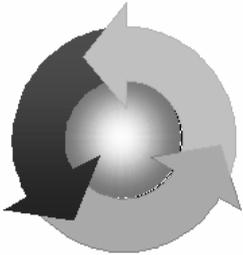


ISSN 1815-6770

Министерство образования и науки Украины

НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
«ОДЕССКАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ»

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 36

Одесса
2015

ББК 39.46
С 168
УДК 629.123.066

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 36. – Одесса: НУ «ОМА», 2015. –168 с.

Сборник посвящен проблемам судовой энергетики, проектирования, модернизации и эксплуатации судовых энергетических установок, методам повышения эффективности и надёжности использования судовых технических средств. Сборник входит в перечень изданий, одобренных ВАК Украины по разделу технические науки.

Для научных работников и специалистов.

Редакционная коллегия: д.т.н., проф. А.М. Берестовой, АМИ; д.т.н., проф. Л.В. Вишневыский, НУ «ОМА»; д.т.н., проф. В.А. Голиков, д.т.н., проф. С.И. Горб, НУ «ОМА»; д.т.н., проф. Н.Ф. Гречко, НУ «ОМА»; д.т.н., проф. В.Н. Захарченко, НУ «ОМА»; д.т.н., проф. В.Г. Ивановский, ОНМУ; д.т.н., проф. В.В. Капустин, СНТУ; к.т.н., проф. НУ «ОМА» М.А. