижается.

Таким образом, методика расчёта изменения давления воздуха в больших объёмах позволяет на стадиях проектирования системы вентиляции установить количественную взаимосвязь физических параметров воздуха внутри и снаружи надстройки судна с конструктивными особенностями и степенью её герметизации. Использование методики экспериментального определения максимального избыточного давления воздуха приводит к выбору режима работы вентиляции надстройки, предотвращающего инфильтрацию загрязнённого воздуха в жилые помещения судна при условии обеспечения необходимого количества свежего (атмосферного) воздуха. Кроме того, очень важным является выражение (3), которое позволяет определять период повышения давления в объёме. Его величина составляет 20…60 минут и может быть сокращена за счёт быстрого и качественного уплотнения наружных закрытий жилой надстройки.

По падению величины избыточного давления и времени подъёма его до нормального значения можно оценивать эффективность и качество герметизации наружного контура замкнутых объёмов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Завиша В.В., Декин Б.Г. Судовые вспомогательные механизмы и системы. М.: Транспорт, 1984. – 358 с.

УДК 629.12:621.56

Логвиненко В.В., Коханский А.И.
ОГАХ, ОГМА

АНАЛИЗ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СУДОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

На основе математической модели производственной холодильной установки судна типа "Горизонт" [1] проведен графический анализ статических характеристик морозильного комплекса в процессе замораживания рыбопродукта. Анализ проводился для варианта, когда температура окружающего воздуха составляет 10 °С, температура забортной воды — 9 °С, начальная температура рыбы — 8 °С. Работает один винтовой компрессор 5 ВХ-350/5 ФС, производительность которого меняется в диапазоне от 10 % до 100 %. На рис. 1 представлена зависимость изменения продолжительности замораживания τ_{ma}, ч общего количества продукта, подаваемого на замораживание, от температуры воздуха в морозильной камере $t_в$, °С. Продолжительность замораживания τ_{ma} зависит от продолжительности замораживания блока рыбы τ_z, ч, которая определялась по формуле Д.Г. Рютова:

$$\tau_z = \left(\frac{R_0 \cdot 1 + 0{,}0053 t_н}{8 t_{кр} - t_в} + \frac{N \cdot C_0}{\pi^2} \cdot \left(\ln \frac{t_{кр} - t_в}{t_{кц} - t_в} - 0{,}21 \right) \right) \times \frac{\gamma \cdot L \cdot \left(L + 4 \frac{\lambda}{\alpha} \right)}{\lambda}, \text{ ч}, \quad (1)$$

где R_0 — теплота затвердевания рыбы, Дж/кг; $t_{кр}$ — криоскопическая температура рыбы, °С; $t_н$ — начальная температура рыбы, °С; $t_{кц}$ — конечная температура рыбы в центре блока, °С; $t_в$ — температура воздуха в морозильной камере, °С; C_0 — теплоемкость замороженного продукта, Дж/(кг·°С); γ — удельная масса рыбы, кг/м^3; L — толщина блока рыбы, м; λ — коэффициент теплопроводности рыбы, Дж/(м·ч·°С); α — коэффициент теплоотдачи от поверхности блока к охлаждающему воздуху, Дж/(м^2·ч·°С); N — поправочный коэффициент при заданных L, λ и α.

Также на рис. 1 представлены зависимости производительности воздухоохладителя $Q_{isp}(t_в)$, Вт, для различных значений температуры кипения хладагента t_0,°С и зависимость суммарной тепловой нагрузки на воздухоохладитель $Q_{ma}(t_в)$, Вт. Зависимости $Q_{isp}(t_в)$ определяются на основании формулы

$$\frac{Q_{isp}}{kF} = \frac{\Delta t}{\ln \frac{t'_в - t_0}{t''_в - t_0}}. \quad (2)$$

Здесь F — площадь поверхности воздухоохладителя, м^2; $k = f(t_0)$ — коэффициент теплоотдачи воздухоохладителя, Вт/(м^2·К); t_0 — температура кипения хладагента °С; $t'_в = t_в + \Delta t/2$ — температура воздуха перед воздухо-

охладителем, °С; $t''_в = t_в - \Delta t/2$ — температура воздуха после воздухоохладителя, °С; Δt — нагрев воздуха в морозильном аппарате, °С.

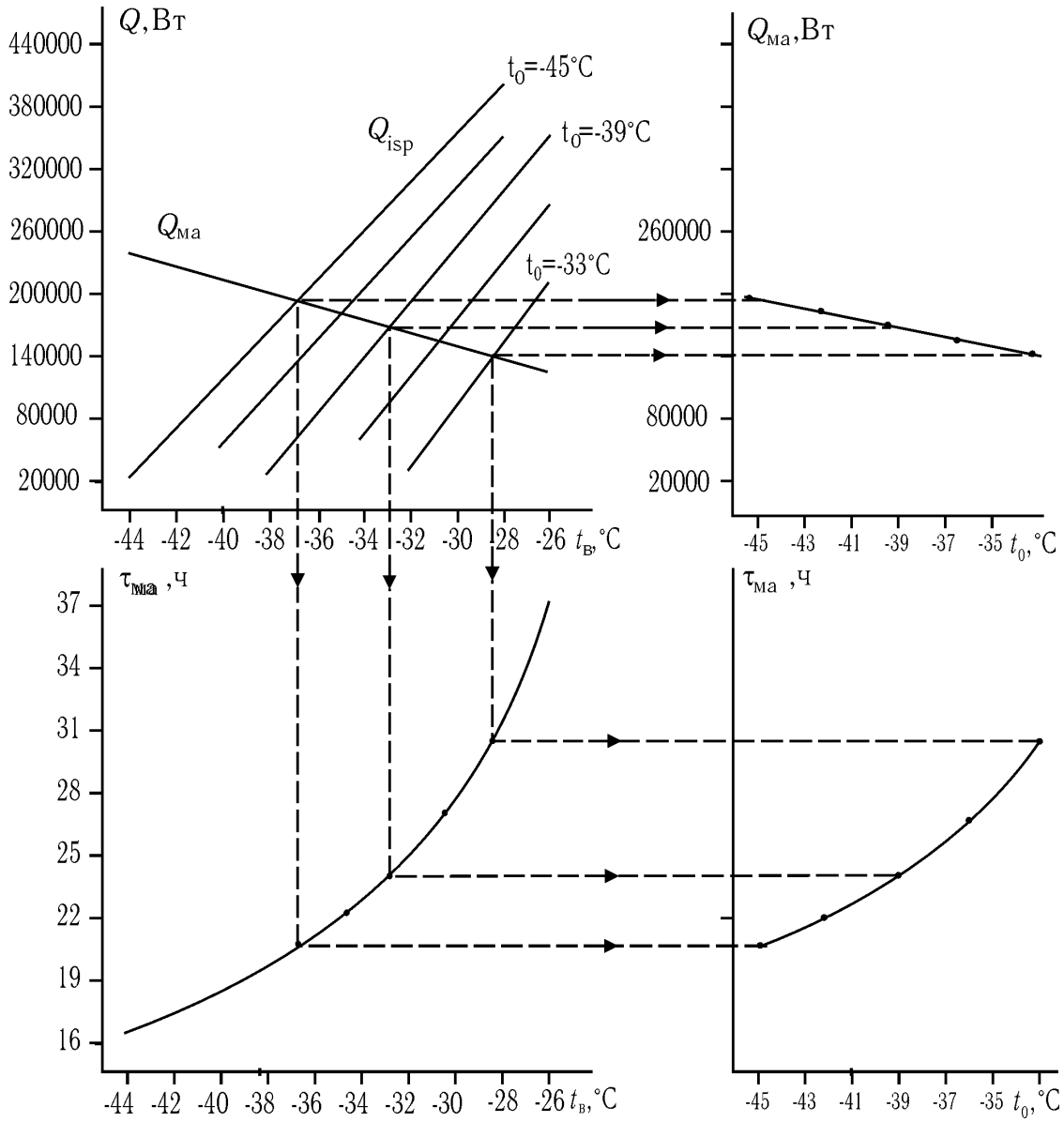


Рис. 1. Получение зависимостей $Q_{ma}(t_0)$ и $\tau_{ma}(t_0)$ на основе статических характеристик $Q_{ma}(t_в)$, $Q_{isp}(t_в)$ и $\tau_{ma}(t_в)$

Зависимость $Q_{ma}(t_в)$ определяется по формуле

$$Q_{ma} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4, \qquad (3)$$

где Q_1 — теплоприток через ограждающую поверхность, Вт; Q_2 — теплоприток от рыбопродукта, Вт; Q_3 — теплоприток от отепленных цепей конвейера и блок-форм, входящих в морозильную камеру, Вт; Q_4 — расход топлива на тепловой эквивалент работы электровентилятора, Вт.

Теплоприток от рыбопродукта Q_2, в частности, определяется по формуле

$$Q_2 = \frac{E \cdot (i_н - i_к)}{3{,}6\tau_z}, \qquad (4)$$

где E — емкость морозильной камеры, кг, а $i_н$ и $i_к$ — начальная и среднеконечная энтальпия рыбы.

На основании полученных статических характеристик определены коэффициенты передачи по каналу производительность воздухоохладителя — температура воздуха в морозильной камере: для t_0 = -45 °С коэффициент передачи составляет 23250 Вт/°С и для t_0 = -33 °С —29822,5 Вт/°С. Исходя из того, что точки пересечения зависимостей $Q_{isp}(t_в)$ и $Q_{ma}(t_в)$ соответствуют стационарному режиму работы морозильного комплекса, на рис. 1 представлен графический способ получения зависимостей Q_{ma} (t_0) и $\tau_{ma}(t_0)$. Для этого значения t_0 наносятся на оси абсцисс в правой части рисунка, а значения $Q_{ma}(t_0)$ и $\tau_{ma}(t_0)$ получаются с помощью построений так, как показано на рисунке стрелками, на основе точек стационарного режима работы морозильного комплекса — точек пересечения зависимостей $Q_{isp}(t_в)$ и $Q_{ma}(t_в)$. Полученные зависимости $Q_{ma}(t_0)$ и $\tau_{ma}(t_0)$ используются в дальнейшем для получения зависимости удельной потребляемой энергии, расходуемой на замораживание 1 кг рыбопродукта $W_{уд}$, кВт·ч/кг от температуры кипения хладагента t_0, °С и от расхода охлаждающей воды на конденсаторе V_{wk}, м^3/с.

На рис. 2 представлены зависимости изменения количества тепла, отводимого маслом от хладагента в компрессоре Q_m, Вт и количества тепла, воспринимаемого маслом от хладагента Q'_m, Вт от температуры маслофреоновой смеси на выходе из компрессора t''_2, °С для различных значений t_0 при температуре конденсации хладагента $t_к$ = 5 °С.

Тепло, отводимое маслом от хладагента в компрессоре, определяется по формуле

$$Q_m = 1000 \cdot G_a \cdot (i'_2 - i''_2), \text{ Вт}, \qquad (5)$$

где $G_a = f(Q_0, t_0, t_к)$ — расход хладагента через компрессор, кг/с.

Q_0, Вт — реальная холодопроизводительность компрессора, которая, исходя из того что установка работает в стационарном режиме, равна Q_{ma}. При этом, для определения характеристики $G_a(Q_0, t_0, t_к)$ используется зависимость $Q_{ma}(t_0)$, полученная в результате построений на рис. 1;

$i'_2 = f(t_0, t_к)$ — энтальпия хладагента в конце сухого сжатия, кДж/кг;

$i''_2 = f(t_к, t''_2)$ — энтальпия маслофреоновой смеси на выходе из компрессора, кДж/кг.

Тепло, воспринимаемое маслом от хладагента, определяется по формуле

$$Q'_m = G_m \cdot C_m \cdot (t''_2 - t_m), \text{ Вт}, \qquad (6)$$

где t_m — температура масла на входе в компрессор, °С; $G_m = f(Q_0, t_0, t_к)$ — массовый расход масла, кг/с; $C_m = C_{P30} \cdot (1 + A_c \cdot (t_m - 30))$ — теплоемкость масла, Дж/(кг·°С); C_{P30} — теплоемкость масла ХА30 для 30 °С, Дж/(кг·°С); A_c — коэффициент для масла ХА30, 1/°С.

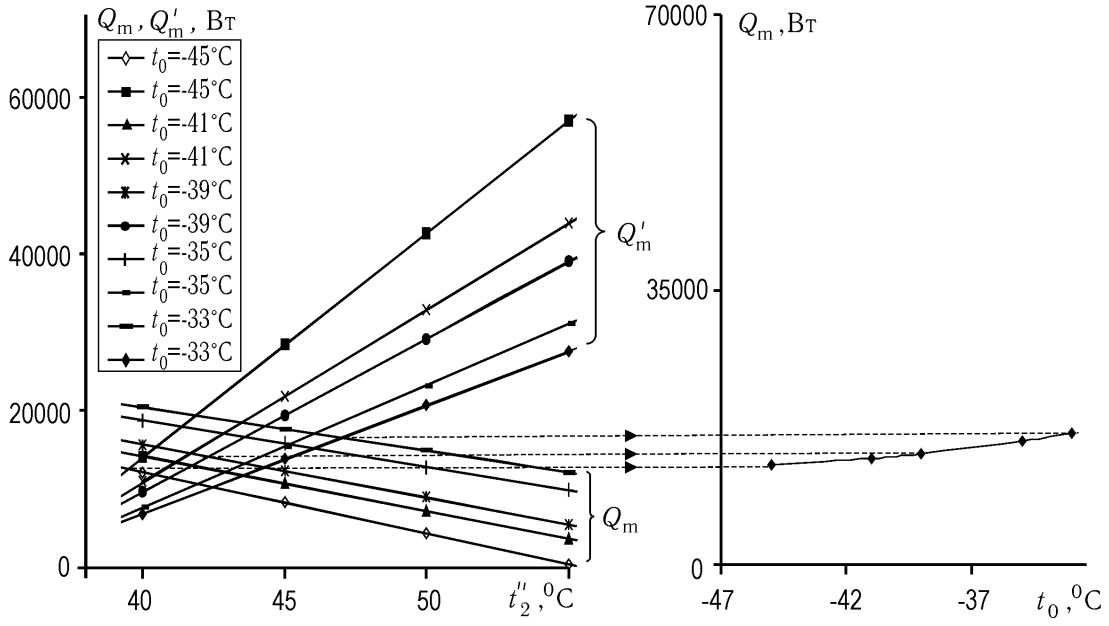


Рис. 2. Получение зависимости $Q_m(t_0)$ на основе статических характеристик $Q_m(t''_2)$ и $Q'_m(t''_2)$

Исходя из того, что точки пересечения зависимостей $Q_m(t''_2)$ и $Q'_m(t''_2)$ соответствуют стационарному режиму работы, на рис. 2 представлен графический способ получения зависимости $Q_m(t_0)$ для заданного значения $t_к$. Для этого значения t_0 наносятся на оси абсцисс в правой части рисунка, а значения $Q_m(t_0)$ получаются с помощью построений так, как показано на рисунке стрелками, на основе точек стационарного режима работы морозильного комплекса — точек пересечения зависимостей $Q_m(t''_2)$ и $Q'_m(t''_2)$.

Проведя ряд аналогичных построений, получен рис. 3, на котором представлены зависимости $Q_m(t_0)$ для различных значений $t_к$. На основании полученных статических характеристик определены коэффициенты передачи по каналу тепло, отводимое маслом от хладагента в компрессоре — температура кипения хладагента: для $t_к$ = 5 °С коэффициент передачи составляет примерно 333 Вт/°С, а для $t_к$ = 35 °С коэффициент передачи составляет -3985 Вт/°С. Полученные зависимости $Q_m(t_0)$ используются в дальнейшем для получения зависимости $W_{уд}(t_0, V_{wk})$.

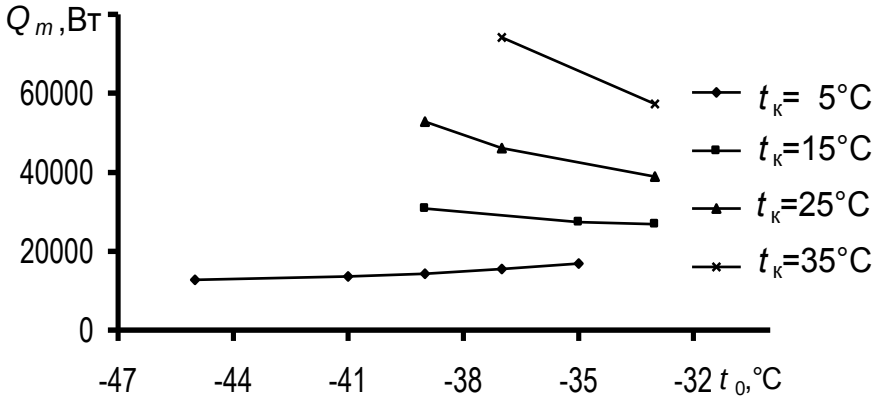


Рис. 3. Семейство статических характеристик $Q_m(t_0)$

На рис. 4 представлены зависимости изменения тепловой нагрузки на конденсатор $Q_к$, Вт от $t_к$ при различных значениях объемного расхода воды на конденсаторе V_{wk}, м^3/с. Эти зависимости получены на основании формулы

$$t_к = 1{,}004 \cdot t_{w_{ср}} + 4{,}02 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{Q_к^{1,173}}{F_к^{1{,}152}} + \left(\frac{7{,}042 \cdot 10^{-4} d_{вн}^{0,2}}{e^{0{,}01183 \cdot t_{w_{ср}}} W_w^{0,8}} + 1{,}004R \right) \frac{Q_к \beta}{F_к}, \quad (7)$$

где $t_{wср}=f(V_{wk})$ — среднее значение температуры воды в конденсаторе, °С; $W_w=f(V_{wk})$ — скорость воды в трубах конденсатора, м/с; $F_к$ — площадь наружной поверхности конденсатора, м^2; $d_{вн}$ — внутренний диаметр трубок конденсатора, м; R — термическое сопротивление трубок конденсатора с учетом загрязнений, м^2·°С/Вт; β — коэффициент оребрения трубок конденсатора.

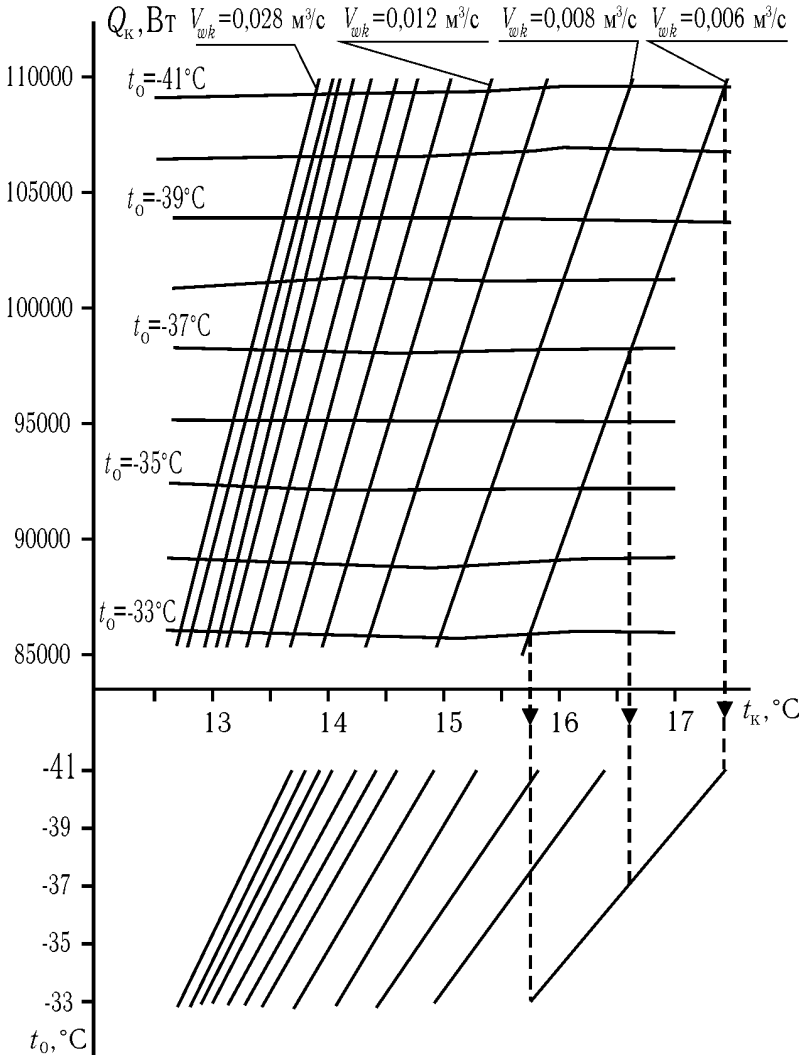


Рис. 4. Получение зависимостей $t_0(t_k)$ на основе семейства статических характеристик $Q_k(t_k)$

На основании полученных статических характеристик определены коэффициенты передачи по каналу тепловая нагрузка на конденсатор — температура конденсации хладагента: для V_{wk} = 0,006 м^3/с коэффициент передачи

составляет 12738,85 Вт/°С, для V_{wk} = 0,028 м^3/с коэффициент передачи составляет 22722,85 Вт/°С.

Также на рис. 4 представлены зависимости изменения тепловой нагрузки на конденсатор $Q_к$, Вт от $t_к$ при различных значениях t_0. Эти зависимости получены на основании формулы $Q_к = Q_{ma}+1000N_e - Q_m$. При этом используются зависимости $Q_{ma}(t_0)$ и $Q_m(t_0)$, полученные в результате построений на рис. 1 и 3. Эффективная мощность компрессора N_e определяется по формуле

$$N_e = \frac{N_{e\text{ном}} N_{\text{пр}}}{100}, \text{ кВт.} \quad (8)$$

Здесь $N_{e\text{ном}} = f(t_0, t_к)$ — номинальная потребляемая мощность компрессора, кВт; $N_{\text{пр}} = f(k_z)$ — процентная величина потребляемой мощности, %; k_z — коэффициент загрузки компрессора

$$k_z = \frac{Q_0 \cdot 100}{Q_o}, \%. \quad (9)$$

Исходя из того, что морозильный комплекс работает в стационарном режиме, значение Q_0, как было указано выше, равно Q_{ma}. В соответствии с этим, при определении k_z используется зависимость $Q_{ma}(t_0)$, полученная в результате построений на рис. 1.

$Q_o = f(t_0,t_к)$ — номинальная холодопроизводительность компрессора, Вт. Для определения $N_{e\text{ном}}(t_0, t_к)$, $N_{\text{пр}}(k_z)$ и $Q_o(t_0, t_к)$ используются графические характеристики винтового компрессорного агрегата 5 ВХ-350/5 ФС, представленные в [2].

Исходя из того, что точки пересечения зависимостей $Q_к(t_к)$ для различных значений V_{wk} и t_0 соответствуют стационарному режиму работы моро зильного комплекса, на рис. 4 представлен графический способ получения зависимости $t_0(t_к)$ при различных значениях V_{wk}. Для этого значения t_0 наносятся на оси ординат в нижней части рисунка, а значения $t_0(t_к)$ получаются с помощью построений так, как показано на рисунке стрелками, на основе точек стационарного режима работы морозильного комплекса — точек пересечения зависимостей $Q_к(t_к)$ для различных значений V_{wk} и t_0. Полученные зависимости $t_0(t_к)$ используются в дальнейшем для получения зависимости $W_{\text{уд}}(t_0, V_{wk})$.

На рис. 5 показано, как на основании статических характеристик $t_к(t_0)$ при различных значениях V_{wk}, полученных из рис. 4, и статических характеристик $N_{eka}(t_0)$ при различных значениях $t_к$ (с учетом того, что $N_{eka} = f(N_e)$, где N_e определяется на предыдущем шаге анализа, как показано выше) графическим способом получена зависимость $N_{eka}(t_0)$ при различных значениях V_{wk}. Для этого значения $t_к$ наносятся на оси ординат в нижней части рисунка, а значения t_0 — на оси абсцисс в левой части рисунка. Значения $N_{eka}(t_0)$ получаются с помощью построений так, как показано на рисунке стрелками.

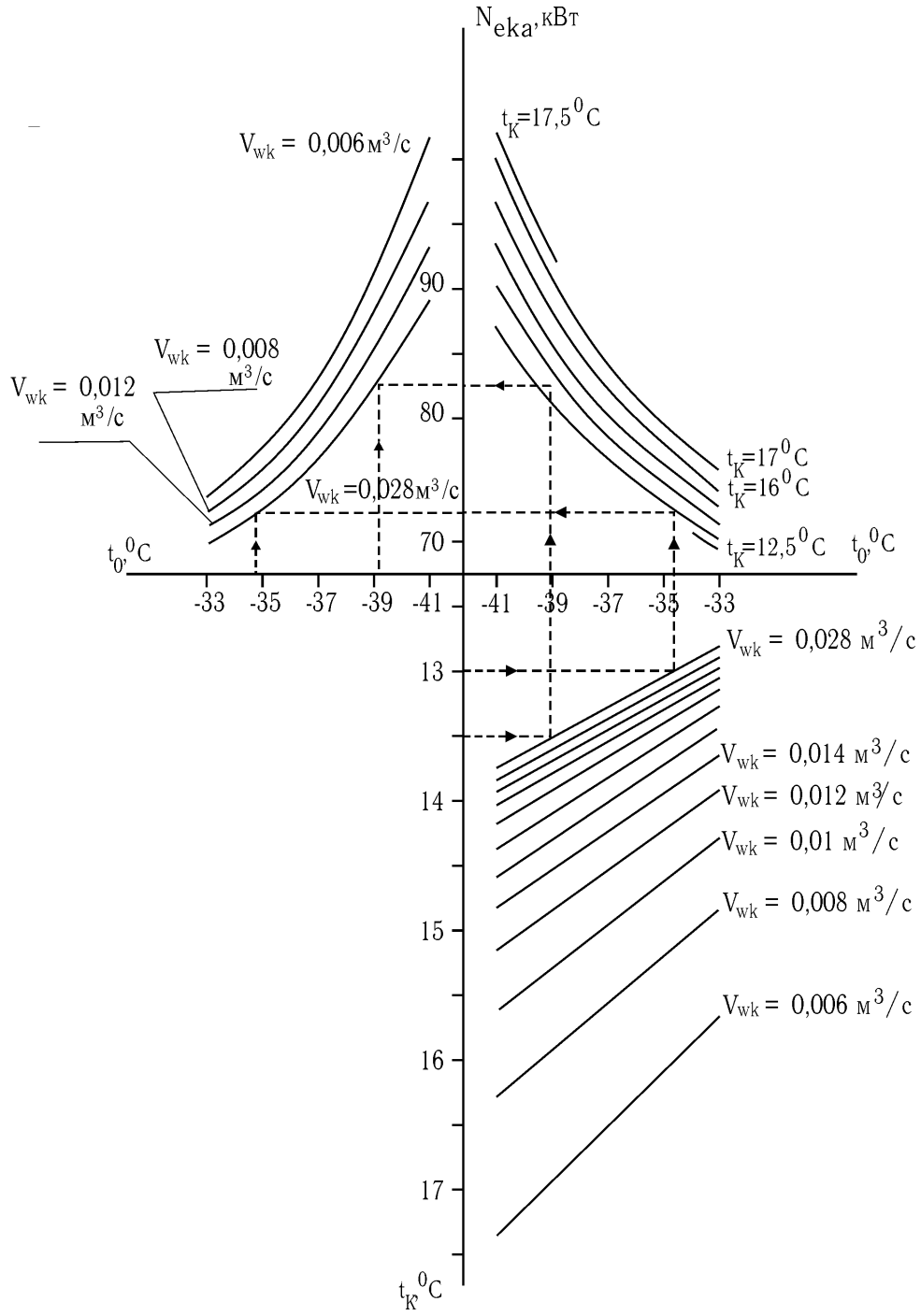


Рис. 5. Получение семейства статических характеристик $N_{eka}(t_0)$ при различных значениях V_{wk} на основе зависимостей $N_{eka}(t_0)$ при различных значениях t_k

Используя полученные статические характеристики графическим способом определена зависимость удельной потребляемой энергии, расходуемой на замораживание 1 кг рыбопродукта $W_{уд}$, кВт·ч/кг от t_0 и V_{wk}, представленная на рис. 6. При этом, с учетом того, что $W_{уд} = f(\tau_{ma}, N_{eka})$ используются зависимости $\tau_{ma}(t_0)$ и N_{eka} (t_0), полученные в результате построений на рис. 1 и 5.

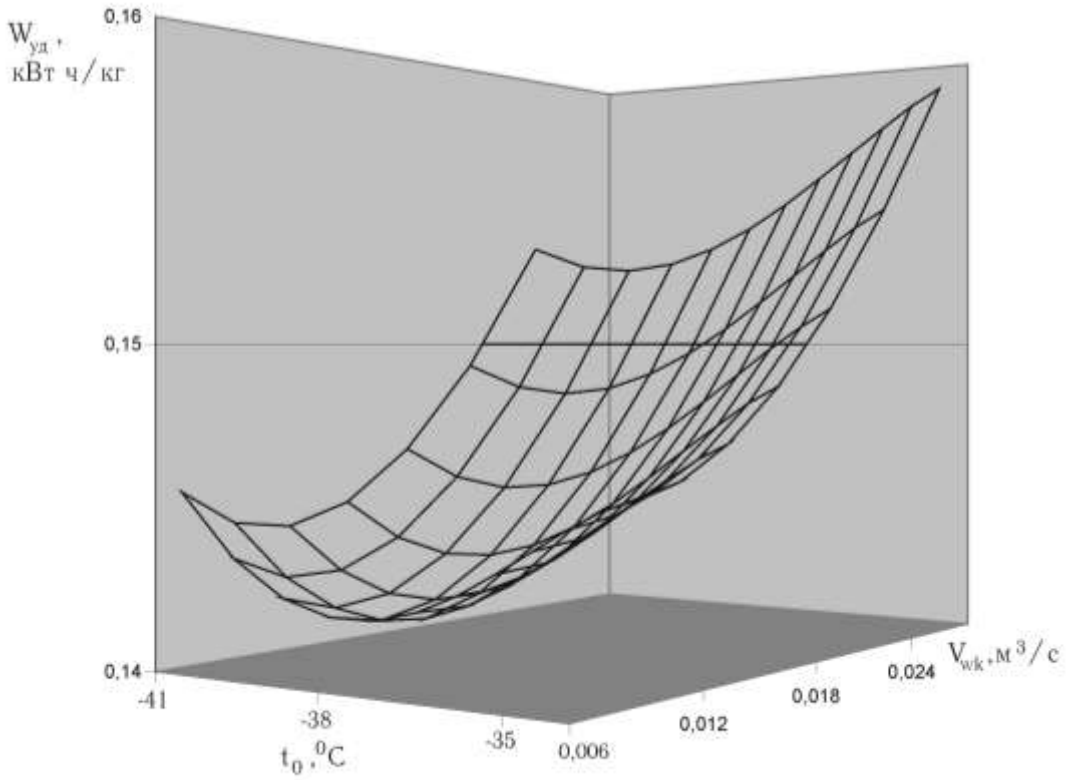


Рис. 6. Зависимость $W_{уд}$ (t_0,V_{wk})

Таким образом, получены следующие результаты: 1) разработан графический способ получения статических характеристик морозильного комплекса в процессе замораживания рыбопродукта; 2) получен ряд статических характеристик судовой производственной холодильной установки для различных режимов ее работы и определена возможность получения статической характеристики любого узла (агрегата) морозильного комплекса не только в крайних расчетных режимах, а в любом промежуточном режиме работы; 3) определены коэффициенты передачи различных узлов (агрегатов) морозильного комплекса в различных режимах работы; 4) полученная графическим способом зависимость $W_{уд}$ (t_0, V_{wk}) представляет собой параболическую поверхность, имеющую точку минимума, что соответствует результатам, полученным с помощью численного расчета и представленным в [1] и [3].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Логвиненко В.В., Коханский А.И. Идентификация судовой холодильной установки для определения минимума энергозатрат. // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 1999. – Вып. 3, – Одесса: ОГМА– С. 91-98.
2. Холодильные компрессоры. Справочник. (Серия "Холодильная техника") // Ред. коллегия: Гоголин И.А., Головкин Н.А., Данилова Г.Н. и др. / Гл.

редактор серии справочников "Холодильная техника" Быков А.В. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 280 с.
3. Логвиненко В.В., Коханский А.И., Алехин Н.Б. Анализ энергозатрат производственной холодильной установкой судна типа "Горизонт". // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – Вып. 2. – Одесса: ОГМА. – С. 28-34.

УДК 628.543:629.12.03

Анфиногентов Д.В., Скрипник В.Н.
ОГМА

НОВЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ ОЧИСТКИ СУДОВЫХ НЕФТЕСОДЕРЖАЩИХ ВОД ДО ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНОГО УРОВНЯ

Ежегодно с судов, обрабатываемых в Одесском порту, плавсборщиком льяльных вод (СЛВ) принимается и обезвреживается до 20 тыс. $м^3$ нефтесодержащих вод. Результаты многолетней эксплуатации СЛВ показали достаточно высокую эффективность работы его очистной системы. Процесс очистки, в результате которого остаточного нефтесодержание в сливе не превышал 5 мг/л, состоял из двух стадий. Предварительное гравитационное разделение собранных нефтеводяных эмульсий осуществлялось непосредственно в цистернах сборщика. Последующая очистка производилась в двух смонтированных на борту сепараторах СНФ-5Т фильтрующего типа пропускной способностью по 4 $м^3$/ч. Однако, с 1996 г. из-за ухудшения экологической обстановки в акватории Одесского залива, непосредственный слив очищенной воды за борт был запрещен, а собираемые сборщиком воды пришлось передавать на станцию очистки балластных вод (СОБВ). Такой вариант эксплуатации СЛБ оказался дорогостоящим, приносящим дополнительные затраты: до 35...50 тыс. гривен — в материальном исчислении и более 13 % годового бюджета из-за невозможности перехода к месту сдачи при неблагоприятных погодных условиях - во временном. Таким образом, непроизводительные затраты достигали 17 % годовых эксплуатационных расходов.

Это потребовало повысить очистную способность системы до уровня нефтесодержания в сливе ниже 0,05 мг/л, допускающего сброс в акватории порта. При разработке новой технологии очистки часть апробированных методов глубокого извлечения загрязнителей, таких как коагуляция, сорбция и т.п. оказались неприемлемыми. В первую очередь это связано с тем, что в ходе очистного процесса образуются загрязненные нефтепродуктами осадки либо сорбенты, обезвреживание которых требует дополнительных технических решений. Во-вторых, аппараты, в которых реализуются эти методы, по своим габаритам не вписывались в стесненное пространство технологического отделения СЛВ. Поэтому разработка технологии получила свое разви-

тие в новом направлении, связанном с использованием эффекта "биоремедиации" — деструкции углеводородных молекул с последующим их биологическим разложением, на котором основано действие специальных моющих препаратов нового поколения.

Одним из представителей таких препаратов является "Аквамар-2000". В его состав входят ПАВ и активаторы, которые придают моющие свойства, а также органические кислоты, растительные экстракты и др., служащие 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. Дополнительным аргументом в пользу "Аквамар-2000" явились положительные результаты обширных медико-биологических исследований, на основании которых он был рекомендован Государственной инспекцией охраны Черного моря для использования на береговых предприятиях морского транспорта с последующим сбросом стоков в городскую систему канализации.

В процессе разработки технологии лабораторными исследованиями было установлено, что для снижения нефтесодержания с 5 до 0,05 мг/л требуется обработка воды препаратом из расчета 5 г/м^3 с последующим полутора - двухчасовым ее отстоем с обязательной аэрацией. Внедренной на СЛВ в 1998 г. технологией доочистки предусмотрена следующая схема обработки воды. В воду на выходе из фильтров с помощью насоса-дозатора подается препарат и сжатый воздух от судовой компрессорной установки, необходимый для обеспечения режима аэробной биодеструкции углеводородов. Обработанная препаратом и насыщенная кислородом воздуха вода поступает в установленную на верхней палубе судна цистерну доочистки, конструкция которой и вместимость (18 м^3) обеспечивают двухчасовое пребывание, протекающей через нее воды. Очищенная до остаточного нефтесодержания 0,05 мг/л вода сливается за борт.

В начальный период эксплуатации модернизированной очистной системы оптимизирована технологическая схема приема, самотечного распределения по судовым цистернам и отстоя нефтесодержащей воды. Это позволило улучшить условия выделения нефтепродуктов на первой стадии очистки и тем самым снизить и стабилизировать нефтесодержание на входе в фильтры. Кроме того, была проведена оптимизация режимов автоматизированной и ручной промывок фильтрующей загрузки СНФ-5Т. Следует отметить, что в фильтрах производства ЮжНИИМФ типа СНФ и УСФА используется одна и та же загрузка, изготовленная по специальной технологии из шлака металлургического производства с размером гранул 0,1...1,0 мм и строго регламентированным фракционным составом. Характерным свойством гранул является их олеофобность, вследствие чего капли нефтепродуктов задерживаются в слое загрузки не в результате их закрепления на поверхности гра-

нул, а за счет механического торможения в извилистых порах, образованных гранулами загрузки.

Промывка загрузки фильтра на СЛВ проводится забортной водой при помощи промывочного насоса подачей 3,0...3,5 $м^3$/ч при напоре 0.3...0.4 МПа. Перед началом промывки, продолжительность которой в автоматизированном режиме работы составляет 5 мин, производится одноминутное взрыхление загрузки при помощи сжатого воздуха под давлением 0,3...0,4 МПа. Временной интервал между промывками равен 30 минут. Если после автоматизированной промывки гидравлическое сопротивление загрузки не восстанавливается, промывка производится в ручном режиме. Ее продолжительность с периодической трех - четырехкратной подачей сжатого воздуха в течение 30...40 с. составляет 10 мин. Указанные мероприятия позволили стабилизировать и улучшить качество очистки воды по стадиям ее обработки, о чем убедительно свидетельствует почти годичный опыт эксплуатации СЛВ. Так, после гравитационного отстоя в цистернах нефтесодержание воды не превышало 30...50 мг/л, после фильтров за редким исключением (выбросы до 2,9 мг/л) - не более 1,0 мг/л. Содержание нефтепродуктов в дочищенной воде составляло 0,00...0,08 мг/л, т.е. находилась в границах естественной загрязненности промывочной воды.

В процессе эксплуатации были уточнены основные режимные параметры процесса доочистки - удельные расходы препарата и воздуха. Установлено, что при расходе воздуха 0,65 $нм^3/м^3$ и нефтесодержании воды около 1,0 мг/л расход концентрата "Аквамар-2000" может быть сокращен до 2 $г/м^3$, что составляет 5 % от суммарных затрат на сбор и очистку нефтесодержащих вод. Технико-экономический анализ эксплуатационных показателей СЛВ, свидетельствует о том, что в зависимости от количества обработанной воды доход с каждого 1 $м^3$ собранной и очищенной воды составляет 7...12 гривен. Кроме того, за первый год эксплуатации СЛВ полностью окупит затраты по модернизации очистной системы и принесет доход около 200 тыс. гривен.

Положительный опыт эксплуатации очистной системы СЛВ и высокие экономические показатели свидетельствуют о перспективности разработанной технологии глубокой очистки. При этом детальный анализ специфики работы системы, которая разрабатывалась применительно к конкретным условиям, с учетом конструктивных особенностей корпуса, энергетической установки и систем, свидетельствует о значительных резервных возможностях, заложенных в технологии. Так, отсутствие теплоносителя на СЛВ не позволяет производить подогрев воды до температуры 30 °С, что интенсифицировало бы процессы развития микрофлоры и биодеструкции нефтепродуктов. Система аэрации воды также несовершенна из-за невозможности дооборудования цистерны доочистки специальными распределительными устройствами для насыщения воды высокодисперсными пузырьками воздуха, и соответствующей интенсификации процесса доочистки.

Необходимость обработки воды воздушными пузырьками состоит не только в насыщении ее кислородом для развития микрофлоры, так как в ре-

акции биоокисления достаточно значимую роль играет возможность контакта аэробных бактерий с питательной средой, что в сильно разбавленных эмульсиях является проблематичным. Наличие всплывающих пузырьков позволяет за счет флотационного эффекта перевести процесс в пенный слой с относительно высокой концентрацией "Аквамар-2000" и нефтепродуктов. С другой стороны, значительно большего эффекта можно было бы достичь при использовании возможностей сорбционных фильтров, способных более интенсивно концентрировать все элементы взаимодействующей системы на поверхности загрузки. Следует только обеспечить аэрацию воды в пределах фильтра, способствовать развитию процесса биодеструкции углеводородов и тем самым исключить возможность накопления отложений. Тогда фильтр тонкой очистки смог бы работать без регенерации, а точнее — в режиме непрерывной регенерации.

Таким образом, наибольшую эффективность глубокого извлечения нефтепродуктов может обеспечить следующая технологическая схема:

- гравитационный отстой до остаточного нефтесодержания 50 мг/л;
- очистка в фильтре типа СНФ или УСФА до 1.0...2,0 мг/л с полным удалением механических примесей;
- доочистка в сорбционном фильтре с практически неограниченным ресурсом загрузки до остаточного нефтесодержания не более 0,05 мг/л.

УДК621. 187.32(088.8)

Абрамов В.А.
ОГМА

ИНТЕНСИФИЦИРОВАННЫЙ СПОСОБ ОЧИСТКИ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ОТ НАКИПИ

Технико-экономические показатели и надёжность работы судовой энергетической установки (СЭУ) в значительной степени зависят от стабильности поддержания спецификационных параметров теплообменных аппаратов, эффективность работы которых в конечном итоге определяет экономию топливно-энергетических ресурсов.

Одним из основных факторов, снижающих эксплуатационную эффективность судовых теплообменников, является кристаллизация накипных отложений на теплообменных поверхностях.

Анализ известных методов очистки от накипи [1-3] показывает, что все они не лишены недостатков и требуют, в лучшем случае, использования дефицитных химических препаратов [4], отсутствие которых на судне приводит к необходимости механической очистки, характеризующейся значительными затратами ручного труда, или демонтажа теплообменников для их очистки в стационарных условиях на судоремонтных предприятиях.

Альтернативным способом можно считать разработанный в ОГМА углекислотный метод очистки от накипи и предотвращения её образования [5-7], основанный на переходе карбоната кальция в более растворимые гидрокарбонаты в присутствии угольной кислоты, образующейся при насыщении воды двуокисью углерода (CO_2). Метод отработан в лабораторных условиях и внедрён на судах [8].

Отработанная в лабораторных условиях углекислотная методика борьбы с накипеобразованием при её проверке на судах потребовала принятия некоторых технических решений по способам насыщения воды газом (баллонной CO_2 или отработавшими газами СЭУ). Более удачным с практической точки зрения оказался водогазовый эжектор. На основании проведённых экспериментов были предложены переносные очистные установки производительностью по воде 3 и 10 $м^3$/ч (ПОУ-3 и ПОУ-10). При реализации этого способа очистка теплообменников от накипи производилась насыщением воды, заполняющей теплообменник, углекислым газом и организацией циркуляции водогазовой смеси по замкнутому контуру. Периодически осуществлялась смена воды с помощью штатного циркуляционного насоса, что позволяло вымывать потоком воды нерастворившиеся частицы шлама. Илистый налёт, возникающий на поверхностях теплообменника при недостаточной скорости циркуляции, легко удалялся промывкой струёй воды под давлением.

Положительные результаты, полученные при использовании на судах углекислотной технологии очистки теплообменников от накипи, указывали на то, что данная технология обладает рядом преимуществ по сравнению с традиционными методами очистки, но, как оказалось, также не лишена недостатков, ограничивающих ее широкое использование. Основным, и по сути главным, недостатком углекислотного метода является то, что процесс химического растворения плотных накипных отложений слабой угольной кислотой растянут во времени, что приводит к длительному простою выведенного из действия очищаемого оборудования, требует при этом значительных расходов углекислоты до полного растворения накипи (что в судовых условиях не всегда возможно) и, в итоге, ограничивает применимость этого метода до толщины накипи на теплопередающих поверхностях не более 1,0…1,5 мм.

Это объясняется тем, что даже несмотря на максимальное насыщение воды CO_2, из общего количества двуокиси углерода, растворенной в воде, лишь 0,2 % ее находится в виде угольной кислоты — H_2CO_3 [9], собственно определяющей кислотные свойства раствора, т.е. его способность к растворению накипных отложений. Кроме того, процесс полного растворения накипи зависит также от ее фазового состава [2, 7] и не всегда протекает до конца, так как не все компоненты накипи смешанного состава одинаково хорошо растворимы в растворах угольной кислоты.

Таким образом, интенсификация углекислотного метода, т.е. сокращение времени очистки и повышение ее эффективности, позволит более широко использовать данный метод в практике технической эксплуатации флота,

особенно в условиях дефицита и дороговизны сильнодействующих моющих препаратов и повышенных требований по охране окружающей среды при сбросе отработавших растворов за борт.

Для достижения этой цели предлагается использовать эффект выделения газов (в частности CO_2) из их пересыщенных растворов — эффект пневмошока. Выделение газов из их пересыщенных растворов — широко распространенное явление [10]. Так, при снижении давления над природными газированными или искусственно полученными минеральными водами, немедленно начинается образование газовой фазы. Пересыщенный же раствор газа в жидкости может быть получен предварительным ее насыщением под давлением с последующим изменением параметров состояния газового раствора, например, при резком сбросе давления.

Принципиальная схема дооборудования теплообменника для осуществления интенсифицированного способа очистки от накипи представлена на рисунке, а технология его проведения предлагается следующей.

Перед очисткой теплообменный аппарат отключают от основного технологического цикла и через штатные смотровые лючки очищают от инородных предметов для обеспечения доступа моющей жидкости ко всей поверхности теплообмена, покрытой накипью. После полного заполнения теплообменника 1 водой, закрывают секущие клинкеты 8, изолируя, таким образом, водяной объем теплообменника от штатных систем. Для ускорения образования дефектов в слое накипи, возможно использование слабых растворов кислот, например сульфаминовой, обладающей рядом преимуществ по сравнению с другими кислотами [3, 4]. Это интенсифицирует процесс предварительного травления накипи и, в итоге, ускоряет дальнейший процесс очистки. Для этого растворяют в бачке 12 определенное количество сухой сульфаминовой кислоты и открывая затем клапаны 11 и 13, запускают в действие рабочий насос 21, обеспечивая циркуляцию воды через теплообменник. Приоткрывая клапан 20, подают маточный раствор кислоты на всасывание рабочего насоса 21.

После подачи всего раствора в контур циркуляции закрывают клапаны 20 и 13 и открывают клапаны 14, обеспечивающие прохождение воды через водогазовый эжектор 15.

Убедившись по мановакууметру 16 в нормальной работе эжектора (т.е. в создании вакуума во всасывающей камере), открывают невозвратно-запорный клапан 19 и газовым редуктором 17 на баллоне с CO_2 18 устанавливают давление подачи углекислого газа к эжектору порядка 0,03…0,05 МПа. Таким образом производят насыщение моющего раствора двуокисью углерода. Продолжительность насыщения определяют временем трех-четырехкратной замкнутой циркуляции раствора через теплообменник, исходя из производительности рабочего насоса и количества воды в теплообменнике.

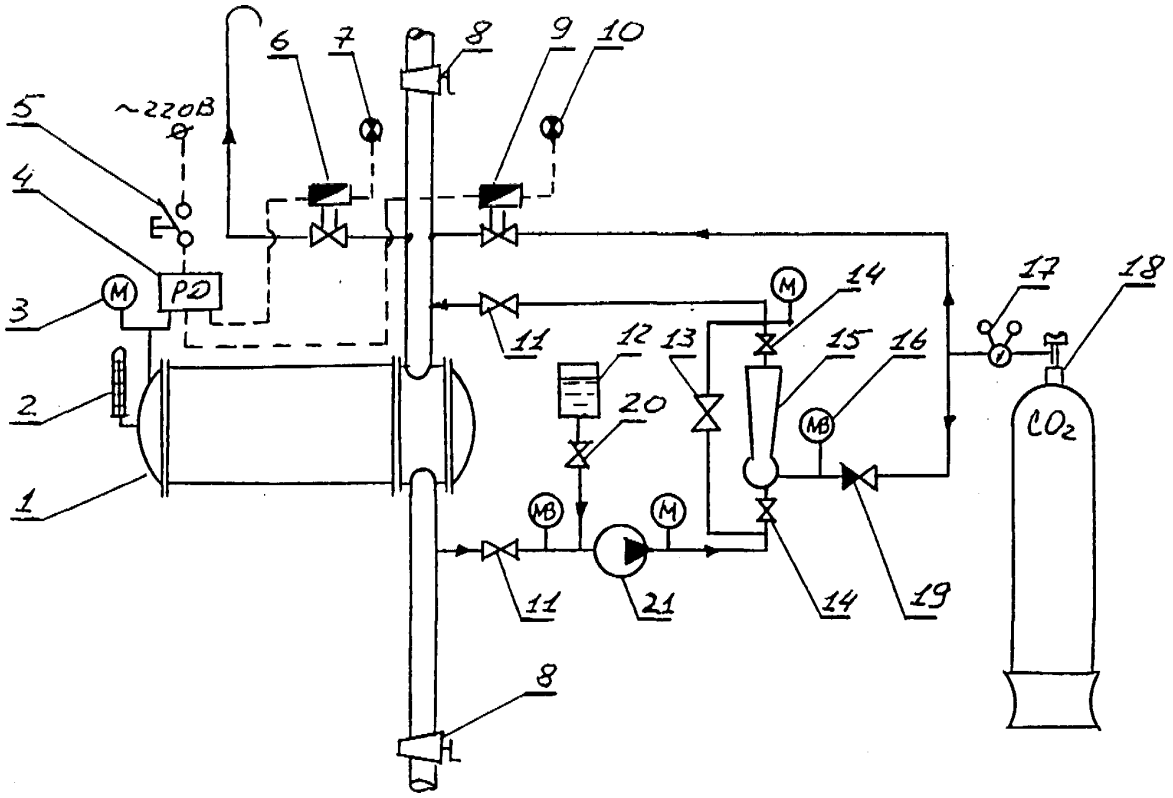


Рис. Принципиальная схема осуществления интенсифицированной очистки теплообменника от накипи:

1 — теплообменный аппарат; 2 — термометр; 3 — манометр на теплообменнике; 4 — реле давления; 5 — тумблер для подачи питания на реле давления; 6 — электромагнитный клапан для сообщения теплообменника с атмосферой; 7 — сигнальная лампочка клапана сброса давления; 8 — секущие клинкеты; 9 — электромагнитный клапан для сообщения теплообменника с баллоном со сжатой CO_2; 10 — сигнальная лампочка клапана подачи CO_2; 11 — клапаны для подключения насыщающей установки к теплообменнику; 12 — бак для приготовления моющего раствора; 13 — байпасный клапан; 14 — клапаны для отключения эжектора от контура циркуляции; 15 — водогазовый эжектор; 16 — мано-вакуумметр эжектора; 17 — газовый редуктор; 18 — баллон с CO_2; 19 — невозвратно-запорный клапан для подвода CO_2 к эжектору; 20 — клапан для подвода моющего раствора на всасывание рабочего насоса; 21 — рабочий насос очистной установки.

Затем останавливают насос 21 и редуктором 17 устанавливают максимальное давление подачи CO_2 в теплообменник, но не выше его рабочего давления. Повышение давления CO_2 интенсифицирует процесс ее растворения, т.е. таким образом двуокись углерода, растворяясь в жидкости, вступает с ней в реакцию с одновременным образованием агрессивного к накипи соединения и раствора с большим избыточным газосодержанием. Теплообменник выдерживают при этом давлении до стабилизации величины pH газонасыщенного моющего раствора. Величина pH, при этом, может контролироваться по индикаторной бумаге или при помощи pH-метра.

При контакте накипи с агрессивным по отношению к ней раствором происходит ее частичное растворение и зарождение в контактирующем слое накипи поверхностных дефектов (поры, язвы и т.п.), нарушающих прочность накипных отложений. Происходит своеобразное травление поверхности на-

кипи раствором кислоты. Под влиянием градиента концентраций и напора агрессивный и газонасыщенный раствор проникает через образовавшиеся поры под слой накипи к поверхности нагрева. В процессе контакта кислотного раствора с накипными отложениями величина его pH постепенно увеличивается, что свидетельствует о протекании чисто химического процесса растворения накипи и, следовательно, зарождении ее пористой структуры. По истечении некоторого промежутка времени после начала контакта кислотного раствора с накипью между ними устанавливается равновесие, характеризующее потерю раствором его агрессивности (но не газонасыщенности), что можно определить по стабилизации величины pH на уровне равновесного значения, характерного для данных условий. Иначе говоря, это свидетельствует об истощении кислотных свойств моющего раствора и практическом прекращении процесса химического растворения накипи.

Таким образом, по стабилизации величины pH определяется момент начала второго этапа очистки, заключающегося в резком сбросе давления в теплообменнике путем сообщения его внутренней полости с зоной пониженного давления (например, с атмосферой) и последующего быстрого повышения давления (например, путем сообщения теплообменника с баллоном со сжатой CO_2), повторяя затем такие знакопеременные изменения давления многократно.

После выдержки под давлением закрывают клапаны 11, невозвратно-запорный клапан 19 и тумблером 5 подают питание на реле давления 4.

Необходимо отметить, что реле давления 4, имеющее две пары контактов (при соответствующем давлении в теплообменнике одна пара контактов замкнута, а другая разомкнута), настраивается таким образом, чтобы при достижении рабочего давления происходило замыкание контактов, подающих питание на электромагнитный клапан 6, который сразу же открывается. В то же время, размыкаются контакты, управляющие открытием электромагнитного клапана 9, и он закрывается. При снижении же давления в теплообменнике до уровня давления окружающей среды, происходит перераспределение подачи питания на электромагнитные клапаны — клапан 6 закрывается, а клапан 9 тут же открывается.

Таким образом, при подаче питания на реле давления 4 происходит открытие электромагнитного клапана 6, сообщающего теплообменник с атмосферой, что приводит к резкому сбросу в нем давления до уровня давления окружающей среды. За этим следует мгновенное пузырьковое газовыделение из моющего раствора и, в первую очередь, в местах дефектов накипи и под ее слоем, т.е. там, куда проник газонасыщенный раствор, в процессе предварительного травления накипи. После образования в этих местах газовых зародышей, происходит дальнейший рост пузырьков газовой фазы, т.к. давление в них выше, чем в окружающей жидкости. Пузыри расширяются и деформируют вокруг себя накипь. Высвобождающийся газ не может свободно улетучиваться из пор ввиду их относительно сложной формы и малых размеров, он накапливается в них по мере выделения CO_2 из раствора и, на-

конец, в виде пузырей прорывает себе путь, разрушая структуру накипи. Причем, разрушение накипи в первую очередь происходит по плоскостям спайности кристаллов, т.е. в потенциально слабых местах. Здесь же зарождаются и начинают развиваться усталостные трещины, приводящие к дальнейшему разрушению накипи и ее отслаиванию с поверхности нагрева после такой обработки.

Следует отметить, что пузырьковый механизм снятия пересыщения моющего раствора определяет существенность признака его максимальной газонасыщенности, что является необходимым условием для достижения поставленной цели — повышения эффективности удаления накипных отложений. Это можно объяснить следующим образом.

При резком сбросе давления, в местах дефектов накипи и под ее слоем образуются газовые зародыши, из которых происходит рост пузырьков газовой фазы. То есть избыточные газовые молекулы, гидратированные в воде, объединяясь образуют пузырьки, которые и выносят избыточный газ, снимая таким образом пересыщение раствора. В результате этого процесса создается перепад концентраций раствора от поверхности вглубь накипи. Под влиянием градиента концентраций снова происходит проникновение газонасыщенного раствора через поры под слой накипи и дальнейшее образование пузырьков в этих местах. Чем больше в растворе растворено молекул газа, тем больше необходимо газовых пузырьков для полной эвакуации газа из его пересыщенного раствора. А чем больше пузырьков образуется в порах накипи и под ее слоем (что энергетически более выгодно, чем в объеме жидкости), тем выше эффективность разрушения накипи и ее отслаивания от поверхности нагрева.

После достижения в теплообменнике уровня давления окружающей среды закрывается электромагнитный клапан 6 и тут же открывается клапан 9, сообщающий теплообменник с баллоном со сжатой CO_2 18. Происходит резкое повышение давления в теплообменнике до первоначально установленного значения. Повторное повышение давления, воздействуя на образовавшиеся пузырьки, начинает противодействовать их росту, вынуждая вновь растворяться содержащийся в пузырьках газ. Процесс, набирая скорость, идет в обратном направлении и, наконец, пузырьки охлопываются, что приводит к возникновению ударно-волновых воздействий микрообъемов моющей жидкости на накипные отложения. Процесс разрушения накипи в итоге прогрессирует, т.к. в области образования и последующего схлопывания газовых пузырьков возникают многократно повторяющиеся импульсы механического напряжения, приводящие к усталости и разрушению этих участков накипи. Затем вновь происходит открытие клапана 6 и так далее многократно.

Таким образом, после включения тумблера 5 процесс удаления накипи осуществляется без участия обслуживающего персонала, т.е. в автоматическом режиме. Моменты открытия соответствующих электромагнитных клапанов можно контролировать при этом по сигнальным лампочкам 7 и 10.

Осуществление следующего этапа интенсифицированной очистки от накипи возможно для теплообменников кипящего типа, например для испарителей избыточного давления, вспомогательных и утилизационных котлов и т.п. Для этого моющий раствор перегревают при повышенном давлении относительно температуры насыщения, соответствующей атмосферному давлению. Контроль за температурой в теплообменнике осуществляют по термометру 2. На время нагрева моющего раствора тумблер 5 отключают. После достижения нужной температуры серия циклов по резкому снижению и повторному повышению давления в теплообменнике возобновляется (при осуществлении постоянного нагрева моющего раствора), то есть вновь включают тумблер 5. Это вызывает периодическое вскипание моющей жидкости (в первую очередь у поверхности нагрева) при снижении давления до уровня атмосферного давления и, соответственно, прекращение процесса кипения — при последующем повышении давления в теплообменнике до первоначально установленного значения, но, как уже говорилось, не выше значения рабочего давления в теплообменнике. Такая обработка приводит к еще большему разрушению накипи генерируемыми на поверхности нагрева паровыми пузырьками. Продолжительность такой обработки выбирают экспериментально для каждого конкретного случая.

Необходимо отметить, что эта фаза очистки от накипи, т.е. очистка благодаря взрывному вскипанию моющей жидкости, может быть эффективна лишь тогда, когда обеспечивается гарантированное проникновение агрессивной жидкости под слой накипи к поверхности нагрева теплообменника, где и происходит ее последующее вскипание при резком сбросе давления. А поэтому, обязательным условием применения этого способа очистки является предварительная обработка накипи в агрессивных к ней растворах, с целью получения в слое накипи поверхностных дефектов, через которые моющий раствор проникает к поверхности нагрева, т.е. под слой накипи.

После полной очистки теплообменника от накипи прекращают нагрев моющего раствора и выключают тумблер 5, что приводит к закрытию электромагнитных клапанов 6 и 9. Затем открывают секущие клапаны 8 и промывают теплообменник водой от штатного циркуляционного насоса для удаления отработавшего раствора и осколков разрушенной накипи.

Таким образом, совокупное и последовательное осуществление описанных операций (выдержка накипи в слабых растворах кислоты при повышенном давлении CO_2 до стабилизации величины pH; осуществление резких сбросов и последующих повышений давления в теплообменнике; введение фазы вскипания моющего раствора при сбросах давления) приводит к более эффективному удалению накипи с поверхности теплообмена, т.е. позволяет интенсифицировать процесс очистки по сравнению с традиционными способами.

Приведенная в данной статье технология очистки теплообменников от накипи проверена в лабораторных и испытана в производственных условиях.

Новизна предлагаемых для использования решений подтверждается двумя авторскими свидетельствами на изобретения [11, 12].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Маргулова Т.Х. Химические очистки теплоэнергетического оборудования. — М.: Энергия, 1969. – 223 с.
2. Боев Ю.И. Накипеобразование в теплообменных аппаратах, работающих на природных минерализованных водах // Химия и технология воды. – 1981. – Т. 3. – № 2. – С. 156-161.
3. Сурин С.М. Химическая очистка судового энергетического оборудования. – М.: Транспорт, 1981. – 168 с.
4. Перечень и описание химических средств, применяемых на судах морского флота в процессе их эксплуатации / Черномор. центр. проектно-конструкторское бюро. – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1985. – 220 с.
5. Абрамов В.А. и др. Углекислотный метод очистки от накипи и предотвращения ее образования в судовых теплообменных аппаратах, работающих на морской воде. // Современное состояние и перспективы развития СЭУ / ЛВИМУ им. адм. С.О. Макарова. – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1983. – С. 73-79.
6. Абрамов В.А. Предотвращение накипеобразования в судовых теплообменных аппаратах и системах, контактирующих с морской водой: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Одесса: Од. высш. инж. мор. уч., 1985. – 24 с.
7. Боев Ю.И. Углекислотный метод очистки теплообменников от накипи и предотвращения ее образования: Методическое пособие – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1986. – 48 с.
8. Боев Ю.И. Углекислотный метод очистки от накипи и предотвращения ее образования в судовых теплообменных аппаратах, работающих на морской воде / Од. высш. инж. мор. уч. – Одесса: Бюро научно-технической информации ЧМП. – Вып. 15. – 1984. – 22 с.
9. Хорн Р. Морская химия. – М.: Мир, 1972. – 400 с.
10. Перепелкин С.Е., Матвеев В.С. Газовые эмульсии. – Л.: Химия, 1979. – 200 с.
11. А.с. 1499086, МКИ В08В 3/08. Способ очистки теплообменника от накипи / В.А. Абрамов и др. – Бюл. № 29, 1989.
12. А.с. 1747850, МКИ Р280 9/00. Способ очистки теплообменника от накипи / В.А. Абрамов и др. – Бюл. № 26, 1992.

УДК 629.123.56:628.394:628.515

Абрамов В.А., Павленко Б.А., Мамкичев Н.А.
ОГМА

К ВОПРОСУ О ТЕХНОЛОГИИ УДАЛЕНИЯ ОТРАБОТАННОЙ ПРОМЫВОЧНОЙ ВОДЫ ИЗ СИСТЕМЫ ИНЕРТНЫХ ГАЗОВ ТАНКЕРОВ

Проблема защиты окружающей среды обусловлена главным образом загрязнением атмосферного воздуха и водного бассейна. Причем, основной причиной техногенного загрязнения является, как правило, не высокий уровень производства, а несовершенство с экологической точки зрения применяемых технологий. Существенной составной частью общей проблемы является предотвращение загрязнения моря. Морской транспорт одним из первых столкнулся с задачей по предотвращению загрязнения Мирового океана. В настоящее время во всех странах, имеющих флот, в соответствии с Международной конвенцией по предотвращению загрязнения моря с судов — МАРПОЛ 73/78 [1], уделяется большое внимание проблеме по защите окружающей среды от загрязнения отходами, возникающими во время эксплуатации судов и, в частности, при сливе отработанных вод за борт.

Как известно [2], суда используют морскую воду в качестве технологической жидкости для различных нужд. После такого использования забортная вода возвращается в морскую среду качественно измененной. Например, забортную морскую воду используют на судах для мойки грузовых и производственных помещений, различных механизмов и устройств. Забортная вода необходима судну и для использования в качестве переменного балласта с целью обеспечения необходимых условий мореходности. Морскую воду используют на судах также для бытовых и санитарно-гигиенических нужд. И, наконец, забортную воду используют для обеспечения работы судовой энергетической установки (СЭУ) — для охлаждения различных рабочих тел, механизмов, устройств, и, в частности, для охлаждения и очистки выхлопных (дымовых) газов в системе инертных газов (СИГ) танкеров [2 - 4]. СИГ обеспечивает поддержание в грузовых танках инертной газовоздушной среды с содержанием кислорода не более 8 % по объему. Это в свою очередь предотвращает образование взрывоопасной смеси в грузовых танках танкеров при погрузке и выгрузке, во время балластных переходов и в период мойки танков. В качестве инертных газов используются отработавшие газы, отбираемые из газоходов СЭУ или автономных газогенераторов. Перед подачей в грузовые танки, дымовые газы пропускают через охладитель-очиститель инертных газов (скруббер), в котором отработавшие газы промывают забортной водой, непрерывно подаваемой в скруббер специально установленным для этой цели насосом. Очищенный и охлажденный таким образом газ с помощью нагнетателя подают в грузовые помещения танкера, а отработанную промывочную воду (ОПВ) сливают из скруббера за борт. При этом величина pH сливаемой из скруббера воды снижается до 2,5…3,5, то есть вода

становится кислой, и в ней содержится большое количество сернистых соединений. Это в свою очередь приводит к закислению акваторий портов, нефтегаваней и морей, что несовместимо с возрастающими требованиями по охране окружающей среды при сливе отработавших растворов за борт. Поэтому разработка мероприятий по предотвращению загрязнения моря при удалении кислотосодержащих вод из систем инертных газов, устанавливаемых на танкерах, приобретает важное значение и актуальна.

В данной статье приводится анализ и сравнение существующих и предлагаемого авторами способов удаления отработанной промывочной воды из системы инертных газов танкеров.

Все известные решения по удалению ОПВ из СИГ танкеров можно условно разбить на две основные группы, принципиальные схемы которых приведены на рисунке.

1. Удаление ОПВ после скруббера СИГ производится непосредственно за борт [2 - 4] через отдельную отливную выгородку (рис. "а"). Недостатком указанного способа удаления ОПВ, как указывалось выше, является то, что величина pH сливаемой из скруббера воды может достигать значений 2,5…3,5. Поэтому, отличаясь простотой реализации и дешевизной данный способ приводит к нарушению требований по охране окружающей среды от загрязнений при сливе кислотосодержащих вод за борт. Устранение этого недостатка известными методами невозможно без значительных дополнительных затрат на дооборудование СИГ соответствующими устройствами для стабилизационной обработки сливаемой из скруббера воды, т.е. ее нейтрализации.

2. Удаление ОПВ после скруббера СИГ производится через дополнительно включенные в систему устройства, где ОПВ перед ее сливом за борт обрабатывают специальными химическими реагентами (рис. "б"). Например, в известном способе [5], обработка промывочной воды производится путем добавления в нее щелочного раствора карбоната или гидроокиси натрия, что позволяет нейтрализовать сливаемую из скруббера промывочную воду и избежать загрязнения водоемов кислыми растворами с низкими значениями величины pH. Использование этого способа усложняется по следующим причинам:

- требуется значительное количество щелочного реагента для обработки ОПВ, запас которого должен находиться на судне;
- возникает необходимость в сложной автоматической системе управления, а также приготовления и дозировки щелочного раствора;
- узлы устройства, реализующие данный способ и работающие в щелочной среде, подвержены интенсивному коррозионному разрушению;
- система, работающая по данному принципу, является более громоздкой по исполнению, сложной в обслуживании и обладает повышенной стоимостью.

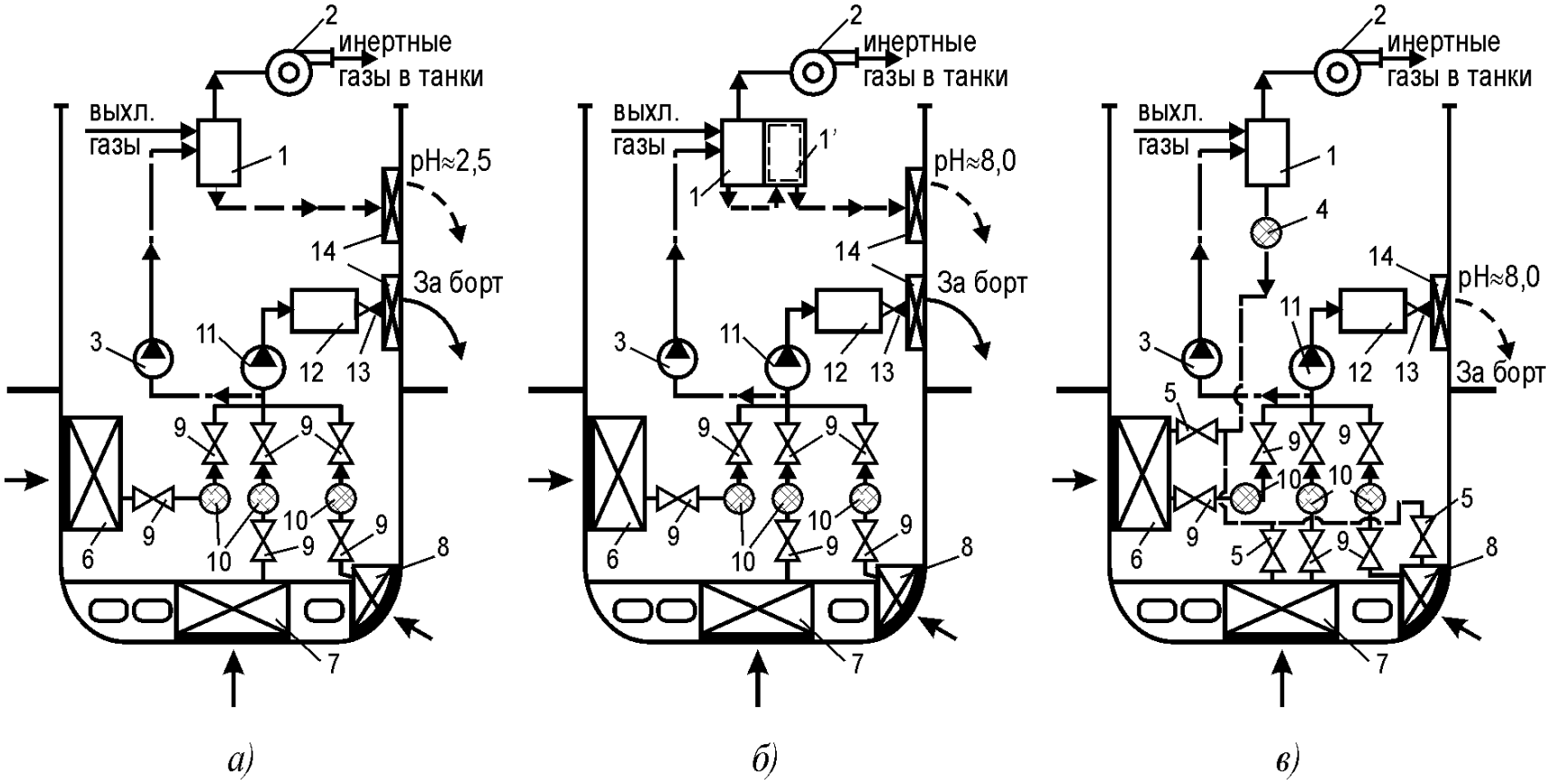


Рис. Схемы удаления промывочной воды из системы инертных газов танкеров

1 — скрубер для обработки промывочной водой выхлопных газов; 1' — дополнительно включенные устройства для нейтрализации отработанной промывочной воды хим. реагентами, 2 — газовый нагнетатель; 3 — насос системы инертных газов; 4 — фильтр отработанной промывочной воды; 5 — клапаны подачи отработанной промывочной воды в кингстонные ящики; 6, 7 и 8 — бортовой, днищевой и скуловой кингстонные ящики; 9 — секущие водоприемные клинкеты; 10 — водоприемные фильтры; 11 — основной штатный насос забортной воды; 12 — элементы судовой системы забортной воды (конденсаторы, холодильники, подогреватели, испарители и т.д.); 13 — невозвратно-запорный отливной клапан; 14 — отливные выгородки; — · — · — · — промывочная вода системы инертных газов; — — — — — отработанная промывочная вода.

Внутри каждой из этих известных групп, отличия заключаются лишь в том или ином аппаратурном исполнении, расходе промывочной воды через систему и различных химических реагентах, используемых для нейтрализации сливаемой за борт промывочной воды.

Таким образом, как видно, процесс удаления ОПВ из СИГ танкеров за борт — необходимое и неизбежное следствие работы судовых систем инертных газов (аналогично сливу за борт охлаждающей воды или удалению в атмосферу выхлопных газов от двигателей внутреннего сгорания, котлов и т.п.). Поэтому, от того, как этот необходимый процесс будет осуществляться, зависят и затраты на его проведение и техногенное влияние на окружающую среду и многое другое, что в итоге определит эффективность способа удаления отработанной промывочной воды за борт.

В основу предлагаемого авторами решения поставлена задача повышения эффективности процесса удаления отработанной промывочной воды из СИГ танкеров за счет снижения затрат на его осуществление при одновременном соблюдении требований по охране окружающей среды от загрязнений и повышении эффективности работы устройств и элементов, входящих в контур системы забортной воды (кингстонные ящики, водоприемные фильтры, трубопроводы, различные теплообменники и т.п.), т.е. повышении эффективности работы СЭУ в целом.

Поставленная задача при реализации предлагаемого способа решается следующим образом (рис. "в"). Забортную морскую воду с величиной pH около 8,0…8,3 подают с помощью насоса 3 в скруббер 1 системы инертных газов, где эту воду используют для промывки выхлопных (топочных) газов, отбираемых из газоходов СЭУ или автономных газогенераторов. Из скруббера 1 очищенные и охлажденные газы с помощью нагнетателя 2 подают в грузовые помещения танкера для создания в них газовой смеси с незначительным содержанием кислорода с целью предотвращения взрывов и пожаров. Подаваемая в скруббер 1 вода в результате массообмена с выхлопными газами снижает свою величину pH до 2,5…3,5, т.е. становится кислотосодержащей. Затем отработанную промывочную воду сливают из скруббера через фильтр 4, клапан 5 и подают непосредственно в один из кингстонных ящиков 6, 7 или 8, через который в данный момент осуществляется прием забортной воды на судно для технологических нужд (т.е. в работающий кингстонный ящик из нескольких имеющихся). Подача ОПВ из скруббера СИГ в начальный участок штатной судовой системы забортной воды и именно в работающий кингстонный ящик, позволяет использовать эту воду в качестве технологической жидкости для судовых нужд в смеси с чистой забортной водой, а штатную судовую систему забортной воды (со всеми входящими в нее элементами) - в качестве устройства для удаления ОПВ из СИГ танкеров за борт.

В полости работающего кингстонного ящика ОПВ смешивается с основным потоком поступающей на судно воды и через клинкеты 9 и водоприемный фильтр 10 поступает на всасывание основного насоса забортной воды

11, который подает полученную технологическую смесь к остальным элементам системы забортной воды, схематично изображенными на рисунке прямоугольником 12. И только после последовательного прохождения ОПВ в смеси с основным потоком забортной воды по штатной судовой системе (от кингстонного ящика через водоприемные фильтры, по трубопроводам, через различные теплообменники и другие устройства) она через невозвратно-запорный клапан 13 и отливную выгородку 14 удаляется за борт. При этом соблюдаются требования по предотвращению загрязнения моря кислотосодержащими водами, так как величина pH сливаемой за борт воды находится на уровне 8,0…8,3, характерном для исходной (чистой) морской воды.

Такая стабилизационная обработка сливаемой за борт воды, приводящая к снижению ее агрессивности и соответственно повышению величины pH (без использования специальных химических реагентов и дополнительно созданных устройств), происходит за счет следующих процессов.

1. В полости работающего кингстонного ящика (т.е. во внутреннем контуре системы забортной воды, а не в море) происходит предварительное разбавление ОПВ в основном потоке, поступающей на судно чистой морской воды (как минимум ОПВ разбавляется в 5…10 раз). Так осуществляется ее первичная обработка.

2. Проходя последовательно через кингстонный ящик, водоприемный фильтр, трубопроводы и различные теплообменники, входящие в контур системы забортной воды, ОПВ в смеси с чистой морской водой контактирует со створками раковин организмов обрастателей (балянусы, мидии и т.п.) и накипно-коррозионными отложениями, в результате чего происходит дополнительная стабилизационная обработка ОПВ.

3. Протекая через теплообменники, подкисленная вода нагревается, что приводит к гидротермальному разложению кислот и, соответственно, к еще большей стабилизации протекающей через них жидкости.

4. Нагревание протекающей через теплообменники воды приводит также к ее термической дегазации, что в свою очередь уменьшает агрессивность раствора и повышает его величину pH (т.е. кислотность воды уменьшается).

5. И, наконец, протекание ОПВ в смеси с исходной водой через водоприемные устройства, трубопроводы и различные теплообменники приводит к снижению интенсивности процессов накипеобразования и биологического обрастания в этих элементах системы забортной воды [6, 7], что в итоге повышает эффективность работы судовой энергетической установки (также без затраты химических реагентов и специально созданных для этого устройств).

Для большей наглядности проведенного анализа различных способов удаления ОПВ из СИГ танкеров, в данной статье приведена таблица сравнительных характеристик известных ("а", "б") и предлагаемого авторами ("в") решений этой проблемы.

Таблица — сравнительных характеристик известных ("а" и "б") и предлагаемого "в" решений

№	Характеристика объекта	Известные решения		Предлагаемое решение рис."в"
		рис. "а"	рис. "б"	
	1	2	3	4
1.	Способ удаления отработанной промывочной воды из СИГ танкеров	Слив отработанной промывочной воды производят непосредственно за борт сразу посла скруббера СИГ	Отработанную промывочную воду посла скруббера СИГ пропускают через дополнительно включенные в систему устройства для ее обработки хим. реагентами и только затем удаляют за борт	Отработанную промывочную воду после скруббера СИГ подают в начальный участок штатной судовой системы забортной воды (в работающий водоприемный кингстонный ящик), где происходит её смешение с чистой забортной водой, а затем, используя в качестве технологической жидкости, подают эту смесь к остальным элементам системы забортной воды, после прохождения которых сливают за борт
2.	pH сливаемой отработанной промывочной воды	pH =2,5...3,5	pH-7,5...8,3	pH=7,5...8,3
3.	Путь прохождения промывочной воды СИГ	От рабочего насоса СИГ (3) промывочная вода проходит через скруббер (1) и далее через отливную выгородку (14) удаляется за борт	От рабочего насоса СИГ (3) промывочная вода проходит через скруббер (1) и дополнительно включенные в систему устройства (1), а затем через отливную выгородку (14) удаляется за борт	От раб. насоса (3) промывочная вода проходит через скруббер (1), фильтр (4) и подается в один из кингстонных ящиков (находящийся в действии) 6, 7 или 8. После последовательного прохождения отр. пром. воды в смеси с основным потоком забортной воды по штатной судовой системе (через 9, 10, 11, 12, 13 и 14) эта смесь удаляется за борт
4.	Недостатки способа удаления отработанной промывочной воды из СИГ танкеров	Нарушаются требования по охране окружающей среды от загрязнений при сливе кислых растворов за борт	Возникает необходимость использования дополнительно созданных устройств и систем, а также спец. хим. реагентов для обработки отработанной промывочной воды перед ее удалением за борт. Повышается стоимость СИГ, усложняется процесс удаления отр. пром. воды, увеличиваются затра-	

			ты на его проведение и возникают доп. расходы на обслуживание (дозирование реагента, контроль за нейтрализацией и т.п.)	
5.	Преимущества способа удаления отр. пром воды из СИГ танкеров за борт	Простота реализации способа удаления и относительная его дешевизна	Нейтрализация отработанной промывочной воды, исключающая загрязнение окружающей среды кислыми растворами	Реализация предлагаемого способа удаления отр. пром. воды позволяет сохранить, преимущества известных решений ("а" и "б"), и в то же время, исключить их недостатки, а также получить попутный (дополнительный) эффект, который не дают известные решения: ▪ простота и дешевизна способа удаления при одновременной нейтрализации отр. пром. воды без использования доп. созданных устройств и систем и спец. хим. реагентов при соблюдении требований по охране окруж. среды от загрязнений; ▪ удешевление способа удаления по сравнению с рис. "б", при том же эффекте; - отсутствует необходимость в создании доп. устройств и использовании хим. реагентов, т.к. в качестве системы для удалений отр. пром. воды используется штатная судовая система забортной воды со всеми входящими в нее элементами; ▪ повышается эффективность способа удаления отработанной пром. воды за счёт снижения интенсивности процессов накипеобразования и биологического обрастания (дополнительный эффект) в элементах системы забортной воды, что повышает эффективность работы СЭУ в целом; ▪ величина pH сливаемой обработанной промывочной воды находится на уровне величины pH, характерной для исходной забортной воды, т.е. на уровне равновесных значений

Как видно из таблицы, можно удалить ОПВ после скруббера СИГ сразу за борт — произойдет загрязнение окружающей среды кислотосодержащими водами (рис. "а").

Можно использовать специальные химические реагенты (запас которых должен находиться на судне) и дополнительные устройства для осуществления "безвредного" удаления ОПВ за борт — усложняется процесс удаления, увеличиваются затраты на его проведение и т.п. (рис. "б").

А можно, как в предлагаемом решении (рис. "в"), использовать штатную судовую систему забортной воды в качестве устройства для удаления, а ОПВ в смеси с чистой морской водой - в качестве технологической жидкости, подав ее в начальный участок системы забортной воды, т.е. в работающий кингстонный ящик. Благодаря этому будут выполнены все необходимые требования (т.е. решена поставленная задача) и, кроме того, дополнительно повысится эффективность работы всей СЭУ в целом. Но при этом необходимо отметить, что осуществление предлагаемого способа с получением соответствующего положительного эффекта, возможно только при выполнении взаимосвязанных действий и строго при определенных условиях. В противном случае поставленная задача не будет выполнена. Например:

- подача ОПВ сразу за борт, минуя штатную судовую систему забортной воды, приведет к загрязнению нефтегаваней, портов и морей кислотосодержащими водами;
- подача ОПВ в судовую систему забортной воды, но на конечном ее участке, не приведет к нейтрализации промывочной воды, т.к. ОПВ не пройдет последовательно через водоприемные устройства, фильтры, трубопроводы, теплообменные аппараты и другие элементы, входящие в контур системы забортной воды, что также приведет к загрязнению окружающей среды;
- подача ОПВ в начальный участок штатной судовой системы забортной воды, но в неработающий кингстонный ящик, также не даст возможности получить ожидаемый положительный эффект, т.к. кингстонный ящик в этом случае выполнит роль отливного ящика и таким образом кислотосодержащая вода попадет непосредственно за борт.

Проведенный анализ и сравнение различных способов позволяет сделать вывод о перспективности использования предлагаемой авторами технологии удаления отработанной промывочной воды из системы инертных газов танкеров в практике технической эксплуатации флота.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов 1973 г. и протокол к ней 1978 г. – М.: ЦРИА "Морфлот", 1980. – 364 с.
2. Нунупаров С.М. Предотвращение загрязнения моря с судов: Учебное пособие для вузов. – М.: Транспорт, 1985. – 288 с.
3. Крыштын Л.К., Тимченко О.И. Техническая эксплуатация танкера. – М.: Транспорт, 1980. – 280 с.

4. Хордас Г.С. Техническое кондиционирование воздуха и инертных газов на судах. – Л.: Судостроение, 1974. – 264 с.
5. Патент Франции №2127480, МКИ В01Д 53/00. – 1972.
6. Абрамов В.А. и др. Разработка экологически безопасного способа предотвращения обрастания поверхностей в морской воде // Охрана окружающей среды на морском транспорте. – М.: В/О "Мортехинформреклама", 1990. – С. 56-59.
7. Абрамов В.А., Павленко Б.А. Анализ эффективности способов предотвращения обрастания в системах забортной воды, используемых на морских судах // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 52-58.

УДК 627.386.6

С.М. Сурин, Е.Н. Мельник, А.Н. Мельник
ОГМА, ОГАСА

ДИНАМИКА СОСТАВА ВОДЫ В КОТЕЛЬНОМ ТАНКЕ

Опыт обслуживания судовых котельных установок свидетельствует, что запас дистиллята после прихода транспортного судна в порт весьма ограничен. Его достаточно для подпитки теплых ящиков вспомогательных котлов (ВК) только для судов с короткими стоянками (танкеры, контейнеровозы, ролкеры). Для транспортных судов другого назначения длительность стоянок превышает 5-7 суток. За этот срок запас дистиллята заканчивается, а котельный танк пополняют пресной водой из соответствующих танков-хранилищ. После этого компенсацию утечек теплоносителя из контура паросиловой установки (ПСУ) ведут этой водой.

При нормальной плотности паровых и водяных систем ПСУ возврат конденсатов и дренажей в контур обычно не менее 95 % от производительности ВК. При норме качества питательной воды по жесткости $Ж_{пв}$<0,02 мг-экв/кг [1] при 5 % утечке теплоносителя из контура ПСУ жесткость добавочной воды должна быть не менее $Ж_{д}$<0,02/0,05<0,4 мг-экв/кг. Жесткость водопроводной воды, которой пополняют теплый ящик на стоянке судна существенно выше. Например, среднесезонная жесткость днестровской воды (водопровод пп. Одесса и Ильичевск) составляет $Ж_{д}$=6 мг-экв/кг. При этом жесткость питательной воды составит $Ж_{пв}$=6·0,05=0,3 мг-экв/кг, что существенно больше нормируемой величины. Повышенная жесткость питательной воды ведет к перерасходу химсредств для котельной водообработки, повышению щелочного числа, солесодержания и удельной электропроводности, роста времени продувания котлов (при дополнительных потерях воды и теплоты с продувкой).

После выхода судна в море и ввода в работу опреснительной установки, получаемый дистиллят сливают в котельный танк, где он смешивается с пресной водой. Параллельно с опреснителем в работу вводят утилизационный

котел (УК), а ВК переводят в резерв. Поэтому с самого начала работы УК утечки теплоносителя из контура ПСУ пополняют смесью пресной воды с дистиллятом. Со временем качество добавочной воды улучшается из-за постепенной выработки остатков пресной воды из котельного танка. К сожалению, из литературы и инструкций по обслуживанию котлов нельзя оценить длительность работы котлов на питательной воде, которая не удовлетворяет нормам качества [1]. Поэтому материал данной статьи посвящен решению этой задачи с обоснованными рекомендациями для судовых котельных механиков.

Динамику состава добавочной воды в котельном танке рассмотрим на следующих уравнениях массового баланса ее общего солесодержания:

- для периода заполнения котельного танка дистиллятом с одновременным подбором добавочной воды для подпитки теплого ящика

$$C = \frac{V_0 C_0 + Д_и C_и \tau - Д_д C \tau}{V_0 + (Д_и + Д_д)\tau}; \qquad (1)$$

- для периода разбавления воды в полном котельном танке дистиллятом

$$\frac{dC}{d\tau} = \frac{Д_д (C - C_и)}{V_1}. \qquad (2)$$

Здесь $Д_и$ и $Д_д$ — суточные расходы воды после испарителя и добавочной воды из котельного танка, м^3/сут; $C_и$ и $Д_и$ — солесодержание этих же потоков воды, мг/кг (г/м^3); V_0 и V_1 — начальный и максимальный объем воды в котельном танке, м^3; τ и C — соответственно текущее время, сутки, и солесодержание добавочной воды в котельном танке, мг/кг.

Уравнение (1) упрощали, а (2) решали при следующих допущениях:

- время заполнения котельного танка дистиллятом с одновременным отбором добавочной воды для компенсации утечек из контура ПСУ $\tau_1 = (V_1 - V_0)/(Д_и - Д_д)$;
- объем воды в котельном танке после его заполнения V_1 постоянный, т.е. его изменение в период отбора добавочной воды с последующим заполнением дистиллятом не учитывали.

Граничные условия:

- для периода пополнения котельного танка дистиллятом: при τ=0 C=C_0; при τ=τ_1 C=C_1;
- для периода разбавления воды дистиллятом в полном котельном танке при τ=0 C=C_1, V_1=const, $Д_и$=$Д_д$.

В результате упрощения (1) и решения (2) получим следующие уравнения динамики солесодержания воды в котельном танке:

- для периода заполнения котельного танка дистиллятом

$$C = \frac{V_0 C_0 + Д_и C_и \tau}{V_0 + Д_и \tau}; \qquad (3)$$

- для периода разбавления воды в полном котельном танке дистиллятом

$$C = C_и + (C_1 - C_и) \cdot \exp\left(-\frac{Д_д \tau}{V_1}\right). \qquad (4)$$

Рассмотрим динамику солесодержания воды в котельном танке на примере транспортного судна со следующими исходными данными: V_0=10 м^3; V_1=50 м^3; $Д_и$=15 м^3/сут; $Д_д$=1,7 м^3/сут; $C_и$=5 мг/кг; C_0=500 мг/кг; τ_1=(50-10)/(15-17) = 3 суток.

Результаты численного решения уравнений (3) и (4) показаны на рис. 1. Из рисунка видно, что улучшение качества добавочной воды после выхода судна в море идет достаточно медленно. После окончания первого этапа τ_1=3 суток солесодержание смеси достигает C_1=95 мг/кг при ее жесткости $Ж_д$=1,14 мг-экв/кг (рис. 1*а*).

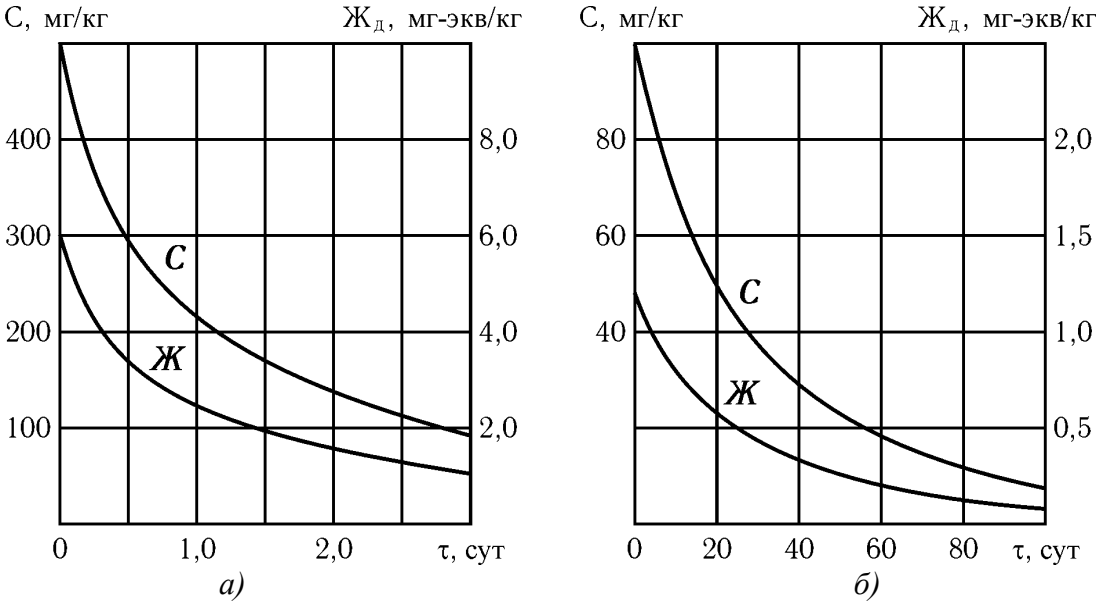


Рис. 1. Динамика состава воды в котельном танке при её разбавлении дистиллатом (*а* — период заполнения котельного танка; *б* — период разбавления воды в полном танке)

В полном котельном танке (рис. 1*б*) скорость разбавления воды дистиллятом резко снижается т.к. суточная производительность опреснительной установки ограничивается расходом добавочной воды. При этом допустимая жесткость добавочной воды $Ж_д$=0,4 мг-экв/кг достигается только через 28 суток второго периода (рис. 1*б*) или через 31 сутки после выхода судна в рейс. Это время обычно превышает длительность переходов транспортных судов между портами. Поэтому маловероятно, что при представленной схеме получения добавочной воды, можно на практике обеспечить нормированное качество питательной воды по жесткости.

Перепишем уравнения (3) и (4) в относительном виде с целью обобщения результатов и возможности их переноса на ПСУ с другими характеристиками комплектующего оборудования:

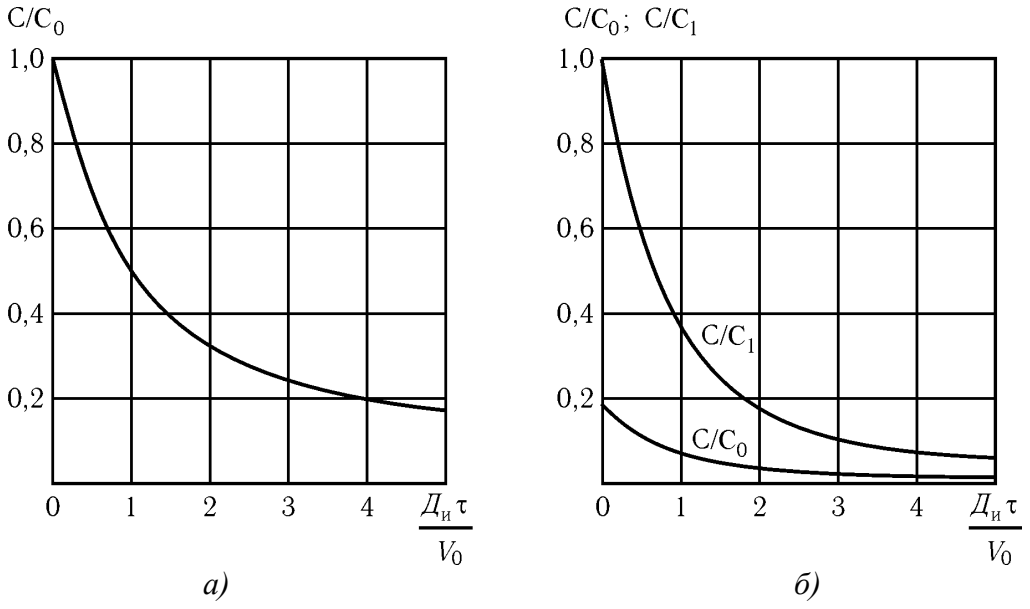
- для периода заполнения котельного танка дистиллятом

$$\frac{C}{C_0} = \frac{1 + \frac{Д_и \tau}{V_0} \frac{C_и}{C_0}}{1 + \frac{Д_и \tau}{V_0}}. \qquad (5)$$

- для периода разбавления воды в полном котельном танке дистиллятом

$$\frac{C}{C_1} = \frac{C_и}{C_1} + \left(1 - \frac{C_и}{C_1}\right) \cdot \exp\left(-\frac{Д_и \tau}{V_1}\right). \qquad (6)$$

Здесь: $\frac{C}{C_0}; \frac{C}{C_1}; \frac{C_и}{C_0}; \frac{C_и}{C_1}$ — концентрационные симплексы; $\frac{Д_и \tau}{V_0}; \frac{Д_д \tau}{V_1}$ — относительное время разбавления в котельном танке дистиллятом на соответствующих этапах.



а) *б)*

Рис. 2. Динамика состава воды в котельном танке в относительном виде (*а* — период заполнения котельного танка; *б* — период разбавления воды в полном танке)

Результаты решения уравнения (5) и (6) в обобщенном виде представлены в виде графиков на рис. 2. Ход кривых на рис. 2 так же, как и на рис. 1, свидетельствует, что на обоих этапах разбавления воды в котельном танке дистиллятом идет медленно. Для интенсификации процесса улучшения качества добавочной воды до относительной концентрации C/C_0=0,4/6,0=0,067 (для представленных выше исходных данных ПСУ) относительное время разбавления воды в котельном танке должно быть $t = \frac{Д_и \tau}{V_0} > 16{,}4$. В этом

случае при $\tau_1 \leq 1$ (сутки после отхода судна в рейс) в котельном танке должно оставаться пресной воды $V_0 < 0{,}915$ м^3. Поэтому на наш взгляд котельному механику следует сразу же после ввода опреснительной установки в действие откачать пресную воду из котельного танка в любой из танков запаса мытьевой воды. При этом нормированную величину жесткости питательной воды можно будет обеспечить в первые сутки плавания судна.

Результаты исследования данного вопроса говорят также о том, что котельный механик не должен забывать о важности возврата конденсатов и дренажей в цикл ПСУ, о необходимости подхода к порту с полной котельной цистерной чистого дистиллята.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сурин С.М. Основы обработки воды на морских судах. – Одесса: ОГМА, 1998. – 36 с.

УДК

Коваленко В.Ф.
ОГМА

ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНЫЙ МЕТОД ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ ОБРАСТАНИЯ КОРПУСОВ МОРСКИХ СУДОВ

В связи с быстрым развитием новой техники и технологии все большее значение в инженерных проработках приобретают вопросы тепло-массообмена. В огромной степени это относится к описываемой проблеме предотвращения обрастания корпусов судов при обработке их продуктами сгорания СЭУ. При этом наблюдаются явления переноса массы, энергии и количества движения. При теоретическом анализе процессов переноса в многофазных средах возникает ряд проблем, и, поэтому, несмотря на постоянное развитие теории переноса, в настоящее время еще нет достаточно общей замкнутой системы уравнений переноса в многофазных средах. Для решения этой проблемы необходимо располагать обоснованными методами упрощения математической постановки задач. В данное время для большинства физических ситуаций в многофазных средах (и для рассматриваемого случая в частности), такие методы отсутствуют.

Температура морской воды и наличие в ней растворенных газов играют важную роль для развития обрастателей. Например температура морской воды порядка 30 °С смертельна для обрастателей северных морей. Обрастатели южных морей погибают при более высокой температуре. Так, в Черном море личинки основных видов обрастателей погибают при температуре порядка 44 °С в течение 5…15 мин. Использование нагретой воды для защиты от обрастания весьма эффективно и применяется в тех случаях, когда имеются отходы тепловой энергии. На судах такой метод практического применения не получил, хотя в литературе имеются указания об эффективности

использования периодического нагревания подводной части корпуса во время стоянки судов в портах.

Растворенные газы также влияют на жизнедеятельность обрастателей. Например, от наличия кислорода зависит нормальное развитие многих обрастателей. Повышенное содержание CO_2 в воде также влияет на функции обрастателей, т.к. с увеличением его содержания в воде происходит уменьшение величины pH, оказывающее отрицательное влияние на развитие и оседание многих обрастателей.

При обработке корпусов судов продуктами сгорания одновременно протекают процессы тепло-массообмена в системе слой воды у борта - пузырьки продуктов сгорания. Процесс охлаждения нагретых продуктов сгорания и одновременного нагревания какого-то слоя воды у корпуса судна, сопровождается взаимным массообменом между ними за счет разности парциальных давлений компонентов в продуктах сгорания и в прилежащем слое воды. Например, CO_2 из пузырьков продуктов сгорания поступает в воду, снижая ее величину pH, а кислород из воды диффундирует в пузырьки газа, вызывая тем самым снижение его содержания в слое воды, обработанной продуктами сгорания.

В связи с вышеизложенным, возникает интерес к исследованию процессов переноса массы, теплоты и количества движения в данной системе с целью получения зависимостей, позволяющих определить эффективность метода предотвращения обрастания при обработке корпуса судна продуктами сгорания.

В развитие указанной проблемы возник вопрос об эффективности обработки подводной части корпуса судна газожидкостной смесью — морская вода - пузырьки продуктов сгорания СЭУ, содержащие CO_2.

В течение более полутора десятков лет творческим коллективом кафедры СТЭ ОГМА (В.П. Шевяковым, Ю.И. Боевым, В.А. Вагаповым. В.А. Абрамовым, Е.А. Яковлевым, Б.А. Павленко) разрабатывался метод смещения карбонатного равновесия морской воды введением в нее углекислого газа и, в частности, продуктов сгорания СЭУ, содержащих такой газ.

Использование этого метода для защиты от обрастания судовых конструкций и систем описано в четырех авторских свидетельствах (№ 1244878, Бюл. 26, 1986 г; № 1372806, Бюл. 5, 1988 г.; № 1482073, Бюл. 19, 1989 г.; № 1630200, Бюл. 7, 1991 г.).

Настоящая публикация автора является логическим продолжением ранее описываемой им идеи ("Опреснение минерализованных и очистка загрязненных вод" // Судоходство. – №4. – 1996. – С. 48 - 61) использования продуктов сгорания СЭУ для смещения карбонатного равновесия морской воды и в данном случае для экологически безопасного способа предотвращения обрастания корпусов морских судов.

При активном участии Одо ИНБЮМ Украины (член-кор. АН Украины, проф. Ю.П. Зайцев) были проведены натурные испытания экологической

безопасности системы предотвращения накипеобразования в системах СЭУ и обрастания корпусов морских судов. Суть эксперимента заключалась в обработке корпуса катера с двигателем мощностью 55 л.с. морской водой, насыщенной продуктами сгорания, и подаваемой после смесителя за борт в районе миделя (левый борт), и морской водой, насыщенной таким же количеством газа, но перед подачей за борт (с правого борта) проходившей пятиминутный отстой в емкости, сообщающейся с атмосферой, т.е. проходящей частичную дегазацию. Носовая часть катера была контрольной и омывалась необработанной морской водой. Проток воды под корпусом катера организовался за счет работы двигателя на винт. Катер работал на швартовых, что обеспечивало проток воды и необходимую нагрузку на двигатель для повышения содержания CO_2 в продуктах сгорания.

В результате трёхнедельных непрерывных испытаний установлено, что носовая часть и правый борт обросли ракушкой и водорослями равномерно, а левый борт остался чистым. Такой результат указывает на перспективность использования продуктов сгорания не только, как экологически безопасного метода предотвращения накипеобразования, но и как метода предотвращения обрастания морскими организмами поверхностей контактирующих с морской водой.

Этот метод тем более интересен, что несмотря на все проводимые природоохранные мероприятия, до настоящего времени не существует методов предотвращения обрастания поверхностей, контактирующих с морской водой, но использующих отравляющих веществ. И при снижении скорости диффузии ядов широкого профиля действия из противообрастающего покрытия ниже определенной величины, возникает необходимость его восстановления. Таким образом, любое современное противообрастающее покрытие является источником поступления в море отравляющих веществ, достигающих для УВ-63 180 г. закиси меди с 1000 $м^2$ в сутки. Наличие же способа, основанного на использовании продуктов сгорания, не окажет никаких дополнительных воздействий на экосистему.

Учитывая значительные средства, затрачиваемые странами - судовладельцами на борьбу с обрастанием корпусов судов и потери за счет увеличения гидравлического сопротивления движению судна при обрастании его корпуса, составляющие в США 500…700 млн. долларов в год, а в Англии 50 млн. фунтов стерлингов, интерес к данной проблеме существенно возрастает.

Целью настоящей публикации является привлечение к продолжению описываемых научных поисков новых исследователей.

УДК 656.61.053

Михайлов В.С.
КГАВТ

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЙ ПОДСИСТЕМЫ СРНС «НАВСТАР»

Основная цель испытаний дифференциальной подсистемы состояла в определении точности позиционирования на дистанциях 500…550 км от контрольно-корректирующей станции (ККС) при прохождении сигнала поправок как над сушей, так и над водной поверхностью.

Сложность решения поставленной задачи определялась сравнительно небольшими рабочими зонами действия ККС в радиомаячном диапазоне, порядка 130 - 180 км. Такие размеры рабочих зон можно объяснить следующими причинами. В соответствии с СОЛАС-74/88 и ГМССБ дальнейшее развитие радиопеленгаторов, как конвенционного оборудования, не предусматривается. Количество морских радиомаяков сокращается. Поэтому предоставляется естественным, что МАМС занимает активную позицию в разработке и внедрении дифференциальных подсистем с использованием радиомаячного диапазона. Под патронажем ИМО и ИКАО разработаны и согласованы стандарты передачи дифференциальных поправок. Однако использование для модуляции несущей частоты штатных радиомаячных передатчиков мощностью порядка 60…100 Вт приводит к ограничению рабочих зон. Тем более, что непосредственно для целей радиопеленгование их расширение нецелесообразно.

Испытания дифференциального режима проводились на теплоходе «Норильск» Ладожского технического участка с 19 по 22 октября 1995 г. при движении Южным Ладожским фарватером по маршруту Петрокрепость – Новая Ладога – Свирица – Петрокрепость.

На время испытаний был включен радиомаяк на ст. Горьковская Ленинградской области, принадлежащий Гидрографическому предприятию Департамента морского транспорта России.

Основные характеристики ККС: мощность излучения 60 Вт; несущая частота 300 кГц; скорость передачи данных 100 бит/с.

В качестве судового приемоиндикатора использовалась модель Т-200Д фирмы Trimble Navigation, работающая по сигналам СРНС «НАВСТАР». В соответствии с технической документацией Т-200Д в дифференциальном режиме способен достигать следующих точностей: места от 3 до 10 м; скорость до 0,1 узла с вероятностью 0,95. Более высокая точность обеспечивается в режиме получения координат места и высоты (режим 3Д), т.к. снимаются ограничения на искусственно вводимую высоту антенны, когда погрешность введенной высоты антенны начинает заметно влиять на точность определения места.

В испытаниях принимали участие представители ГП "Морсвязьспутник" Мищенко И.Н. и Андреев И.В., которые фиксировали результаты на элек-

тронной карте, разработанной ГП "Морсвязьспутник", а также представитель АО ЦНИИМФ Литвинов Я.А., который записал на дискету при стоянке в Новой Лагоде 4447 обсерваций с шагом 1 с по радиомаяку Гидрографического предприятия при SNR = 17,0 dB, Level 25 dBmB/m, и удалении от радиомаяка 164 км., а также 1658 обсерваций с шагом 1 секунда по радиомаяку Поркалауд при SNR = 0,9 dB, Level 18,5 dBmB/m. При этом средний возраст поправки составил 4,3 с., геометрический фактор – 1,9, среднее количество обрабатываемых в сеансе спутников – 5,4.

Для оценки точности обсервации во время стоянки судна была разработана методика, которая заключалась в использовании режима «SAVE». Это позволяет записать в библиотеку текущее место, не обращаясь к экрану библиотеки путевых точек. После нажатия «SAVE» и «Copy to way point) текущее место записывается в очередную пустую полосу библиотеки, помещая в поле имени время фиксации и автоматически высвечивая на экран маршрутные координаты *X* и *Y* удаление текущей обсервационной точки от зафиксированной в момент нажатия кнопки «SAVE».

Из-за технических причин (отключение ККС принадлежащей Гидрографическому предприятию) прием дифференциальных поправок был прекращен при удалении на 184 км от места установки ККС. На этой дистанции прием поправок осуществляется уверенно, предельная погрешность не превышала 4,0 м по координате *X* и 3,0 м по координате *Y*.

В ночные часы удалось зафиксировать прием поправок финской ККС № 0401 на частоте 298 кГц при удалении от нее на 556,32 км. Днем и в сумерки уверенного приема не наблюдалось. Дальность объявленной рабочей зоны этой ККС составляла 180 км. На дистанции 556,32 км предельная погрешность привязки не превышала 12,0 м по координате *X* и 3,2 — по координате *Y* при уверенном приеме поправок.

Таким образом, результаты испытаний подтвердили, что на дистанциях 500-550 км от ККС точность позиционирования может быть обеспечена с круговой погрешностью 10 м при $P = 0{,}95$.

Следовательно, при таком удалении судна от ККС деградация диффпоправок представляется вполне удовлетворительной для позиционирования на большей части ВВП Украины. Проблема заключается в надежной передачи диффпоправок по каналу связи ККС – судно в любое время суток и в любое время года.

После ввода в опытную эксплуатацию ККС на маяке Шепелевский (восточная часть Финского залива) в апреле-июле 1998 г. была проведена серия наблюдений на удалении в 6 км и радиальная СКП не превысила 0,7 м при наличии радиопомех типичных для такого большого города, как Санкт-Петербург.

УДК 656.61

Капитонов И.В.
ОГМА

ЭФФЕКТИВНОСТЬ РЕЖИМОВ РАБОТЫ СУДНА ПРИ ТАЙМ-ЧАРТЕРНОМ ФРАХТОВАНИИ

Анализ взаимоотношений судовладельца и тайм-чартерного фрахтователя показывает, что стремления первого направлены на всемерное исключение причин для претензий по невыполнению чартерной скорости и суточных норм расхода топлива, а в задачи второго входит систематический контроль работы судна, направленный на установление и количественную оценку задержки судна и перерасхода топлива. Наилучшим вариантом решения всех спорных вопросов по техническим аспектам тайм-чартерного фрахтования судов является совместный одновременный учет результатов работы судна обоими сторонами по единой, заранее согласованной методике, позволяющей избежать дополнительных расходов по арбитражному разбирательству взаимных претензий. В такой методике должны найти отражение результаты анализа наиболее распространенных ситуаций, к числу которых могут быть отнесены следующие.

Не имея возможности по техническим причинам обеспечить чартерную скорость судна V_C при чартерном суточном расходе топлива на главный двигатель Q_C, капитан (возможно по поручению судовладельца или по согласованию с ним) идет на снижение скорости до значения V, которое позволит сохранить суточный расход топлива Q равный чартерному Q_C в надежде на обоснование задержки судна из-за снижения скорости, например, по гидрометеорологическим условиям плавания. При этом предполагается, что поскольку $Q = Q_C$, то претензии тайм-чартерного фрахтователя могут относиться только лишь к потере ходового времени, за которое фрахтователь вправе снять арендную плату.

Однако фактически к прямым убыткам фрахтователя из-за задержки судна на переходе протяженностью L миль в этом случае добавится еще и стоимость дополнительного расхода топлива

$$\Delta B_1 = \frac{QL}{24}\left(\frac{1}{V} - \frac{1}{V_C}\right). \qquad (1)$$

В относительных величинах при чартерном расходе топлива за переход

$$B_C = \frac{Q_C L}{24 V_C} \qquad (2)$$

дополнительный расход топлива может быть представлен в виде

$$\delta B_1 = \left(\frac{V_C}{V} - 1\right). \qquad (3)$$

Потеря ходового времени и соответствующая задержка судна $\Delta X = X - X_C$ из-за невыполнения чартерной скорости на том же переходе при чартерной величине ходового времени

$$X_C = \frac{L}{24V_C} \tag{4}$$

в относительных величинах имеет аналогичный (3) вид

$$\delta X = \left(\frac{V_C}{V} - 1\right). \tag{5}$$

Таким образом, даже при соблюдении чартерных норм суточного расхода топлива невыполнение чартерной скорости помимо задержки судна влечет также перерасход топлива, относительная величина которого равна относительному увеличению ходового времени

$$\delta B = \delta X. \tag{6}$$

Относительный перерасход топлива и задержка судна (а также относительное завышение арендной платы) больше относительного снижения скорости

$$\delta V = \frac{V_C - V}{V_C} \tag{7}$$

во столько раз, во сколько раз снижена скорость против чартерного значения, т.е.

$$\delta X = \delta B_1 = \delta V \frac{V_C}{V}. \tag{8}$$

Например, при выполнении чартерных норм суточного расхода топлива на главный двигатель снижение скорости судна на 0,6 уз против чартерного значения V_C = 15 уз, т.е. на δV = 4 % (независимо от протяженности перехода и норм суточного расхода топлива) приводит к относительному перерасходу топлива и задержке судна более чем на δB_1 = 4,16 %.

Если чартерная скорость V_C = 12 уз, то при аналогичной потере скорости 0,6 уз, т.е. при δV = 5 % относительный перерасход топлива составит более чем δB_1 = 5,26 %

Такими же размерами в зависимости от V_C и δV будет определяться и относительное увеличение арендной платы, и перерасход топлива на вспомогательные механизмы, перерасход масел, пресной воды, средств на зарплату и питание экипажа, страхование и других средств, расход которых пропорционален продолжительности перехода.

Другая, не менее распространенная ситуация относится к случаю, когда судовладелец для обеспечения чартерной скорости $V = V_C$ вынужден (при соблюдении правил технической эксплуатации) идти на увеличение суточ-

ного расхода топлива на главный двигатель Q против чартерных норм суточного расхода Q_C с целью исключения задержки судна. Тогда перерасход топлива составит

$$\Delta B = \frac{L}{24V_C}\left(Q - Q_C\right), \tag{9}$$

который в относительных величинах при чартерном расходе (2) имеет вид

$$\delta B = \left(\frac{Q}{Q_C} - 1\right). \tag{10}$$

Полученные зависимости могут быть использованы для оперативной оценки экономической целесообразности финансового покрытия судовладельцем перерасхода топлива на главный двигатель с целью недопущения снятия тайм-чартерным фрахтователем арендной платы за время задержки судна. Такой подход к решению данной задачи имеет практическое значение еще и потому, что на протяжении большей части перехода порты выгрузки (погрузки) остаются не нормированы и отсутствие данных о протяженности перехода L и его продолжительности не позволяет решать задачу в абсолютных величинах. Однако, по результатам контроля судна в предыдущем рейсе с помощью (7), (8), (10) можно определить, что для предотвращения снижения скорости на δV против чартерного значения V_C необходимо увеличить расход топлива на δB_2 в целях исключения потери ходового времени ΔX.

Тогда, если при стоимости топлива Z и суточной арендной плате A отношение

$$K = \frac{\delta X\left(A + ZQ_C\right)}{ZQ_C\delta B_2} \geq 1, \tag{11}$$

то можно сделать заключение о том, что перерасход топлива на главный двигатель с целью недопущения задержки судна и соответствующей потери арендной платы экономически оправдан.

В пользу такого решения свидетельствует также и то, что при сохранении $V = V_C$ исключается перерасход топлива на вспомогательные механизмы, перерасход масел, пресной воды, питания и зарплаты экипажа, стоимость которых косвенно или прямо ложится на судовладельца.

Количественной иллюстрацией к изложенному может служить следующий пример. На переходе судна L = 6000 миль при чартерной скорости V_C = 15 уз и чартерном суточном расходе топлива Q_C = 30 т/сут может быть обеспечена скорость V =14 уз. Суточная арендная плата A = 3500 \$/сут, цена топлива Z = 95 \$/т. В результате задержки судна на

$$\Delta X = \frac{L}{24}\left(\frac{1}{V} - \frac{1}{V_C}\right) = 1{,}19 \text{ сут}$$

судовладелец недополучит арендную плату в размере $A \cdot \Delta X = 4167$ \$ и должен будет возместить стоимость дополнительного расхода топлива на сумму $Z \cdot \Delta X \cdot Q_C = 3393$ \$, т.е. при выполнении данного перехода судна со скоростью $V = 14$ уз доходы судовладельца сократятся на 7560 \$.

Если же снижения скорости можно избежать за счет увеличения суточного расхода топлива на 10 % т.е. до $Q = 33$ т/сут без перегрузки главного двигателя, то убытки судовладельца составят

$$\frac{LZ}{24V_C}(Q - Q_C) = 4750\$,$$

т.е. в 1,59 раз меньше.

При неизвестных в процессе рейса L и X решение такой задачи возможно с использованием полученного выражения (11), которое дает тот же результат: $\delta X = 0{,}0714; \delta B = 0{,}1; K = 1{,}59$.

Отношение (11), определяющее эффективность режима работы судна при тайм-чартерном фрахтовании, для случая больших суточных расходов топлива на вспомогательные механизмы Q_D и его высокой стоимости Z_D может быть представлены в более уточненном виде

$$K = \frac{\delta X (A + ZQ_C + Z_D Q_D)}{ZQ_C \delta B_2}. \qquad (12)$$

Полученные результаты могут быть отнесены и к другим видам фрахтования с учетом соответствующего перераспределения ответственности судовладельца и фрахтователя.

УДК 378.1

Колегаев М.А.
ОГМА

ОБРАЗОВАТЕЛЬНО-ПРОФЕССИОНАЛЬНЫЕ ПРОГРАММЫ — НОРМАТИВНАЯ БАЗА СОДЕРЖАНИЯ И МЕТОДИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ МОРСКОГО ОБРАЗОВАНИЯ

В предыдущий период практика директивного планирования номенклатуры и объемов учебных дисциплин предопределила отсутствие целевой ориентации дисциплины на решение задач профессиональной деятельности, невозможность реального контроля ценности учебных дисциплин в формировании образовательного и квалификационного уровня специалиста, тенденции снижения эффективности, увеличение сроков и стоимости обучения.

Условия рыночной экономики и сокращения бюджетного финансирования требуют ступенчатой системы подготовки специалистов и структурно-содержательного формирования системы стандартов высшего образования [1].

Деятельностный подход к формированию просветительно-квалификационной характеристики (ОКХ) специальности предопределил построение просветительно-профессиональных программ (ОПП) на базе содержательных модулей, которые устанавливают структуру учебных планов, содержание и объемы учебных дисциплин, способы диагностики, которое позволяют осуществить контроль качества на каждом уровне подготовки специалистов [1, 2, 3].

В структуре морского образования ОПП включает:

- систему знаний в виде профессиональных функций и содержательных модулей установленных национальной программой исследования и освоения ресурсов мирового океана и Международной конвенцией по подготовке и дипломированию моряков и несения вахты (ПДНВ) [4];
- перечень и объем учебных дисциплин, которые обеспечивают систему знаний для каждого образовательно-квалификационного уровня (ОКР);
- формы государственной аттестации (способы диагностики);
- нормативный срок обучения;
- код и название квалификации;
- распределение содержания и учебного времени по циклам, которые регламентируются стандартами образования.

Международное регламентирование качества подготовки специалистов флота, которое осуществляется ПДНВ (раздел 1/8), требует включения в типовые (национальные) стандарты качества:

- функций контроля качества на всех уровнях подготовки;
- внутренних процессов обеспечения качества в программах подготовки и прослеживаемость процедур контроля качества;
- мер по периодической внешней оценке качества подготовленности к профессиональной деятельности на уровнях управления и эксплуатации.

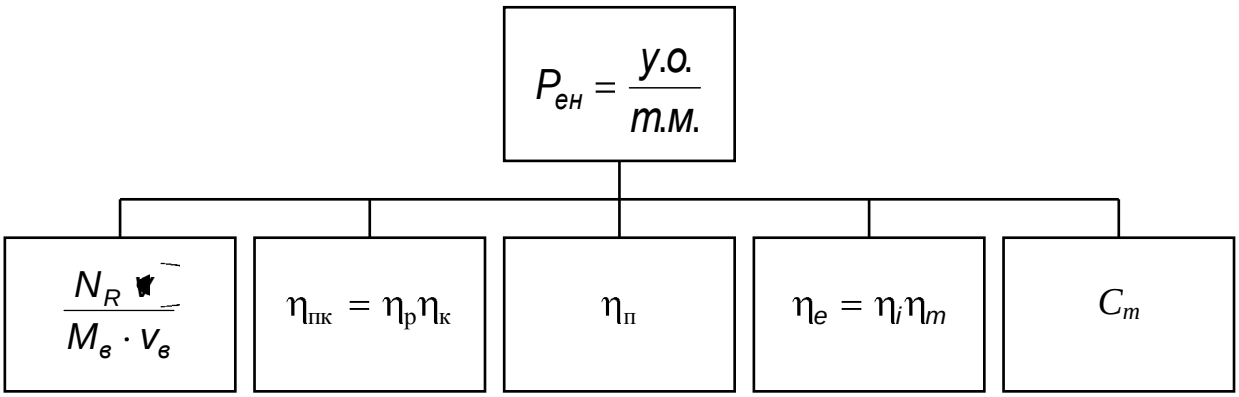
В соответствии с требованиями ПДНВ и нормативных документов по разработке системы стандартов высшего образования в Украине ОПП должна отражать:

- социальное значащие цели деятельности, сформулированные для специалистов флота Международной конвенцией ПДНВ в семи главных производственных функциях;
- умение выполнять обобщенные задачи профессиональной деятельности, представленные в ПДНВ как уровни компетентности по каждой из производственных функций;
- содержательные модули, которые обеспечивают теоретическую и практическую подготовку, соответствующую установленному уровню компетентности (ОКР);
- учебные элементы, которые формируют способность использовать алгоритмы демонстрации компетентности при решении комплекса задач профессиональной деятельности;

- структуру целей способов диагностики, которые позволяют осуществить контроль соответствия качества подготовки минимальным стандартам компетентности, установленным Международной конвенцией ПДНВ.

Как наглядный пример реализации деятельностного подхода при построении ОПП по направлению «Энергетика судов» целесообразно рассмотреть регламентированную Международной конвенцией ПДНВ-78/95 производственную функцию «Морская механика» и наиболее полно ее отражающий содержательный модуль «Судовой пропульсивный комплекс» (СПК). Этот модуль включает корпус судна, движители, передачу и главный двигатель.

Эффективность выполнения этой функции характеризуется показателем энергоемкости $P_{ен}$ (рис. 1) или топливной составляющей, которая составляет



более $^1/_3$ всей себестоимости транспортной продукции.

Рис. 1. Структура свойств показателя качества:
N_R — мощность показателя тяги (EPS); $\eta_{пк}$ — кпд судового пропульсивного комплекса; $\eta_р$ — пропульсивный кпд движителя; $\eta_к$ — коэффициент влияния корпуса; $\eta_п$ — кпд передачи; η_m — механический кпд двигателя; η_i — индикаторный кпд двигателя; $M_в$ — чистая грузоподъемность судна; $v_в$ — скорость движения судна; C_m — стоимость топлива.

Блоки содержательного модуля включают дисциплины, формирующие умение решать инженерные задачи при проектировании или заказе судов, диагностике технического состояния СПК, назначении (оптимизации) режимов их технического использования:

- относительно корпуса и судового движителя такими дисциплинами являются гидромеханика, теория и устройство судна;
- относительно передач обеспечивающими $\eta_п$ дисциплинами являются теория механизмов и детали машин, судовые вспомогательные установки;
- относительно главной энергетической установки решения η_e профессиональных задач обеспечивают техническая термодинамика и теплопередача, судовые котельные установки, турбомашины, двигатели внутреннего сгорание, технология использования топлива, воды и

смазочного масла, управление качеством, эксплуатация энергетических установок.

Аналогичные структуры содержательных модулей формируются для всех регламентированных международной конвенцией ПДНВ производственных функций, но с изменением соответствующих им критериев эффективности:

- для функции «Техническое обслуживание и ремонт» определяющими критериями будут показатели надежности и технологичности;
- для функции «Управление эксплуатацией судна и забота о людях» главными критериями служат показатели безопасности и экологические показатели, а также уровень аварийности и травматизма и тому подобное.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Антоненко Г.Я., Петренко В.Л., Салов В.О., Сухарников Ю.В. Общие основы структурно-содержательного формирования системы стандартов высшего образования. – Киев: Институт содержания и методов обучения. – 1988. – 34 с.
2. Молчанов Е.А. Системный анализ организации учебного процесса на кафедрах вуза. – М: Научно-исследовательский институт проблем высшей школы, 1977. – 48 с.
3. Голубев В.К., Молчанов Е.А., Колегаев М.А. Образовательно-квалификационные уровни подготовки и область использования специалистов Морехозяйственного комплекса // Доклады Четвёртой международной конференции «Качество и сертификация – гарантия успеха», ХАИ, 1997.
4. Международная конвенция ПДНВ - 78/95. – Одесса: ОГМА, 1998. – 277 с.

УДК 621.436

Петров А.Л.
ОГМА

ПЕРВЫЕ СТО ЛЕТ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

История развития тепловых двигателей теснейшим образом связана с прогрессом науки и технологии передовых в экономическом отношении стран мира.

Успехи в совершенствовании тепловых двигателей в свое время являлись таким же индикатором уровня развития стран, каким в настоящее время является индустрия космоса или вычислительной техники.

Процесс совершенствования и создания новых экологически чистых и экономичных двигателей продолжается, ибо это есть нормальная реакция на объективные требования развивающегося человеческого общества.

Сегодня наша зависимость от тепловых двигателей во много раз превышает представляемую нами зависимость человека от лошади в прежние вре-

мена. Ведь главным двигателем на транспорте является ДВС, а 80 % электроэнергии вырабатывается на тепловых электростанциях и т.д.

Обратимся к концу XVIII - началу XIX веков, когда паровая машина как универсальный привод использовалась практически во всех сферах производства. Такой успех паровых машин, конечно же, тормозил поиск и реализацию идей более совершенных двигателей. Особенно явно это наблюдается в Англии, где налажено массовое производство паровых машин, а большие угольные запасы делали проблему топливной энергетики не столь актуальной как в Европе.

Первой официально зарегистрированной попыткой создания ДВС можно считать патент Роберта Смита на атмосферный двигатель в 1794 г. На дно вертикально расположенного цилиндра наливалась легко испаряемая жидкость (терпентин или спирт), которая при нагреве испарялась, смешивалась с воздухом, и после воспламенения продукты сгорания доставляли поршень в ВМТ для последующего совершения работы под действием разрежения в цилиндре. К тому же времени относятся первые попытки французов. Двигатель братьев Ньепс был не атмосферным, легковоспламеняющийся порошок вводился в цилиндр, в котором был уже источник воспламенения – открытый огонь. В 1816 году братья начинают использовать сырую нефть.

Патент на двигатель ими был получен в 1806 году, хотя работы начаты еще в 1794 г. Несмотря на одобрение в ученых кругах, в промышленных сферах этот двигатель поддержки не нашел. Не воплощенным в металл остался двигатель, запатентованный французом, Филиппом Лебоном — открывателем светильного газа. Патент выдан в 1801 роду. Далее продолжаются работы по совершенствованию атмосферных и обычных двигателей, в которых основным топливом является светильный газ. При этом появляются отдельные идеи, применяющиеся в двигателестроении до настоящего времени, например:

- 1828 г. - Самуэль Браун предлагает водяное охлаждение цилиндра;
- 1842 г. - инженер Дрейк предлагает калильное зажигание;
- 1854 г. - Барзанти изобретает искровое зажигание;
- 1858 г. - Дегерен получает французский патент на газовый двигатель со сжатием горючей смеси в рабочем цилиндре.

Однако ни один из предложенных двигателей не смог составить конкуренции паровым машинам.

Так развивались события до 1860 года — года, которым датирован официально выданный патент французскому инженеру Жану Этьену Ленуару.

В предложенном им двигателе нашли место практически все интересные идеи и разработки последних десятилетий в этой области.

Первый ДВС Ленуара был изготовлен через 8 месяцев после получения патента. Он работал на светильном газе, который перед подачей в цилиндр не смешивался с воздухом. Это, пожалуй, единственная идея самого Ленуара. Двигатель был двойного принципа действия с водяным охлаждением цилиндра и крышек (рис. 1).

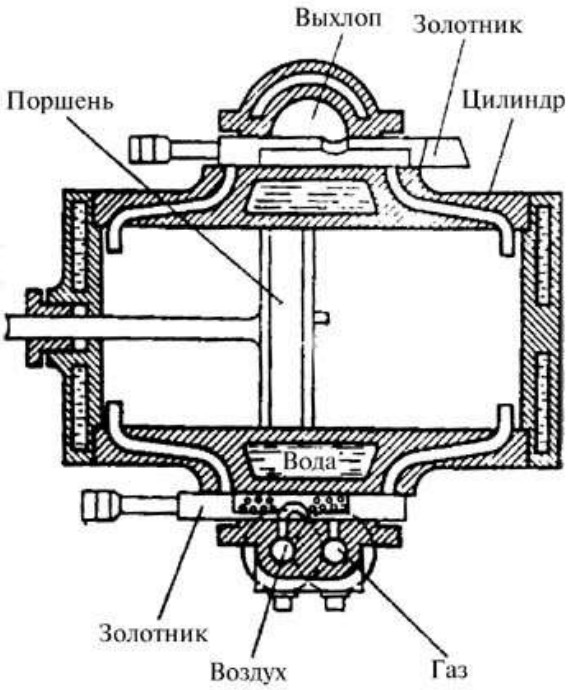


Рис. 1. Двигатель Ленуара (1860 г.)

Подача воздуха, газа и отвод отработавших газов осуществлялся с помощью соответствующих золотников. Для воспламенения было применено искровое зажигание.

Рабочий цикл двигателя организован следующим образом. После окончания расширения поршень вытеснял отработавшие газы через выпускной золотник. После достижения поршнем крайней мертвой точки начиналось всасывание, которое продолжалось до середины хода поршня, после чего происходило воспламенение газовоздушного заряда и осуществлялось расширение горячих газов.

Первые двигатели оказались ненадежны - заклинивало и поршень и золотник, вследствие недостаточного охлаждения и смазки (температура газов доходила до 800 °С).

Ленуару удалось создать хорошую рекламу своего двигателя и, несмотря на то, что его КПД не превышал 3 %, началось массовое производство, так как потребность в малогабаритном и не очень мощном двигателе была слишком велика, они требовались на мелких предприятиях, в мастерских. (Размеры первого двигателя Ленуара мощностью в 0,5 л.с. были 120/100 см/см при частоте вращения 100-140 мин$^{-1}$).

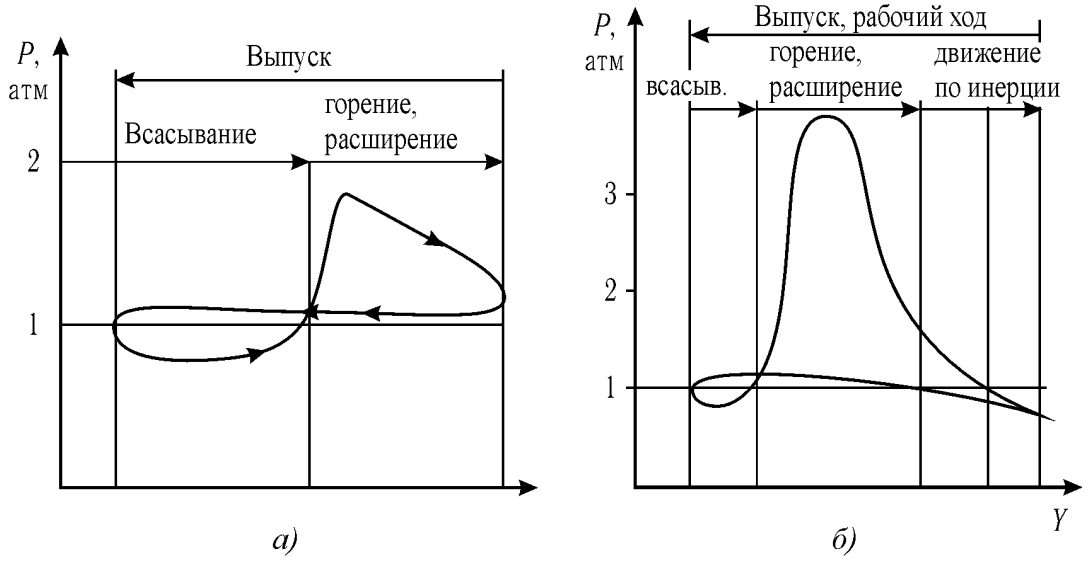


Рис. 2. Рабочие циклы ДВС: *а* — примерный рабочий цикл Ленуара; *б* — примерный рабочий цикл первого (атмосферного) двигателя Отто-Лангена (1864)

ДВС благодаря Ленуару находит практическое применение в сфере производства, и естественно становится предметом исследований и совершенст-

вования. А совершенствовать, конечно, было что. Прежде всего, необходимо было улучшить организацию рабочего процесса, ведь Ленуар использовал всего лишь половину хода поршня на совершение полезной работы расширения горячих газов (рис. 2 а).

К мысли о возможности использования энергии расширения газов в течение всего хода поршня приходит немецкий коммерсант из Кельна Август Отто.

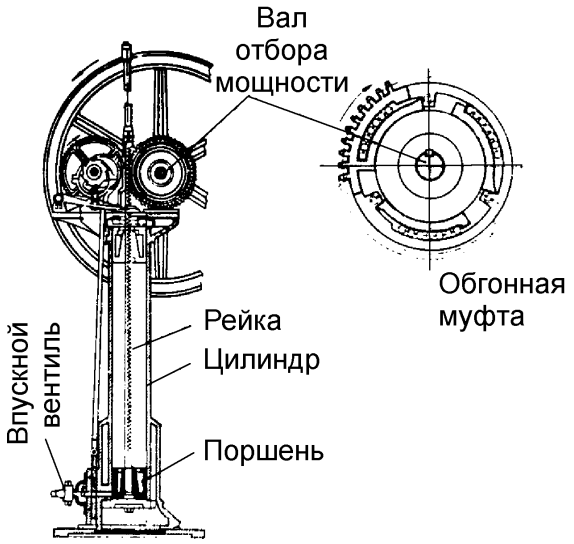


Рис. 3. Атмосферный двигатель Отто-Лангена

Первый (пока атмосферный) двигатель Отто-Лангера (рис. 3) представлял собой вертикальный удлиненный цилиндр, в котором перемещался с прикрепленной к нему вместо штока зубчатой рейкой, соединяющейся с зубчатым колесом вала отбора мощности.

Работал двигатель следующим образом. При ходе от НМТ поршень поднимался вращением вала на 1/10 своего хода. При этом создавалось разряжение и происходило всасывание смеси. Затем смесь воспламенялась открытым огнем, вводимым в камеру сгорания через трубку. После чего рейка отсоединялась от вала, а поршень продолжал двигаться вверх под действием давления горячих газов. Когда над и под поршнем давления выравниваются (то есть станут равны атмосферному), поршень продолжает перемещаться вверх уже по инерции, в результате чего под поршнем создается разрежение. Рабочий ход начинался под действием атмосферного давления при нисходящем движении поршня. После того как при движении поршня вниз давление над и под ним выравнивались, открывался выпускной клапан, и отработавшие газы покидали цилиндр под действием вытеснения их поршнем.

Таким образом, Отто удалось в своем двигателе боле полно использовать энергию расширения газов (примерная диаграмма цикла атмосферного двигателя Отто приведена на рис. 2, б). КПД двигателя Отто-Лангена приближался к 15 %. Двигатель Отто-Лангена был выпущен общим «тиражом» более 5 тыс. штук суммарной мощностью 6 тыс. л.с. В январе 1872 г. создано акционерное общество «Газомоторная фабрика Отто Дейтц», ДВС которой выпускаются до сих пор под маркой «Дейтц».

Однако Отто не покидает идея организации рабочего хода при расширении газов, которая была реализована на модельной установке еще в начале 70-х годов. Обладая материальными ресурсами и возможностями газомоторной фабрики, Отто создает новый двигатель с передачей через кривошипно-шатунный механизм.

В 1887 году он получает патент на двигатель, в котором реализован четырехтактный цикл, получивший в последствии имя своего автора «цикл Отто». В 1878 году в Париже на всемирной выставке Отто продемонстрировал несколько модификаций четырехтактного ДВС.

Однако расширяющееся производство требует двигатель, который работал бы на более доступном и дешевом, чем светильный газ, топливе.

Импульсом для развития бензиновых двигателей послужило стремление использовать их на автомобиле. А решающая роль в создании автомобильных двигателей принадлежит немецким инженерам Г. Даймлеру и В. Майбаху.

В 1882 году оба инженера уходят с фабрики Отто-Дейтц и начинают работы в собственной мастерской под Штутгартом.

Патент на автомобильный бензиновый двигатель Даймлер получил в 1883 г. Опытный двигатель с цилиндровым объемом в 250 $см^3$ развивал мощность 0,5 л.с. при 900 $мин^{-1}$. Этот двигатель был необыкновенно легок, что и являлось основным требованием к его использованию на транспорте.

Но настоящая революция в автомобильном двигателестроении вызвана изобретением распыливающего карбюратора, который заменил громоздкие, неудобные испарители. Есть мнение, что первый карбюратор создал известный венгерский, инженер и изобретатель – Донат Банки.

Описание карбюратора Банки появилось задолго до выдачи ему патента (11 февраля 1893 г.), а 17 августа 1893 г., упоминавшийся уже Майбах, получил патент на сходное устройство. Но Майбаху патент был уже выдан раньше, что и послужило предметом для долгих споров и неопределенности в отношении авторства на карбюраторное устройство. Последнее десятилетие XIX века отмечено так же появлением ДВС с воспламенением от сжатия – двигателя Р. Дизеля.

Рудольф Дизель родился в Париже в семье переплетчика. Образование он получил в Германии, где жили его родственники. В 1873 г. он поступил в Аугсбурскую политехническую школу, а в 1875 г. был зачислен в Мюнхенскую высшую техническую школу, где его учителями стали изобретатель холодильных машин, профессор К. Линдер и профессор Шретер.

После практической стажировки на машиностроительном заводе братьев Зульцер в Винтентуре (Швейцария) Р. Дизель уезжает в Париж, где работает на холодильном заводе Линде. В этот же период начинаются самостоятельные исследования Р. Дизеля по созданию нового двигателя.

К идее воспламенения топлива под действием высоких температур сжатия привели опыты со сжатием и самовоспламенением аммиака – рабочей жидкости холодильных машин. Трудности сжатия аммиака в смеси с воздухом навели Р. Дизеля на мысль о возможном впрыске аммиака в конце сжатия воздушного заряда, а затем и на идею аналогичного воспламенения топлив. Дальнейшая изобретательская и научная деятельность Р. Дизеля была направлена на создание двигателя, работающего по циклу Карно.

Свои идеи Р. Дизель оформляет в виде патента, выданного ему в 1892 году на способ и устройство.

Предложенное устройство отличалось тем, что значительно увеличивались давления сжатия (не менее 35…40 атм.), а следовательно и температуры, значения которых должны превосходить температуры самовоспламенения топлива. Для совершения изотермического подвода теплоты предусматривалось постепенное введение топлива для того, чтобы рост давления и температуры от его сгорания компенсировался бы падением температуры и давление вследствие расширения газов. Однако предлагаемый цикл все же отличался от цикла Карно, так как Р. Дизель предложил вместо изотермического отвода теплоты просто выпускать отработавший газ в атмосферу (иными словами – изохорический выпуск). Сжатие предполагалось адиабатное. Вдувание и распыливание угольного порошка предполагалось сжатым воздухом от компрессора (то есть, это компрессорный двигатель). Этот же самый воздух должен был служить для запуска двигателя.

В целях рекламы своего двигателя Р. Дизель выпускает в издательстве Юлиуса Шпрингера брошюру с описанием принципа действия и устройства нового двигателя.

Таким образом, о двигателе знали, но браться за его производство желающих не находилось. И все же Р. Дизель уговаривает администрацию Аугсбургского завода (который вскоре после слияния с Нюренбергским машиностроительным заводом образовал фирму МАН) изготовить опытный двигатель.

Первый одноцилиндровый двигатель Р. Дизеля был построен в течение одного года к июлю 1892 г. Однако при первой же попытке ввести бензин произошел взрыв, который едва не покалечил изобретателя. Это и не удивительно, так как давление сжатия было доведено до 90 атм. и температура в 800 °С. Произошел сильный детонационный взрыв.

Неудачные испытания заставили Р. Дизеля отказаться от попытки организовать изотермический процесс подвода теплоты. В 1893 году Р. Дизель получает новый патент на двигатель с фактически изобарным подводом тепла. Для нового мотора была разработана форсунка с управляемым впрыском, давление сжатия снижено до 35 атм. при температуре 500 °С. Второй двигатель был построен к июню 1894 г. и смог работать на холостом ходу при частоте вращения 80 мин$^{-1}$.

Третий опытный мотор был построен в начале 1895 г. На нем Р. Дизель отказался от адиабатического сжатия, применив рубашку охлаждения. Для распыливания керосина был использован компрессор. КПД двигателя равнялся 36 %, расход керосина — 206 г/(л.с.·ч).

Интерес к новому двигателю возрастает. Р. Дизель легко идет на соглашение с различными фирмами о продаже прав на использование его патентов.

Первый двигатель Р. Дизеля был выпущен, естественно, Аугсбургским заводом (вскоре МАН) в 1897 году. В 1898 году приступает к производству

дизелей завод Зульцера. В том не году Р. Дизель подписывает договор с русской фирмой "Людвиг Нобель". Затем к производству приступают завод Отто-Дейтц, в Кельне, Бурмейстер и Вайн в Дании, фирма "Ватсон" в Англии, и так далее. За короткое время Рудольф Дизель становится миллионером.

Интересен начальный период развития дизелестроения в России, так как именно в России был разработан дизель, работавший на сырой нефти, что, в конечном счете, и обеспечило ему высокую репутацию и широкое распространение.

Купив у Р. Дизеля за 0,5 млн. долларов лицензию на производство двигателя, Эмануэль Людвигович Нобель сразу же поставил перед главным инженером Норстремом задачу обеспечить работу двигателя на нефти, которая была значительно доступнее и дешевле керосина. К ноябрю 1899 г. такой двигатель был сделан и прошел испытания. Расход нефти не превышал 220 г/(л.с.·ч).

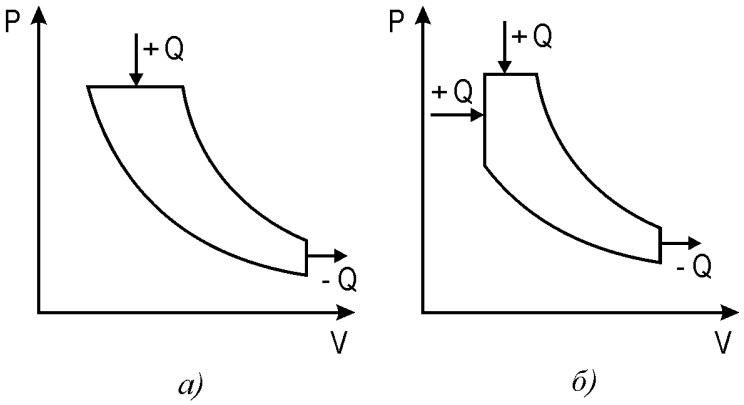


Рис. 4. Теоретические циклы: *а* — цикл Дизеля; б — цикл Тринкеля (Сабате)

Таким образом, было достигнуто увеличение рынка сбыта нобелевской нефти и одновременно расширено применение дизельных двигателей,

Говоря о вкладе русских ученых в конструкцию и теорию дизельных двигателей, нельзя не отметить то, что современные дизели работают не по циклу, предложенному Р. Дизелем (рис. 4,а), а по так называемому смешанному циклу или циклу Тринклера (рис. 4,б), названному по имени его автора — д.т.н., профессора Густава Васильевича Тринклера.

Научная и изобретательская деятельность Тринклера началась до появления работоспособных дизелей в 1897 году с подачи заявки на изобретение устройства для непосредственного впрыска топлива в цилиндр двигателя (правда, патент был выдан только в 1904 г.). В том же 1897 году начинаются работы по созданию предложенного Тринклером дизеля на Путиловском заводе. Закончить свой двигатель из-за финансовых неувязок в России Тринклеру удалось на машиностроительном заводе Кертинга в Глазго в 1904 г. На испытаниях была получена диаграмма нового рабочего цикла со смешанным подводом теплоты (рис. 4, б).

Экономичность двигателя была высокой: при работе на полной нагрузке разница не велика, по сравнению с компрессорным двигателем, а при работе на частичных нагрузках экономичность была значительно более высокой. Расход топлива был доведен до 221 г/(л.с.·ч).

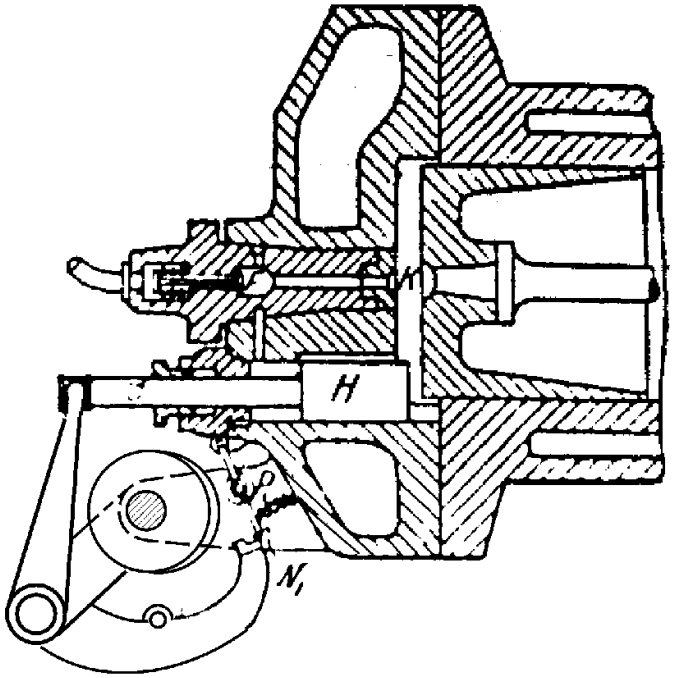


Рис. 5. Распыливающее устройство конструкции Тринклера

Основной отличительной особенностью дизеля предложенного Г.В. Тринклером заключалась в способе подачи топлива с помощью распыливающего устройства действующего по принципу "газового толкателя" (рис. 5).

Более удачным в отношении надежности устройством для непосредственного впрыска топлива явилось устройство, предложенное французским инженером Сабате. Патент на его устройство был получен в 1908 году, а двигатель изготовлен в 1909 г. и установлен на миноносце, где хорошо себя зарекомендовал. Поэтому цикл со смешанным подводом теплоты иногда называют циклом Сабате, хотя очевидно, что первенство в осуществлении такого цикла принадлежит Тринклеру.

Цикл Дизеля на рубеже веков подвергался и другим изменениям. Одним из наиболее значительных является применение турбокомпрессора, изменившего "хвостовую" часть индикаторной диаграммы.

В 1905 году швейцарский инженер Альфред Бюхи предложил "дорасширить" отработавшие газы после цилиндра двигателя до атмосферного давления в турбине. От турбины энергия передается валу двигателя, а от него на осевой многоступенчатый компрессор который обеспечивает наддув двигателя сжатым воздухом.

Перед первой мировой войной французский конструктор Август Рато предложил объединить турбину и компрессор в единый агрегат для наддува – турбокомпрессор. Первый двигатель с турбокомпрессором по предложению Рато был построен фирмой "Дженерал электрик" и смонтирован в 1918 г. на авиадвигателе Либерти. Основным назначением турбокомпрессора являлась компенсация падения плотности воздуха с набором высоты полета.

В тоже время Альфред Бюхи, продолжавший работать на заводе "Зульцер" в начатом им направлении предлагает использовать не только потенциальную энергию давления отработавших газов, но и кинетическую энергию их скорости, отделив подводы выхлопов отдельных цилиндров к турбине.

Так возникли две системы наддува: импульсная Бюхи и изобарная Рато, которые до сих пор являются одним из способов форсирования ДВС.

Параллельно с созданием четырехтактных карбюраторных и дизельных двигателей проводились работы над двухтактными двигателями.

Двухтактный двигатель привлекал внимание многих изобретателей прежде всего тем, что теоретически этот двигатель должен быть в два раза мощнее четырехтактного, так как в последнем на один рабочий такт приходится два оборота коленчатого вала, а в двухтактном — только один.

Изобретателем двухтактного ДВС считается англичанин Дуглас Клерк (1878 г.).

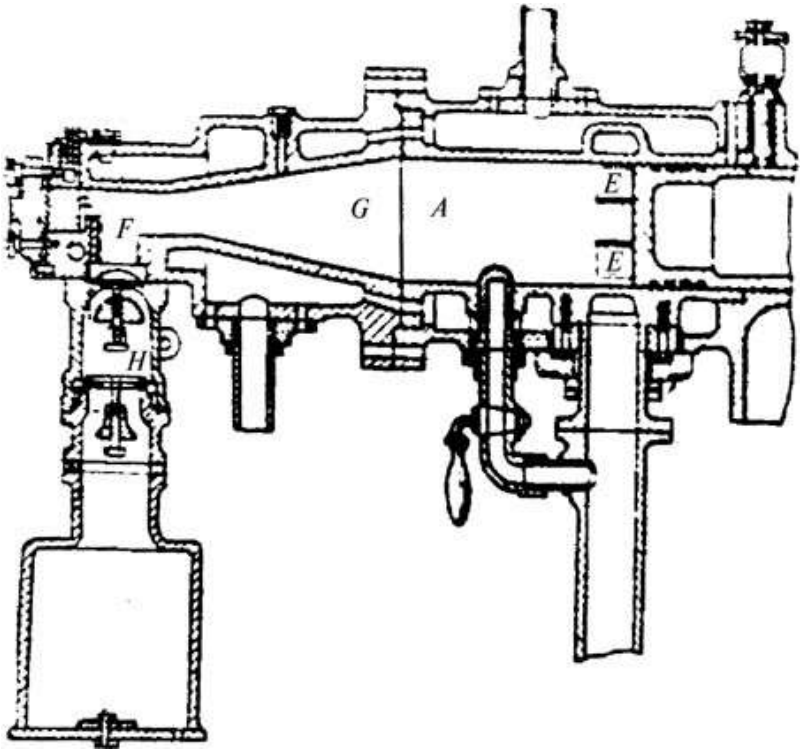


Рис. 6. Двухтактный двигатель Клерка

В двухтактном газовом двигателе Клерка (рис. 6) была реализована идея прямоточной продувки. Рабочий поршень в конце хода расширения открывал выпускные окна – ЕЕ, расположенные по окружности цилиндра, рабочая же смесь поступала через клапан – Н, расположенный в крышке цилиндра; камера сжатия в крышке цилиндра имела форму конуса.

Однако в газовых двухтактных двигателях начала века не удалось создать высокой мощности и экономичности, прежде всего по причине сложностей возникающих при продувке. Во-первых, продувка цилиндра производилась взрывчатой газо-воздушной смесью, вследствие чего невозможно было предотвратить потерю некоторой доли свежей рабочей смеси. Во-вторых, соприкосновение смеси с продуктами сгорания создавало опасность преждевременных вспышек, что не позволяло достичь среднего индикаторного давления выше 4,5 кг/см^2 (4,5·10^2 Па). Их выпуск был прекращен вследствие крупных недостатков, к основным из которых следует отнести то, что клапаны сильно охлаждались протекающим через них воздухом, и в то же время от клапанов нагревался сам воздух, что снижало вес заряда, а, следовательно, и мощность цилиндра.

В 1906 г. на заводе "Нобель" (ныне "Русский дизель") был построен первый в мире двухтактный дизель мощностью 18-20 л.с., имевший прямоточную продувку с выпуском через клапаны, которая до настоящего времени является наиболее перспективной схемой продувки (так называемая прямоточно-клапанное продувка).

Однако столь, казалось бы, успешное развитие дизелей продолжалось до 1914 года – года начала империалистической войны. Широкое использование дизелей началось на рубеже 30-х годов и связано с появлением надеж-

ных систем впрыска топлива с механическим приводом. Основными областями применения дизелей стали железнодорожный транспорт, тракторная и авиационная промышленность. После окончания второй мировой войны начался процесс вытеснения дизелей с железнодорожного транспорта в связи с переводом его на электродвижение. При этом использование дизелей широко распространилась на судовые и индустриальные энергетические установки.

ДВС прочно занимает позиции практически единственного вида силовой энергетической установки для наземного и водного транспорта. Конечно же, современные ДВС в значительной степени отличаются от первых моделей, однако принципы преобразования теплоты в работу остаются неизменными до настоящего времени.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гиттис В.В. Успехи современного дизелестроения. – Л: Научное химико-техническое издательство, 1924. – 447 с.
2. Моравский А.В., Файн М.А. Огонь в упряжке. – М.: Знание, 1990. – 194 с.
3. Берген Л. Подвиг и трагедия Рудольфа Дизеля. // Морской флот. – 1990. – № 5. – С. 33-36.
4. Тринклер Г.В. Двигателестроение за полустолетие. – Л.: Водтрансиздат, 1954. – 160 с.
5. Орлин А.С. Двухтактные легкие двигатели. – М.: Машиностроительная литература, 1950. – 318 с.

УДК 538.61.035

Горобец И.А., Тарасюк В.И.
КГАВТ

ПРОБЛЕМЫ ГОТОВНОСТИ К РАБОТЕ С ГМССБ

«Кто предупрежден, тот вооружен». Но, к сожалению, поставленные перед необходимостью выполнения постоянно меняющихся новых стандартов безопасности и жесткими сроками, экипажи судов, может, и «предупреждены», но далеко не всегда «вооружены». Достаточно ли они готовы, к примеру, к вступлению в силу Глобальной Морской Системы Связи при Бедствии (ГМССБ)? В зависимости от того, к кому вы обратитесь с этим вопросом, ответ будет ободряющим или пессимистичным.

Введение ГМССБ было запланировано на 1 февраля 1992 г. Новые, оснащенные должным образом суда должны работать по новой системе с февраля 1995 г., а для остальных срок истек 1 февраля 1999 г. В соответствии с Международной Конвенцией по охране человеческой жизни на море (SOLAS, дополнения 1988 г.), все пассажирские суда загранплавания и морские суда весом от 300 тонн должны принять систему ГМССБ, а капитаны

судов, все вахтенные помощники и радиооператоры — получить дипломы операторов ГМССБ.

Согласно измененной Международной Конвенции по Стандартам Подготовки, Дипломирования и Несения Вахты (ПДНВ 95), вступившей в силу 1 февраля 1997г., общие квалификационные дипломы могут выдаваться только тем вахтенным офицерам, у которых есть диплом оператора ГМССБ. Но даже, если вахтенный и прошел формальную подготовку ГМССБ и сдал соответствующие экзамены, будет ли он чувствовать себя уверенно в новой роли?

Морские профсоюзы предупреждают о возможных проблемах и приводят следующие аргументы: неполноценная подготовка вахтенных офицеров, тем более, что радио- и электронная связь не является сферой их компетенции; повышенная сложность судового оборудования, в то время как учебники по оборудованию не могут дать вразумительного пояснения по решению проблемы; недостаточная стандартизация оборудования.

Тем временем производители указывают на то, что многие не хотят добровольно закупать оборудование, и предупреждают, что количество заказов, сделанных в последний момент, почти наверняка превзойдет возможности их выполнить. Есть подозрения, что многие судовладельцы предпочитают не заключать договора о покупке, ожидая, что на рынке появится более дешевое оборудование. Другие, особенно владельцы старых судов, неохотно идут на дополнительные расходы по модификации оборудования. Может быть, судовладельцы преувеличивают недостатки ГМССБ? Но отчет Международной Палаты Судоходства указывает на готовность своих членов выполнять соглашения.

Аналогично, многие государства постоянно заявляли публично, особенно на декабрьской встрече 1998 г. на заседании Комитета по Морской Безопасности ИМО, что не допустят халатного отношения при выполнении новых требований. Вне стен Комитета, однако, их представители признавались, что случай с каждым судном будет рассматриваться отдельно, даже с некоторыми уступками.

В качестве примера можно привести случай, когда предлагалось принимать во внимание обещание судовладельца оснастить свои суда оборудованием ГМССБ к определенному сроку. Если он сумеет доказать факт покупки оборудования, государственная администрация может отнестись снисходительно к своим судам, не выходящим в открытое море, не придираясь особенно к требованиям безопасности, т.к. в наличии имеются передатчики волн метрового диапазона.

Единственной уступкой, единодушно допускаемой ИМО по отношению к обязанностям государств флага, является решение по отношению к судам, попадающим под действие Конвенции SOLAS своевременно оснащенных оборудованием ГМССБ, продолжать дежурное прослушивание Канала 16 на волнах метрового диапазона, где это возможно. Решение было принято в мае 1998 г. Комитетом по Морской Безопасности ИМО исключительно как прак-

тическая мера предосторожности, которая ликвидируется к 1 февраля 2005 г. Решение было принято с целью убедиться, что в случае опасности моряки судов, не попадающих под положения SOLAS и не оснащенных новым оборудованием, все так же могут быстро выйти на связь для получения помощи. В основном это небольшие торговые суда (менее 300 тонн весом), рыболовецкие суда длиной менее 45 метров и другие, очень маленькие рыболовецкие и прогулочные суда.

Продолжение традиции прослушивания диапазона волн очень высокой частоты также увеличило бы шансы таких судов при проведении спасательных операций, т.к. согласно независимым оценкам морской прессы за последний месяц, переход к ГМССБ все еще остается не осуществленным для третьей части океанских судов.

В отношении небольших судов, работающих в прибрежной зоне, где власти не удосужились во время установить соответствующую аппаратуру на наземных радиостанциях, ситуация вряд ли изменится к лучшему. Доказательством может служить тот факт, что эта задержка способствовала недостатку монтажа оборудования ГМССБ судами водоизмещением менее 1600 тонн.

Установка радиоаппаратуры диапазона среднечастотных и высокочастотных волн на прибрежных станциях необходима в связи с принятым делением территорий в радиусе действия прибрежных радиостанций на морские зоны — в данном случае, А1 и А2. Зона А1 охватывает территорию около 30 миль от берега, а зона А2 — 100 миль.

К сожалению, точный отчет о глобальном внедрении новой системы связи пока невозможен. Это должно быть делом ИМО или такой организации как БИМКО. Эффективный исследовательский анализ этого процесса может длиться годами.

Несмотря на остающиеся трудности, ГМССБ широко принимается как система, значительно повышающая шансы выжить в открытом море. Впервые судно, потерпевшее бедствие, не будет находиться в зависимости от того, находится ли поблизости другое судно или насколько далек берег. Благодаря системе электронной связи (спутниковой или другой), сигнал бедствия передается автоматически на приемник на берегу, часто на очень дальнем расстоянии, независимо от метеорологических условий или состояния моря. Это позволяет береговым спасательным службам мгновенно установить координаты судна и организовать помощь морем или по воздуху. Даже если спасательная операция и не удастся, судно не пропадет без следа даже в самых отдаленных районах океана.

Преимущества ГМССБ далеко превосходят непосредственно спасательные функции. Становится все более ясно, что основные технологии системы могут широко применятся в морской индустрии, как, например, операционная и коммерческая радиосвязь между берегом и судном, а также автоматическая идентификация координат корабля, которая все больше используется

в передаче текущей информации с судна и отчетах береговых транспортных служб.

Но стоит ли настраивать себя на строго определенную дату вступления системы в действие? Жизнь такова, что глобальные перемены редко совершаются за одну ночь. В этом отношении 1 февраля как крайний срок вступления ГМССБ в силу — всего лишь условное обозначение времени, как любое другое число, которое ничего не может сообщить о многолетней подготовке и затраченных усилиях.

Будут ли запланированные действия хотя бы частично выполнены к назначенному сроку — вопрос спорный. Судно может получить сертификат, установить необходимое оборудование и иметь на борту операторов ГМССБ, однако настоящая проверка умений произойдет только в экстремальных условиях, когда ситуация покажет насколько хорошо функционирует оборудование и работает персонал.

Только время сможет показать, насколько быстро могут быть решены насущные проблемы и какие пробелы и недоработки выявятся в системе в процессе глобального внедрения. Морякам можно немного посочувствовать, т.к. с 1 февраля их жизнь прочно связывается с Глобальной Морской Системой Связи при Бедствии. Хотя, похоже, что в некоторых прибрежных зонах суда смогут и дальше полагаться на традиционную радиосвязь в среднечастотном и высокочастотном диапазоне. Вряд ли эта система связи прекратит свое существование по крайней мере до тех пор, пока существует индустрия морского туризма.

Так как некоторые суда дальнего плавания не успели обзавестись оборудованием ГМССБ вовремя, их безопасность в ближайшие полгода можно поставить под сомнение, несмотря на решение ИМО для всех судов, имеющих на борту аппаратуру ГМССБ, продолжать прослушивать эфир на 16 канале высокочастотного диапазона до 1 февраля 2005 г. Тем не менее, решение принималось вовсе не для того, чтобы найти лазейку для нерасторопных судовладельцев. Его прямой целью было обезопасить суда, по закону не попадающие под требования Конвенции SOLAS, и в то же время побудить их добровольно установит оборудование ГМССБ к 1 февраля 2005 г.

Однако, дальнейшая одновременная эксплуатация старой и новой систем вполне возможна для судов, оставшихся за пределами соглашений Конвенции по причине того, что государства их флага пренебрегли международными соглашениями, но при этом стремятся выдавать морякам квалификационные дипломы. Нужно надеяться, что явное нарушение закона и пренебрежительное отношение к человеческой жизни будут должным образом выявляться и наказываться. Немедленный арест судна в порту либо обладающими соответствующими полномочиями профсоюзами, либо Службами Портового Контроля будет справедливой расплатой за пренебрежение своими обязанностями.

Практический опыт применения ГМССБ, как и любой другой новой системы, займет время. В связи с этим важно, чтобы Морские Администрации

создавали стимулы для оптимального функционирования системы морской индустрии, включая индивидуальный фактор — моряков, и осуществляли руководство системой сообразно обстоятельствам, не привязываясь к фиксированным срокам, для достижения более эффективных результатов.

УДК 538.61.135

Горобец И.А., Никитин П.В.
КГАВТ

НАВАЛОЧНЫЕ СУДА И ПОДГОТОВКА ЭКИПАЖЕЙ

Международная Морская Организация (ИМО) все более настаивает на разработке новых требований к постройке навалочных судов, включающих обязательные стандарты профессиональной подготовки моряков для обеспечения более высокого уровня безопасности на этом типе судов.

Новые стандарты компетентности для вахтенных помощников всех уровней эксплуатации и управления должны вступить в силу в течение ближайших пяти лет.

Проект требований был выдвинут экспертами ИМО по подготовке и обучению моряков во время 29-й сессии. Подкомитет по стандартам подготовки и несению вахты согласился с тем, что новые стандарты должны начать действовать с 1-го января 2003 г. после процедуры их, так называемого, «молчаливого принятия», проведенной к июлю 2002 г.

Тем не менее, последнее слово остается за Комитетом по Морской Безопасности. Вопрос будет обсуждаться на заседании Комитета в мае, где новые стандарты будут в качестве дополнений к основной части Кодекса ПДНВ'95. Решение установить стандарты компетентности для навалочных судов возникло в период усиленного беспокойства по поводу продолжающихся потерь среди этого типа судов.

На дипломатической конференции ИМО в ноябре были приняты новые важные требования по Конвенции SOLAS, имеющие непосредственное отношение к навалочным судам. Однако положения новой Главы XII SOLAS не охватывают все типы и размеры таких судов. Поэтому резолюция конференции была принята с условием «дальнейшей работы по вопросу безопасности навалочных судов» со стороны Комитета Морской Безопасности. Кроме того, возможно, Комитет уделит внимание эксплуатационным вопросам, имеющим значительное влияние на человеческий фактор в системе безопасности.

Высший руководящий орган ИМО — Ассамблея, состоявшаяся одновременно с конференцией по вопросу безопасности навалочных судов, уже приняла две резолюции, касающиеся этого аспекта, а именно, безопасной погрузки и разгрузки навалочных судов и обязанностей экипажей судов и основного персонала способствовать осмотрам судов и проводить проверку основных частей судна, подверженных коррозии или склонных к поврежде-

ниям. Новый проект стандартов компетентности, разработанный подкомитетом по стандартам подготовки и несения вахты включает положения об осмотрах и обслуживании судовых систем. Однако, подкомитет признал при этом ограниченную ответственность моряков при повреждениях судна и действиях в подобных ситуациях.

Таким образом, было согласовано, что новые требования ни в коей мере не должны рассматриваться как замена или же эквивалент установленной законом инспекционной работе, проводимой профессиональными инспекторами. Такой подход соответствует Резолюции Ассамблеи ИМО А. 866(20) от ноября прошлого года, которая четко формулирует, что экипажи судов и вахтенные не отвечают за профессиональную инспекцию судов.

Подкомиссия также подтвердила свое решение, вынесенное большинством в сентябре 1996 г., не разрабатывать новые положения об обязательном подтверждении дипломов моряков для навалочных судов. Такие правила потребовали бы внесения поправок к Главе V обновленного Кодекса ПДНВ, в отличии от МКУБ. Глава V обновленной Конвенции ПДНВ, определяющей особые требования к подготовке персонала на определенных типах судов, в настоящем своем виде не включает требования по навалочным судам.

Подтверждение диплома подразумевает особую процедуру проверки, необходимую на определенных типах судов. В настоящее время обновленная Конвенция включает только положения о подтверждении по танкерам. Наблюдается тенденция явного нежелания утверждать подтверждения для других видов судов, т.к. это может значительно снизить мобильность экипажей.

Новые минимальные требования по управления и эксплуатации судна для всех вахтенных офицеров, работающих на борту навалочных судов, включены в так называемые «спецификации минимальных требований компетентности» Кодекса ПДНВ. (Таблицы A-II/1 и A-II/2).

Таким образом, вахтенным помощникам, отвечающим за грузовые операции, размещение груза и его безопасность во время рейса, необходимо обладать разносторонними коммуникабельными способностями. Кроме того, им нужно уметь разбираться в процедуре осмотра судна, выявлять повреждения судна и груза, люковых закрытий и балластных танков. Практически, это означает необходимость обладания профессиональными знаниями и умениями в семи основных областях управления судном. Вахтенный помощник должен «разбираться и уметь распознавать области возможных повреждений в процессе погрузки или выгрузки, из-за возможности коррозии или по причине плохих погодных условий». Он должен уметь «определять, какую часть судна следует осматривать и в каком порядке, чтобы полностью завершить проверку к определенному времени», и «выявлять те элементы в работе судна, которые могут поставить под сомнение безопасность судна».

Он должен также разбираться в причинах подверженности груза и балластных танков коррозии, а также в том, как «коррозия может быть выявлена и предотвращена». Кроме того, он должен уметь «разъяснить, как можно эффективно обнаружить дефекты и повреждения». Наконец, ему необходимо

разбираться в процедуре проведения инспекции и целях обязательных проверок. На уровне управления вахтенный помощник, вовлеченный в процедуру проверки, должен уметь оценить степень выявленных повреждений и «предпринять соответствующие меры». Остальные положения по аспекту управления включают «знания требований по конструкции и эксплуатации навалочных судов», а также «умение оперировать судовой информацией, касающейся погрузки, сохранения груза и выгрузки на навалочных судах». Наконец, требования по управлению судном включают способность «организовать процедуру безопасных грузовых операций», обозначенных положениями ИМО, и умение «определять основные принципы установления хороших взаимоотношений и благоприятной рабочей атмосферы между экипажем судна и береговым персоналом».

Признавая влияние принципов безопасного укомплектования судов экипажами на эти или другие требования ПДНВ, касающиеся профессиональной компетентности, подкомитет настаивал на пересмотре существующих принципов ИМО по «безопасным экипажам». Тот факт, что пересмотренная Конвенция включает нормы рабочего времени и часов отдыха для всех вахтенных помощников, несомненно, усложняет эту задачу. Эти вопросы должны были рассматриваться на очередном заседании подкомитета в январе 1999 г.

УДК

Игнатов С.А., Михайлуца Г.С., Морозов В.В., Сечкорез А.А.

БИОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПОДГОТОВКИ МОРСКИХ ИНЖЕНЕРОВ К ИХ ЭФФЕКТИВНОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ В ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ СИТУАЦИЯХ

Действия каждого из членов экипажа морского судна в экстремальных ситуациях подробно прописаны в аварийных расписаниях на случаи различных “тревог”: пожарной, водяной, шлюпочной и т. п. В современных условиях эксплуатации полностью автоматизированных судов наблюдается тенденция резкого снижения численности судового персонала. Это предопределяет необходимость совмещения обязанностей каждого из членов экипажа не только при обслуживании рабочих мест, но и в случае работы в составе аварийных партий. При этом достаточно остро проявляются феноменальные свойства человеческой психики, основанные на биоэнергетической сущности передачи информации. Примером этому являются: телепатия, ясновидение, телекинез, гипноз, и другие, на первый взгляд, малообъяснимые явления в окружающем мире [2 - 12].

Известно, что головной и спинной мозг человека содержат огромное количество клеток, которые воспринимают сигналы от клеточных мембран в организме на определенном частотном уровне колебаний, которые затем по нервным волокнам спинного мозга передаются соответствующим клеткам

головного мозга [1]. Головной мозг, обрабатывая и интегрируя поступающие сигналы, воспринимает окружающую действительность в виде реакции на комплекс различных излучений - светового, теплового, гравитационного, магнитного, химического, радиоактивного и пр. При этом на долю органов чувств (зрение, слух, вкус, обоняние и осязание) приходится лишь малая часть той информации, которую воспринимает совокупность колеблющихся мембран, создавая в сознании человека не только всесторонние (объемные) внешние но, зачастую, и внутренние представления об окружающем мире. Значительная доля воспринятого излучения, а также эмиссия электронов, возникающая в ходе биохимических реакций в организме, генерируют у клеток вторичное излучение на биоэнергетическом уровне, которое материально отражает ход протекания физиологических и психологических процессов. Интегральное излучение (аура) организма человека наблюдается в диапазоне электромагнитных колебаний близких к области теплового. Длина волны биологического излучения составляет 0,8...1,2 мкм при частоте колебаний до 100 Гц.

Большинство современных исследователей пси-явлений сходятся во мнении, что психическая энергия отличается от всех иных известных видов, т. к. передается на большие расстояния без заметных потерь, проникая через любые экраны. В экстремальных (стрессовых) ситуациях интенсивность биополя (ауры) возрастает на несколько порядков, причем большее её значение наблюдается у людей с неуравновешенной психикой. Это предопределяет взаимное наложение биополей, их интерференцию и вероятность возникновения резонансных явлений, т. е. биоэнергоинформтерапию, которая характеризует общий психологический настрой любого относительно ограниченного человеческого сообщества, в частности, судового экипажа.

Люди эгоистичные, завистливые, озлобленные с гипертрофированным самомнением и, вследствие этого, психологически неустойчивые в экстремальных (стрессовых) ситуациях, даже сохраняя внешнее показное спокойствие, начинают внутренне паниковать, излучая свою энергию - ауру на окружающих, заражая своим "паническим биополем" и приводя их в неуправляемое психологическое состояние. Чем больше паникует "излучатель", тем интенсивнее ретранслируют “отрицательное биополе” окружающие его члены экипажа, облучая, в свою очередь, всех остальных своей "панической аурой".

В виду того, что “положительная" аура уравновешенных и дисциплинированных членов экипажа несравненно менее мощная и не может локализовать более интенсивного "отрицательного" излучения, происходит обвальное нарастание паники со всеми ее необратимыми последствиями. Это состояние усугубляется малочисленностью судового персонала, когда даже один носитель "отрицательной ауры” становится все более опасным не только в экстремальных, но и в обычных условиях "заражая" и угнетая окружающих своей озлобленной, эгоистической психикой.

Таким образом, только психологически здоровый коллектив способен успешно справляться с самыми сложными задачами. Отсюда следует непреложный вывод: людям с неустойчивой психикой не должно быть места в судовых экипажах. Отсюда возникает настоятельная необходимость надежного психологического отбора при комплектовании судового персонала, для чего:

1) должен быть возрожден опыт изначальной контрольной психологической проверки на всех уровнях подготовки морских кадров в условиях, приближенных к длительному, достаточно нагруженному физически и психологически плаванию;
2) выявленные психологические недостатки следует подвергнуть анализу соответствующими специалистами - психоаналитиками и, при необходимости, устранить их в ходе амбулаторного психотерапевтического лечения.

С учетом изложенного, представляется целесообразным, используя новую теорию биоэнергоинформатики, сформировать в ОГМА психологический центр мобилизации членов экипажей морских судов на обеспечение благожелательного психологического климата в повседневной жизни и, в особенности, на безоговорочное подчинение воле и приказам командования судна в экстремальных ситуациях. Неизбежный отсев потенциальных кадров для пополнения плавсостава можно считать процессом объективным и благоприятным во всех отношениях не только прошедшим данный отбор.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Энциклопедический словарь. –М.: Госнаучиздат "Большая советская энциклопедия", 1954. – Т. 2. – С. 405.
2. Агаджанян А.А., Катков А.И. Резервы нашего организма. – М., 1981.
3. Вороневич В.А. Методы биоэнергетической регуляции. Ч. 1-3. – Одесса, 1995.
4. Гурвич А.Г. Теория биологического поля. М.: Сов. наука, 1944. – 140 с.
5. Гуляев Ю.В., Годик Э.Э. Физическое поле биологических объектов. // Вестник АН СССР. – № 8. – С. 118-125.
6. Казначеев В.П. Михайлов Л.П. Биоинформационная функция естественных электромагнитных полей. – Новосибирск, 1981.
7. Коваленко В.Ф. Термическое опреснение морской воды. – М.: Транспорт, 1966. – 216 с.
8. Коваленко В.Ф. Философия педагогики. // Судоходство. – 1997. № 7-8.
9. Рожковский Г.В., Вороневич В.А. Атлас аурадиагностики. – Одесса, 1992. – 216 с.
10. Холодов Ю.А. Реакция нервной системы на электромагнитные поля. – М., 1975.
11. Юнг Карл Густав. Психология бессознательного. – М.: КАНОН, 1996. – 32 с.

12. Яковлев М.И. Физиологические механизмы действия электромагнитных полей. – Л., 1973.

УДК 621.431.74

Аболешкин С.Е., Колегаев М.А.

АНАЛИЗ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Любой режим работы двигателя может быть достаточно полно охарактеризован тремя параметрами: частотой вращения n, средним индикаторным давлением p_{mi} и часовым расходом топлива $B_{ч}$. В совокупности с низшей теплотой сгорания $Q_{н}$ указанные параметры несут в себе информацию о техническом состоянии дизеля. Погрешность определения среднего индикаторного давления влияет как на точность количественной оценки изменения технического состояния, так и на оперативность его обнаружения и идентификацию возникшей неисправности, приводя к ухудшению эксплуатационных экономических показателей.

По определению, среднее индикаторное давление представляет собой отношение полезной работы в цикле L_i к рабочему объему цилиндра V_s

$$p_{mi} = \frac{1}{V_S} \int_{-180/z}^{180/z} p dV \qquad (1)$$

где p — давление газов в цилиндре; z — коэффициент тактности ($z = 1$ для двухтактных дизелей, $z = 0{,}5$ для четырехтактных); V — объем цилиндра.

Классическое определение среднего индикаторного давления, выраженное формулой (1), заложено в алгоритмическое обеспечение всех приборных средств определения нагрузки цилиндров дизелей. Помимо точности определения давления газов в цилиндре дизеля, существенные погрешности в оценке нагрузки для установившегося режима работы возникают из-за неидентичности индикаторных диаграмм от цикла к циклу, а также из-за неточностей, связанных с определением текущего объема цилиндра.

Правилами технической эксплуатации [1] разброс средних для цилиндров значений максимального давления сгорания p_{max} и среднего индикаторного давления p_{mi} регламентируется в пределах 2,5 %, причем из-за неравномерности цикловой подачи топлива (даже при нормальных метеорологических условиях) колебания указанных параметров около среднего также могут составлять порядка 2,5...3 %.

Исходя из необходимости подхода к оценке нагрузки цилиндра как статистической величине, в используемых на флоте приборных средствах принимается объем выборки индикаторных диаграмм, равный 5 или 10, реже 100 [2]. Однако указанные объемы выборки нельзя считать теоретически обоснованными. Многочисленные теоретические и экспериментальные исследования, выполненные в Харьковском политехническом институте, по-

зволили сформулировать ряд основных принципов, осуществление которых в информационно-вычислительных комплексах ставит статистическую обработку индикаторных диаграмм на реальную основу и придает ей целенаправленность. К таким принципам относятся нормирование погрешности отклонения и доверительной вероятности, а также принцип предварительных оценок и накопления гарантированного объема выборки.

Погрешность отклонения среднего выборочного от генерального среднего следует нормировать на таком уровне, чтобы с ее учетов не возрастала результирующая погрешность измерения давления в цилиндре двигателя. Если принять погрешность отклонения среднего выборочного от генерального среднего в 4 раза меньше, чем основная погрешность измерительного канала, то после усреднения точность определения ординат давления индикаторной диаграммы будет определяться только точностью измерение.

Вероятность того, что генеральное среднее не выйдет за пределы доверительного интервала, границы которого обусловлены максимальной погрешностью, равной 0,25 основной погрешности измерительного канала, следует принимать равной 0,95. Этот уровень доверительной погрешности принимается при вычислении доверительных границ.

Учитывая нестабильность ординат давления индикаторной диаграммы, коэффициент вариации, учитывающий изменчивость случайной величины, принимает различные значения как на разных участках кривой индикаторного процесса, так и на разных режимах работы двигателя [4]. Так как коэффициент вариации не зависит от объема выборки, то предварительную оценку можно производить по результатам обработки выборки малого объема — порядка десяти или двадцати индикаторных диаграмм.

Накопление гарантированного объема выборки должно осуществляться следующим образом. Зная из предварительных оценок изменения коэффициента вариации и относительной погрешности по углу поворота коленчатого вала, определяют объем выборки в функции угла поворота и находят его максимальное значение, принимаемое в качестве гарантированного объема выборки для всех ординат давлений, исключая те участки индикаторной диаграммы, где может оказаться достаточным объем выборки 10...20 диаграмм, накопленный для предварительной оценки.

Существенным вопросом при использовании в приборных средствах алгоритма [1] является выбор масштабирующей функции, представляющей собой, по сути дела, аналог скорости перемещения поршня $\bar{v}$ при определении приращения объема цилиндра dV. Точное выражение для аналога скорости перемещения поршня записывается в виде

$$\bar{v} = \sin\varphi + \frac{1}{\lambda_{ш}} \sin\beta_{ш}, \qquad (2)$$

где $\lambda_{ш}=S/2L_{ш}$ — постоянная механизма (S — ход поршня, $L_{ш}$ — длина шатуна); φ — угол поворота коленчатого вала; $\beta_{ш} = \arccos\sqrt{1 - \lambda_{ш}^2 \sin^2\varphi}$ — угол

отклонения оси шатуна от вертикальной плоскости, проходящей через оси цилиндров.

На практике обычно пользуются более простой приближенной зависимостью

$$\bar{v} \approx \sin\varphi + \frac{\lambda_ш}{2}\sin 2\varphi. \qquad (3)$$

Выражение (3) принято в качестве масштабирующей функции в приборе К748. Однако при высоких значениях постоянной механизма $\lambda_ш$ до 0,44, характерных для современных длинноходовых малооборотных дизелей, погрешность определения среднего индикаторного давления при использовании приближенной формулы (3) может составлять порядка 2...3 %. Здесь можно также отметить, что при численном моделировании индикаторного процесса при высоких значениях $\lambda_ш$ формула (3) дает погрешность по p_{mi} существенно выше (в пределах 5...10 % в зависимости от шага интегрирования).

К приборным методам определения нагрузки двигателя можно также отнести пиметрический, используемый при контроле нагрузки дизелей, не имеющих индикаторного привода, например, MAN KSZ 52/105 CL судов типа "Иосип Броз Тито" и MAN KSZ 70/125 BL судов типа "Астрахань". После простых преобразований выражение (1) может быть переписано в виде

$$p_{mi} = \frac{1}{V_S}\frac{\pi}{360}\int_{-180/z}^{180/z} p\,\frac{\pi V_S \bar{v}}{360}\,d\varphi = \frac{\pi}{360}\int_{-180/z}^{180/z} p\bar{v}\,d\varphi.$$

Согласно обобщенной первой теореме о среднем значении интеграла [5], так как численные значения функции $p = f(\varphi)$ всегда больше нуля, а функция $\bar{v}\,\varphi$ интегрируема, можно записать, что

$$p_{mi} = \frac{\pi}{360}\mu\int_{-180/z}^{180/z} p\,d\varphi, \qquad (4)$$

где μ — некоторая функция.

Так как интеграл в выражении (4) с учетом множителя $\pi/360$ представляет собой среднее давление в цикле по времени p_t, для каждой частоты вращения n существует свое численное значение среднего индикаторного давления p_{mi}. Причем зависимость $p_{mi} = f(p_t)$ индивидуальна для каждого двигателя, что определяется величиной $\lambda_ш$, входящей в выражение аналога скорости перемещения поршня $\bar{v}$. Строгой математической зависимости между p_t и p_{mi} нет, поэтому она обычно устанавливается экспериментально на стенде завода-изготовителя и представляется судовладельцу в виде графиков. Здесь необходимо обратить внимание на то, что упомянутые зависимости получают на исправном отрегулированном двигателе. При возникновении отклонение в процессе сгорания, изменения регулировки фаз подачи топлива, фак-

тические соотношения p_t и p_{mi} могут не соответствовать полученным на стенде, поэтому пиметры используются, как правило, для контроля распределения нагрузки по цилиндрам.

Нагрузка двигателя также может быть определена по величине индикаторного КПД η_i. В общем случае индикаторный КПД представляет собой долю теплоты сгоревшего топлива, превращенную в работу:

$$\eta_i = \frac{L_i}{b_ц Q_н} = \frac{p_{mi} V_S}{b_ц Q_н}, \qquad (5)$$

где $b_ц$ — цикловая порция топлива.

Если выразить среднее индикаторное давление из формулы (5) и далее отнести его к значению для номинального режима, обозначенного индексом "о", можно записать

$$\frac{p_{mi}}{p_{mio}} = \frac{b_ц \eta_i Q_{но}}{b_{цо} \eta_{io} Q_{но}} = \frac{B_ч n_о \eta_i Q_н}{B_{чо} n \eta_{io} Q_{но}},$$

где $B_ч$ — часовой расход топлива.

Так как значение расхода топлива $B_ч$, частоты вращения n достаточно точно и легко могут быть замерены, при таком подходе к оценке нагрузки двигателя задача сводится к определению индикаторного КПД η_i для эксплуатационного режима. Что касается нижней теплоты сгорания $Q_н$, последняя приводится в сертификате на топливо. При отсутствии таких данных ее значение достаточно просто определяется по номограмме, предложенной фирмой MAN-B2W в зависимости от плотности топлива ρ_{15} и содержания серы S_T. Обработка номограммы методом наименьших квадратов позволила получить выражение для аналитического расчета:

$$Q_н = 54972 + 15186\rho_{15} - 3642 S_T + 447\rho_{15} S_T + 1011\rho_{15}^2 + 5 S_T^2.$$

Методам аналитического расчета индикаторного КПД посвящен целый ряд работ, среди которых особое место занимают труды Д.А. Портнова [6] и С.И. Погодина [7]. Д.А. Портнов среднее индикаторное давление считает производным от индикаторного КПД и для вычисления η_i предложил эмпирические формулы, составленные на основе обобщения экспериментальных данных по индикаторному процессу однотипных по смесеобразованию дизелей. Зависимость, предложенная автором (6) имеет вид:

$$\eta_i = \eta_{iб} \overline{\eta}_\alpha \overline{\eta}_\gamma \overline{\eta}_n, \qquad (6)$$

где $\eta_{iб}$ — исходное (базовое) значение индикаторного КПД при теоретическом составе смеси (коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1$, плотность воздуха $\gamma_S = 1{,}2$ кг/м^3) и оптимальной частоте вращения; $\overline{\eta}_\alpha$ — коэффициент состава смеси, учитывающий изменение η_i при переходе от теоретического состава к смеси с коэффициентом избытка воздуха $\alpha > 1$; $\overline{\eta}_\gamma$ — коэффициент плотно-

сти, отражающий изменение индикаторного КПД из-за изменения плотности воздуха; $\overline{\eta}_n$ — скоростной коэффициент, учитывающий отклонение индикаторного КПД при отклонении частоты вращения от оптимальной, соответствующей максимальному значению η_i.

Исходное (базовое) значение индикаторного КПД при теоретическом составе смеси

$$\eta_{i\text{б}} = \overline{\eta}_p \left(1 - \varepsilon^{-a}\right) \overline{\eta}_\lambda,$$

где $\overline{\eta}_p$ — коэффициент равномерности, учитывающий изменение КПД вследствие изменения степени равномерности распределения топлива в камере сгорания; a — эмпирический показатель степени, учитывающий влияние степени сжатия ε на η_i и зависящие от степени повышения давления в цикле λ; $\overline{\eta}_\lambda$ — коэффициент динамичности цикла, учитывающий изменение индикаторного КПД при отклонении степени повышения давления λ от базового $\lambda = 1$.

В работе [6] дана таблица для определения показателя степени a, а также номограмма для непосредственного определения значения $\eta_{i\text{б}}$ в зависимости от степенен сжатия ε и повышения давления λ. В работа [8] вместо графических зависимостей предложены аппроксимирующие выражения для значений степеней сжатия $\varepsilon = 10...14$.

Однако предложенная Д.А. Портновым методика не может считаться приемлемой для использования в поставленной задаче, так как исключает взаимосвязи действительного и теоретического циклов. Кроме того, в математической модели [6] не учтено взаимное влияние параметров рабочего процесса на величину индикаторного КПД.

Более строго представление об индикаторном процессе и степени его совершенства можно получить, если индикаторный КПД представить в виде, предложенном С.И. Погодиным:

$$\eta_i = \eta_t - \psi_i, \qquad (7)$$

где η_t — термический КПД теоретического цикла с адиабатическим сжатием и расширением и подводом теплоты при постоянном объеме и давлении; ψ_i — относительные потери индикаторной работы в действительном цикле: в относительных долях от теплоты, подведенной с топливом. Термический КПД предложено вычислять по зависимости

$$\eta_t = 1{,}985 \frac{l_0}{Q_\text{н}} \alpha \left[\frac{\mu_0 T_z}{k_2 - 1} \left(k_2 - \delta^{1-k_2}\right) - \lambda T_c - \frac{T_c - T_a}{k_1 - 1} \right], \qquad (8)$$

где l_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива; μ_0 — коэффициент молекулярного изменения; T_z, T_c, T_a — температуры в характерных точках цикла, соответственно, максимальная в конце

сгорания, в конце и начале адиабаты сжатия; k_2, k_1 — показатели адиабат расширения и сжатия; δ — степень последующего расширения.

Для определения влияния факторов, входящих в уравнение (8), на термический КПД автор [7] продифференцировал его, определив коэффициенты влияния переменных ε, α, λ, T_a. Зная величины этих коэффициентов, можно вычислить термический КПД при сочетании любых параметров:

$$\eta_t = \eta_{t0}\left(\Delta\eta_t + 1\right),$$

где $\Delta\eta_t = k_\varepsilon\Delta\varepsilon + k_\alpha\Delta\alpha + k_\lambda\Delta\lambda$. Здесь k_ε, k_α, k_λ — коэффициенты влияния.

Температура T_a не учтена, так как ее влияние незначительно.

Характер изменения относительных потерь индикаторной работы ψ_i, входящих в уравнение (7), был установлен автором путем обработки данных экспериментов, который выражается зависимостью

$$\frac{\psi_i}{\psi_{i0}} = \left(\frac{\alpha}{\alpha_0}\right)^{-a_1}\left(\frac{\lambda}{\lambda_0}\right)^{-a_2}\left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0}\right)^{a_3}\left(\frac{\gamma_S}{\gamma_{S0}}\right)^{a_4}\left(\frac{n}{n_0}\right)^{a_5},$$

где ψ_{i0} — эталонное значение относительных потерь, определяемое по прототипу; $a_1,\ldots,a_5$ — показатели степени.

Показатели степени, по мнению автора, (7), зависят от типа смесеобразования, характеристик топливной системы, охлаждения двигателя, параметров α, λ, ε, γ_S, характеризующих условия ведения индикаторного процесса. Их значения получены путем обработки статистических экспериментальных данных для быстроходных дизелей со струйным смесеобразованием:

$$a_1 = -0{,}8 + 0{,}3\lambda_{\text{ср}} + \left(4{,}1 - 1{,}5\lambda_{\text{ср}}\right)\bar{\beta}_{\text{ср}},\quad \left(\beta = \frac{1}{\alpha}\right);$$

$$a_2 = -0{,}5 + \left|\lambda_{\text{ср}} - 1{,}5\right|^3;\quad a_3 - 0{,}2;$$

$$a_4 = -0{,}13 + 0{,}031\gamma_{S\text{ср}}^2;\quad a_5 = 0{,}35\ldots0{,}7.$$

Здесь $\beta_{\text{ср}} = 0{,}5\left(\beta_0 + \bar{\beta}\right)$; $\lambda_{\text{ср}} = 0{,}5\left(\lambda_0 + \bar{\lambda}\right)$; $\gamma_{\text{ср}} = 0{,}5\left(\gamma_s + \gamma_{s0}\right)$.

Меньшие значения показателя степени относятся к дизелям при S/D = 1,1...1,2 и α = 1,8...2,2, большие — к дизелям при S/D < 1 и α = 1,5...1,6.

Полученные С.И. Погодиным экспериментальные данные в большей степени относятся к быстроходным транспортным дизелям. Судовые дизели, в частности малооборотные, имеют существенно большие соотношения S/D = 2,0...3,3, то есть показатели степени требуют уточнения. Кроне того, использование последнего алгоритма требует большого числа расчетов основных показателей индикаторного процесса через эксплуатационные параметры двигателя.

К группе методов расчета нагрузки дизеля по индикаторному КПД можно отнести эмпирический алгоритм, предложенный Ю.Я. Фоминым [9]. Для

некоторых дизелей заводы-изготовители представляют универсальные характеристики вида $b_e = f(p_{me}, n)$ (b_e — удельный эффективный расход топлива, p_{me} — среднее эффективное давление). Если правую и левую части уравнения часового расхода топлива разделить на частоту вращения n, получаем соотношение между часовым расходом топлива $B_ч$ и средним эффективным давлением p_{me}

$$q = \frac{B_ч}{n} = c_1 b_e p_{me}, \qquad (9)$$

где c_1 — константа.

По универсальной характеристике двигателя строится для разных значений p_{me} семейство кривых вида $q = f(p_{me})$ для различных фиксированных скоростных режимов. Таким образом, по известным частоте вращения n и величине q находится среднее эффективное давление. Графические зависимости могут быть заменены аппроксимирующими полиномами вида

$$p_{me} = a_0 + a_1 (q - q_0) + a_2 (q - q_0)^2$$

для дизелей, работающих по нагрузочной характеристике, и

$$p_{me} = b_0 + b_1 (q - q_0) + b_2 (n - n_0) + b_{11} (q - q_0)^2$$

для дизелей, работающих по винтовой характеристике.

Здесь a_0, a_1, a_2, b_0, b_1, b_2, b_{11} — коэффициенты, получаемые путем обработки кривых $q = f(p_{me}, n)$ методом наименьших квадратов.

Влияние сорта топлива рекомендовано учитывать поправочным коэффициентом k_T [9]:

$$p_{meэ} = p_{me} k_T,$$

где $k_T = \frac{Q_{нэ}}{Q_{н.ст.}} \frac{\eta_{iэ}}{\eta_{iст}}$, индекс "э" относится к эксплуатационному режиму, индекс "ст" — к стендовым испытаниям).

Значение коэффициента k_T при походе на флотские мазуты оценивается величиной 1,02...1,03 [9].

Рассмотрим последнюю группу методов с теоретических позиций. В теории двигателей внутреннего сгорания при рассмотрении идеальных циклов, не имеющих каких-либо потерь теплоты, кроме ее отдачи "холодному" источнику, термические КПД определяется в зависимости от параметров идеального обобщенного цикла поршневого двигателя, у которого те же начальные параметры рабочего тела в начале сжатия, что и у реального двигателя, а также равное максимальное давление сгорания p_{max}.

Согласно первому закону термодинамики, количество теплоты, подведенной в цикле, равно сумме работы L_t, совершенной в цикле, и разности внутренних энергий рабочего тела в конце расширения U_{bt} и начале сжатия U_{at}, то есть

$$b_{\text{ц}}Q_{\text{н}} = L_t + U_{bt} - U_{at}. \qquad (10)$$

Для цикла двигателя внутреннего сгорания при отсутствии недожога топлива и утечек рабочего тела через уплотнительные кольца (эталонный двигатель) можно записать

$$b_{\text{ц}}Q_{\text{н}} = L_i^* + Q_w^* + U_b^* - U_a, \qquad (11)$$

где Q_w^* — количества теплоты, теряемое в результате теплообмена рабочего тела со стенками цилиндра; U_b^*, U_a — внутренняя энергия, соответственно, в конце и начале индикаторного процесса ($U_a = U_{at}$).

Приравняв правые части уравнения (10) и (11) и разделив обе части на $b_{\text{ц}}Q_{\text{н}}$, получаем, что

$$\eta_i^* + q_w^* + \frac{U_b^* - U_a}{b_{\text{ц}}Q_{\text{н}}} = \eta_{t\text{ад}} + \frac{U_{bt} - U_a}{b_{\text{ц}}Q_{\text{н}}},$$

или

$$\eta_i^* = \eta_{t\text{ад}} - q_w^* + \frac{U_{bt} - U_b^*}{b_{\text{ц}}Q_{\text{н}}} = \eta_{t\text{ад}} - \psi_i^*, \qquad (12)$$

где $\eta_{t\text{ад}}$ — адиабатный КПД двигателя; $q_w^* = \dfrac{Q_w^*}{b_{\text{ц}}Q_{\text{н}}}$ — доля теплоты, отведенной в стенки цилиндра; ψ_i^* — относительная разность работы в адиабатном и эталонном индикаторных процессах.

В реальных условиях эксплуатации имеются недожог топлива Δ_T и утечки рабочего тела. В конечных разностях уравнение первого закона термодинамики будет иметь вид

$$b_{\text{ц}}Q_{\text{н}} - \Delta_T Q_{\text{н}} = L_i + Q_w + Q_{\text{ут}} + U_b - U_a,$$

где $Q_{\text{ут}}$ — количество теплоты, теряемое с утечками рабочего тела через неплотности цилиндра.

После простых преобразований для произвольного эксплуатационного режима

$$\eta_i = \eta_{t\text{ад}} - q_w - q_{\text{ут}} - \Delta_T \frac{U_{bt} - U_a}{b_{\text{ц}}Q_{\text{н}}}, \qquad (13)$$

где $q_{\text{ут}} = \dfrac{Q_{\text{ут}}}{b_{\text{ц}}Q_{\text{н}}}$ — доля теплоты, теряемой с утечками рабочего тела.

Сопоставляя уравнения (12) и (13), получаем

$$\eta_i^* - \eta_i = \Delta_T + q_{\text{ут}} + \psi_i - \psi_i^*,$$

или

$$\Delta\eta_i = \Delta_T + q_{\text{ут}} + (q_w - q_w^*) + \frac{U_b - U_b^*}{b_{\text{ц}} Q_{\text{н}}},$$

Последнее уравнение показывает, что в процессе эксплуатации вследствие изменения технического состояния двигателя падение индикаторного КПД на величину доли недожога топлива Δ_T или утечки газов $q_{\text{ут}}$ через неплотности цилиндра будет обуславливать значительные погрешности при расчете мощности двигателя через величину исхода топлива. Отсюда же можно сделать вывод, что все алгоритмы расчета индикаторного КПД, основанные на обработке результатов испытания "эталонных" (исправных) двигателей, в том числе и алгоритмы (6), (7), (9), если в них не вводится поправка на недожог и утечки, позволяют получить для эксплуатационного режима лишь значение эталонного индикаторного КПД η_i^*.

Серьезного внимания заслуживают результаты исследования индикаторных диаграмм методом численного моделирования, полученные авторами [10], из которых следует, что наибольшее влияние на индикаторные показатели оказывают, в основном, четыре параметра характеристики тепловыделения доля теплоты x_1, выделившиеся на первом участке кривой тепловыделения, момент начала тепловыделения относительно верхней мертвой точки $\varphi_{\text{н}}$, показатель характеристики тепловыделения k_{II} второго участка и величина φ_{II}, характеризующая расположение на диаграмме момента достижения максимальной скорости тепловыделения на этом участке.

Моделирование индикаторного процесса по плану дробного факторного эксперимента позволило получить автором [10] функциональные связи в форме регрессии первой группы

$$p_{mi} = 18{,}13 + 0{,}22\bar{\varepsilon} + 1{,}5\bar{p}_{\text{int}} - 0{,}26\bar{x}_1 - 2{,}37\bar{\varphi}_{\text{II}} + 1{,}8\bar{k}_{\text{II}} + 1{,}02\bar{p}_{\max} + 0{,}53\bar{\alpha}$$

и регрессии второй группы

$$p_{mi} = 17{,}8\,\varepsilon^{-0{,}001}\, p_{\text{int}}^{-0{,}086}\, x_1^{-0{,}005}\, \varphi_{\text{II}}^{-0{,}139}\, k_{\text{II}}^{-0{,}113}\, p_{\max}^{-0{,}071}\, \alpha^{-0{,}038},$$

где p_{int} — давление наддувочного воздуха.

В регрессии первой группы переменные закодированы в виде

$$\bar{x}_i = \frac{x_i - 0{,}5(x_{i\max} - x_{i\min})}{0{,}5(x_{i\max} - x_{i\min})},$$

в регрессии второй группы

$$\bar{x}_i = \frac{x_i}{\sqrt{x_{i\max} x_{i\min}}},$$

где $x_{i\max}$, $x_{i\min}$ — значение соответствующего параметра на верхнем и нижнем уровнях плана эксперимента.

В порядке значимости для среднего индикаторного давления факторы расположены в следующем ряду: φ_{II}, k_{II}, p_{int}, $p_{\max}$, α, x_1, ε.

Привлекательность данного метода состоит в том, что используя известные методы обработки индикаторных диаграмм [11] можно найти относительную характеристику тепловыделения x_{bng}, а также показатель характера сгорания m и продолжительность тепловыделения φ_z, с помощью которых может быть определено среднее индикаторное давление p_{mi}, а также продиагностирован процесс сгорания в цилиндре двигателя.

Таким образом:

1) учитывая неидентичность индикаторных диаграмм от цикла к циклу, величина среднего индикаторного давления должна определяться на основе законов математической статистики с использованием принципов нормирования погрешности отклонения и доверительной вероятности, а также предварительных оценок и накопления гарантированного объема выборки;
2) в микропроцессорных системах контроля нагрузки судовых дизелей, имеющих значения постоянных кривошипно-шатунного механизма $\lambda_ш = 0{,}2...0{,}45$, в качестве масштабирующей функции при интегрировании кривой давления газов в цилиндре следует принимать точный аналог скорости перемещения поршня, что существенно снижает ошибку в определении среднего индикаторного давления;
3) для контроля распределения нагрузки по цилиндрам дизеля может быть использован достаточно простой пиметрический метод; погрешность пиметрического метода может быть установлена для конкретного дизеля только экспериментально из-за отсутствия между p_{mi} и p_t строгой математической зависимости;
4) методы косвенной оценки нагрузки двигателя по величине индикаторного КПД, основанные на обработке результатов стендовых или паспортных нормировочных испытаний, могут давать существенно завышенные значения среднего индикаторного давления, так как в математических моделях не учитываются потери теплоты из-за недожога топлива и утечек рабочего тела, поэтому такие алгоритмы оценки индикаторного КПД в системах диагностирования могут использоваться для получения эталонных значении и дальнейшей количественной оценки изменения технического состояния.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. РД 31.21.30-83. Правила технической эксплуатации судовых технических средств. Введ. 1.07.84. – М., 1984. – 338 с.
2. Овсянников М.К., Петухов В.А. Судовые дизельные установки: Справочник. – Л.: Судостроение, 1986. – 424 с.
3. Пойда А.Н., Смолин Ю.А., Сухопаров С.С. Основные принципы статистической обработки индикаторных диаграмм с помощью цифровых комплексов // Двигатели внутреннего сгорания: Сб. науч. трудов ХПИ. Харьков: ХПИ. – 1985. – Вып. 42. – С. 23-28.

4. Пойда А.Н., Смолин Ю.А. и. др. Статистическое исследование индикаторных диаграмм с помощью цифрового комплекса // Двигатели внутреннего сгорания: Сб. науч. трудов ХПИ. Харьков: ХПИ – 1985. Вып. 42. – С. 13-22.
5. Ильин В.А., Садовничий В.А., Сендов Б.Л. Математический анализ. Начальный курс. – М.: Изд-во МГУ, 1985. – 660 с.
6. Портнов Д.А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. – М.: Машгиз, 1963. – 638 с.
7. Погодин С.И. Рабочие процессы транспортных турбопоршневых двигателей. – М.: Машиностроение, 1978. – 312 с.
8. Худов Н.И. Аппроксимация графических функций по Д.А. Портнову для определения индикаторного КПД дизеля // Двигатели внутреннего сгорания: Сб. науч. трудов ХПИ. Харьков: ХПИ. – 1979. – Вып. 29. – С. 30-35.
9. Фомин Ю.Я. Определение эффективной мощности дизеля по данным универсальной характеристики // Морской транспорт. Сер. Техническая эксплуатация флота: Экспресс-информация – М.: В/О "Мортехинформреклама". – 1986. – Вып. 17 (637). – С. 12-18.
10. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник / Костин А.К., Пугачев Б.П., Кочинев Ю.Ю.; Под общ. ред. А.К. Костина. – Л.: Машиностроение, 1989. – 284 с.
11. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под. общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.313.322

Голубев В.К., Бойко П.В., Дубовик В.А., Чешков В.П. Судовые энергетические установки с валогенераторами и валоэлектродвигателями // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3. – Одесса: ОГМА. – С. 3-7.

Рассмотрена новая установка, содержащая главный двигатель (как правило, дизель), соединенный через разобщительную муфту и силовую согласующую зубчатую передачу с гребным винтом фиксированного шага и через дополнительную согласующую зубчатую передачу — с биротативной машиной переменного тока.

Ил. 1. Список лит.: 5 назв.

УДК 629.12-8:629.12.037.4-83

Яровенко В.А. Оптимизация параметров силовых установок пропульсивных комплексов электроходов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3. – Одесса: ОГМА. – С. 7-12.

Решается задача многокритериальной оптимизации параметров силовых установок электроходов с частотно управляемыми гребными электродвигателями. В качестве критериев использованы основные показатели качества работы двигателей силовой установки на переходных режимах. В результате параметрической оптимизации найдены оптимальные параметры комплексов. Проиллюстрирована эффективность проведенной оптимизации.

Табл. 1. Ил. 2. Список лит.: 1 назв.

УДК 629.123.03

Писклов В.Т., Заичко С.И. Оценка эффективности применения ветроэнергетической установки судна-ветрохода в условиях морского волнения // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3. – Одесса: ОГМА. – С. 12-19.

Предложен метод определения аэродинамических характеристик ветродвижителей различных типов, учитывающий поведение судна-ветрохода на морском волнении.

Ил. 2. Список лит.: 6 назв.

УДК 621.431.74-18/-19

Бойко П.В., Конаков Г.А. Определение мощности судового дизеля косвенным методом // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3. – Одесса: ОГМА. – С. 19-24.

Предлагается зависимость, позволяющая определить индикаторную мощность главного судового дизеля по частоте вращения вала. Результаты оценки мощности не превышают погрешности результатов обработки индикаторных диаграмм — 3-5 %.

Табл. 1. Ил. 1. Список лит.: 1 назв.

УДК 621.313.322

Абудура Салам Моделирование процесса теплообмена в дизеле при нагружении резервного дизель-генератора // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3, – Одесса: ОГМА. – С. 24-28.

Проведен анализ аналитической и экспериментальной оценки теплового состояния дизеля в зависимости от нагрузки. Рекомендован метод аппроксимации результирующей температуры газа и коэффициента теплоотдачи от газов к стенке цилиндра за цикл в функции нагрузки дизеля.

Табл. 2. Ил. 1. Список лит.: 2 назв.

УДК 621.436.038

Половинка Э.М. Влияние способа запирания форсунки на характеристики топливоподачи судового среднеоборотного дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3, – Одесса: ОГМА. – С. 28-39.

Представлены результаты экспериментального исследования влияния способа запирания и регулировочных параметров системы гидравлического запирания форсунок на характеристики впрыскивания различных топлив.

Ил. 8.

УДК 629.891

Ханмамедов С.А., Щербак Д.В. Интенсификация противоизносных свойств смазочных материалов для узлов трения судовых энергетических установок // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3, – Одесса: ОГМА. – С. 28-39.

Представлены результаты экспериментального исследования влияния способа запирания и регулировочных параметров системы гидравлического запирания форсунок на характеристики впрыскивания различных топлив.

Ил. 3. Список лит.: 3 назв.

УДК 621.431.74.004.13-57

Голиков В.А. Методика расчёта изменения давления воздуха в больших объёмах при принудительной вентиляции // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3, – Одесса: ОГМА. – С. 28-39.

Табл. 1. Ил. 1. Список лит.: 1 назв.

УДК 629.12:621.56

Логвиненко В.В., Коханский А.Й. Анализ статических характеристик судовой холодильной установки // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3, – Одесса: ОГМА. – С. .

Разработан графический способ получения статических характеристик судового морозильного комплекса. Получена зависимость изменения удельной потребляемой энергии от температуры кипения хладагента и от расхода охлаждающей воды.

Ил. 6. Список лит. 3 назв.

УДК 628.543:629.12.03

Анфиногентов Д.В., Скрипник В.Н. Новые возможности очистки судовых нефтесодержащих вод до экологически безопасного уровня // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3, – Одесса: ОГМА. – С. 28-39.

Проведен анализ работы очистной системы на плавсборщике судовых нефтесодержащих вод. Приведены данные по модернизации очистной системы с использованием эффекта "биоремедиации" на завершающей стадии очистки. Показана возможность существенного улучшения работы сорбционных фильтров при организации в их пределах процесса биологического разложения веществ органического происхождения.

УДК 621. 187.32(088.8)

Абрамов В.А. Интенсифицированный способа очистки теплообменников от накипи // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3. – Одесса: ОГМА. – С.

Предложен интенсифицированный способ очистки теплообменников от накипи и описана технология его осуществления.

Ил. 1. Список лит.: 12 назв.

УДК 629.123.56:628.394:628.515

Абрамов В.А., Павленко Б.А., Мамкичев Н.А. К вопросу о технологии удаления отработанной промывочной воды из системы инертных газов танкеров // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3, – Одесса: ОГМА. – С.

Проведен анализ и сравнение известных и предлагаемого авторами способов удаления отработанной промывочной воды из системы инертных газов танкеров. Показана перспективность использования предлагаемой технологии в практике технической эксплуатации флота.

Табл. 1. Ил. 1. Список лит.: 8 назв.

УДК

Сурин С.М., Мельник Е.Н., Мельник А.Н. Динамика состава воды в котельном танке // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3, – Одесса: ОГМА. – С.

Представлена модель динамики состава добавочной и питательной воды котлов транспортных судов. Подсчитано, что основное время котлы работают с неудовлетворительным качеством питательной воды по её жёсткости. Обоснованы и предложены меры для улучшения качества питательной воды в процессе эксплуатации судов.

УДК 656.61.053

Михайлов В.С. Результаты испытаний дифференциальных подсистем СРНС «НАВСТАР» // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3, – Одесса: ОГМА. – С.

В статье рассмотрены вопросы определения точности позиционирования на дистанциях 500-550 км от ККС при прохождении сигнала поправок над сушей и над водной поверхностью.

УДК 656.61

Капитонов И.В. Эффективность режима работы тайм-чартерного судна // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3, – Одесса: ОГМА. – С.

Показана возможность определения эффективности режимов работы тайм-чартерных судов при неизвестной протяженности перехода и ходовом времени. Приведены примеры, иллюстрирующие практическое применение предложенной методики.

УДК 378.1

Колегаев М.А. Образовательно-профессиональные программы — нормативная база содержания и методического обеспечения морского образования // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3, – Одесса: ОГМА. – С.

Ил. 1. Список лит.: 4 назв.

УДК 621.436

Петров А.Л. Первые сто лет двигателя внутреннего сгорания // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3, – Одесса: ОГМА. – С.

Ил. 6. Список лит.: 5 назв.

УДК 538.61.035

Горобец И.А., Тарасюк В.И. Поблемы готовности к работе с ГМССБ // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3, – Одесса: ОГМА. – С.

В статье поднимаются проблемы готовности морского мирового сообщества к работе с Глобальной Морской Системой Связи при Бедствии (ГМССБ).

УДК 538.61.135

Горобец И.А., Никитин П.В. Навалочные суда и подготовка экипажей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3, – Одесса: ОГМА. – С.

В статье рассматриваются вопросы подготовки экипажей навалочных судов в свете требований Конвенций SOLAS и Кодекса ПДНВ'95, основанных на принципах ИМО.

УДК

Игнатов С.А., Михайлуца Г.С., Морозов В.В., Сечкорез А.А. Биоэнергетические аспекты подготовки морских инженеров к их эффективной деятельности в экстремальных ситуациях // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3, – Одесса: ОГМА. – С.

Рассмотрены основные аспекты механизма психологического воздействия друг на друга членов экипажей морских судов. Вносится предложение о создании системы психологического тестирования с последующей коррекцией состояния потенциальных кадров для плавсостава.

Список лит.: 13 назв.

УДК

Аболешкин С.Е., Фрасинюк И.И. Анализ методов определения нагрузки судовых дизелей в условиях эксплуатации // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3, – Одесса: ОГМА. – С.

.

Список лит.: 11 назв.

ABSTRACTS

Golubev V.K., Boyko P.V., Dubovik V.A. Cheshkov V.P. Ship Energetic Plants with Shaft Generators and Shaft Electric Engines // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – 1999. – No 3. – Odessa: OSMA. – P. 3-7.

A new plant that includes propulsion unit (diesel as a rule), bridged by a shut-off clutch and power agreeing gearing with a fixed step propeller and by an additional agreeing gearing — with birotative machine of an alternating current is discussed.

Il. 1. Lit. list: 5.

Yarovenko V.A. Optimisation of Parameters of Power Plants of Propulsion Complexes of the Ships with Electric Engine Drive // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – 1999. – No 3. – Odessa: OSMA. – P. 7-12.

The task of a multicriteria optimisation of parameters of power plants of the ships with electric engine drive with a frequency controlled propulsion motors is solved. Basic figures of merits of work of power plant engines on transient modes are used as a criteria. As a result of parametric optimisation the optimum parameters of complexes are found. The efficiency of the optimisation is illustrated.

Tab. 1. Il. 2. Lit. list: 1.

Pisklov V.T., Zaichko S.I. An Estimation of Efficiency of Application of Wind Energetic Plant of a Vessel in Conditions of Marine Choppiness // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – 1999. – No 3. – Odessa: OSMA. – P. 12-19.

The method of definition of aerodynamic properties of wind movers of various types taking into account a vessel behaviour on marine choppiness is discussed.

Il. 2. Lit. list: 6.

Boyko P.V. Konakov G.A. Definition of Capacity of Marine Diesel by an Indirect Method // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – 1999. – No 3. – Odessa: OSMA. – P. 19-24.

Dependence is suggested that permits to define indicated power of the main marine diesel on a shaft speed. The results of capacity estimation do not exceed an error of results of processing the display diagrams — 3-5 %.

Tables. 1. Il. 1. Lit. list: 1.

Abudura Salam Simulation of Process of Heat Interchange in a Diesel when Loading the Reserve Diesel - Generator // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – 1999. – No 3. – Odessa: OSMA. – P. 24-28.

Is given the analysis of an analytical and experimental estimation of thermal condition of a diesel depending on a loads. The method of approximation of resulting temperature of gas and coefficient of heat losses from gases to a wall of the cylinder for a cycle in function of a loads of a diesel is recommended.

Tab. 2. Il. 1. Lit. list: 2.

Polovinka E.M. Effect of a Way of Lock-out of a Burner on the Characteristics of Fuel Feeding of a Ship Middle Speed Diesel // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – 1999. – No 3. – Odessa: OSMA. – P. 28-39.

The results of an experimental research of effect of a way of lock-out and adjusting parameters of system of hydraulic lock-out of burners on the characteristics of injection various fuels are submitted.

Il. 8.

Hanmamedov S.A., Shcherbak D.V. Intensification of Antiwear Properties of Greases for Friction Units of Ship Propulsive Plants // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – 1999. – No 3. – Odessa: OSMA. – P. 28-39.

.

Il. 3. Lit. list: 3.

Golikov V.A. A Technique of Account of Change of an Air Pressure in the Large Volumes at Compulsory Ventilation // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – 1999. – No 3. – Odessa: OSMA. – P. 28-39.

Tab. 1. Il. 1. Lit list: 1.

Logvinenko V.V., Kokhansky A.Y. Analisys of Static Characteristics of Ship Frosting Plant // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – 1999. – No 3. – Odessa: OSMA. – P.

A graphik way of obtaining static characteristics of ship frosting plant is developed. The dependance of changing of specific consumed energy on the boiling point of frosting agent and on the consumption of cooling water is obtained.

Il. 6. Lit list: 3.

Afinogentov D.V., Scripnik V.N. New Opportunities of Clearing of Ship Oily Waters Up To an Ecologically Safe Level // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – 1999. – No 3. – Odessa: OSMA. – P. 28-39.

The analysis of work of clearing system on sailing collector of ship oily waters is conducted. Data are given on updating clearing system using the effect of "bioremediation" at a finishing phase of clearing. The opportunity of significant improvement of work of sorption filters is shown in case of organising in their limits of a process of biological decomposition of substances of an organic origin.

Abramov V.A. Intensified Way of Clearing Heat Exchangers from Encrustation // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – 1999. – No 3. – Odessa: OSMA. – P.

An intensified way of clearing heat exchangers from encrustation is offered and the technology of its realisation is described.

Il. 1. Lit. list: 12.

Abramov V.A., Pavlenko B.A., Mamkichev N.A. To a Question on Technology of Removal the Used Washing Water from an Inert Gas Plant of Tank Vessels // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – 1999. – No 3. – Odessa: OSMA. – P.

The analysis and comparison of known and offered by the authors ways of removal the used washing water from an inert gas plant of tank vessels is conducted. Is shown the perspectives of usage of offered technology in practice of fleet technical operation.

Tab. 1. Il. 1. Lit list: 8.

Surin S.M., Melnik E.N., Melnik A.N. Dynamics of Structure of Water in the Boiler Tank // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – 1999. – No 3. – Odessa: OSMA. – P.

The model of dynamics of additional and feed water structure of transport ships boilers is submitted. It is counted up, that the basic time the boiler work with unsatisfactory quality of a feed water on its rigidity. The measures for improvement of quality of a feed water while in service of vessels are substantiated and offered.

Mikhailov V.S. Results of Differential Inter-Systems SRNS "NAVSTAR" Tests // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – 1999. – No 3. – Odessa: OSMA. – P.

In paper the questions of definition of accuracy of positioning on distances 500-550 km from control correcting station are considered at passing a signal of the amendments above a land and above an aquatic surface.

Kapitonov I.V. Efficiency of a Mode of Work of Time Charter Vessel // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – 1999. – No 3. – Odessa: OSMA. – P.

The opportunity of definition of efficiency of work of time charter vessels is shown at unknown extent of transition and sea days. The examples, illustrating practical application of the offered technique are given.

Kolegayev M.A. The Educational-Professional Programs — Normative Base of Contents and Methodical Providing of Marine Education // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – 1999. – No 3. – Odessa: OSMA. – P.

Il. 1. Lit list: 4.

Petrov A.L. The First Hundred Years of an Internal Combustion Engine // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – 1999. – No 3. – Odessa: OSMA. – P.

Il. 6. Lit list: 5.

Gorobets I.A., Tapacyuk V.I. Problems of an Availability for Service with GMCSD // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – 1999. – No 3. – Odessa: OSMA. – P.

In paper the problems of availability of marine world community to work with Global Marine Communication System at Disaster (GMCSD).

Gorobets I.A., Nikitin P.V. Bulk Vessels and Preparing of Crews // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – 1999. – No 3. – Odessa: OSMA. – P.

The questions of preparing of crews of bulk vessels according to the requirements of the SOLAS Conventions and STCW'95 Code, based on principles of IMO are discussed.

Ignatov S.A., Mikhaylutsa G.S., Moroz V.V., Sechkorez A.A. Biopower Aspects of Preparing of Marine Engineers to Their Effective Activity in Extreme Situations // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – 1999. – No 3. – Odessa: OSMA. – P.

The basic aspects of the mechanism of psychological influence of members of crews of ocean vessels against each other are discussed. The supposition is made to create a system of psychological testing with the subsequent correction of condition of the potential staff for crews.

Lit list: 13.

Aboleshkin S.E., Frasinyuk I.I. Analysis of Methods of Definition of the Ship Plant Loading Under Exploitation // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – 1999. – No 3. – Odessa: OSMA. – P.

.

Il. 6. Lit list: 5.

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 от 11 сентября 1997 г. № 2/7 (перечень № 3) могут публиковаться основные результаты диссертационных работ по профилю судовой энергетики. Предусматривается также выпуск тематических сборников научных трудов, содержащих научные работы в какой-либо одной области судовой энергетики.

Рукописи оформляются следующим образом.

1. Рукопись представляется в редакционную коллегию на дискете 3,5" в формате "Microsoft Word" (версия Word 97 или более ранняя) 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. Возможно представление рисунков в формате Word или Corel Draw (версия 8.0 или более ранняя). 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, вектора, 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) 33-49-24, 33-23-52.

СОДЕРЖАНИЕ

Голубев В.К., Бойко П.В., Дубовик В.А., Чешков В.П. Судовые энергетические установки с валогенераторами и валоэлектродвигателями 3

Яровенко В.А. Оптимизация параметров главной судовой энергетической установки электрохода 7

Писклов В.Т., Заичко С.И. Оценка эффективности применения ветроэнергетической установки судна-ветрохода в условиях морского волнения 12

Бойко П.В., Конаков Г.А. Определение мощности судового дизеля косвенным методом 19

Абудура Салам Моделирование процесса теплообмена в дизеле при нагружении резервного дизель-генератора 24

Половинка Э.М. Влияние способа запирания форсунки на характеристики топливоподачи судового среднеоборотного дизеля 28

Ханмамедов С.А., Щербак Д.В. Интенсификация противоизносных свойств смазочных материалов для узлов трения судовых энергетических установок 39

Голиков В.А. Методика расчёта изменения давления воздуха в больших объёмах при принудительной вентиляции 42

Логвиненко В.В., Коханский А.Й. Анализ статических характеристик судовой холодильной установки 49

Анфиногентов Д.В., Скрипник В.Н. Новые возможности очистки судовых нефтесодержащих вод до экологически безопасного уровня 57

Абрамов В.А. Интенсифицированный способ очистки теплообменников от накипи 60

Абрамов В.А., Павленко Б.А., Мамкичев Н.А. К вопросу о технологии удаления отработанной промывочной воды из системы инертных газов танкеров 68

Сурин С.М., Мельник Е.Н., Мельник А.Н. Динамика состава воды в котельном танке 76

Коваленко В.Ф. Экологически безопасный метод предотвращения обрастания корпусов морских судов 80

Михайлов В.С. Результаты испытаний дифференциальной подсистемы СРНС «НАВСТАР» 83

Капитонов И.В. Эффективность режимов работы судна при тайм-чартерном фрахтовании 85

Колегаев М.А. Образовательно-профессиональные программы — нормативная база содержания и методического обеспечения морского образования 88

Петров А.Л. Первые сто лет двигателя внутреннего сгорания 91

Горобец И.А., Тарасюк В.И. Проблемы готовности к работе с ГМССБ 100

Горобец И.А., Никитин П.В. Навалочные суда и подготовка экипажей 104

Игнатов С.А., Михайлуца Г.С., Морозов В.В., Сечкорез А.А. Биоэнергетические аспекты подготовки морских инженеров к их эффективной деятельности в экстремальных ситуациях 106

Аболешкин С.Е., Колегаев М.А. Анализ методов определения нагрузки судовых дизелей в условиях эксплуатации 109

Рефераты 120

Abstracts 124

Правила 127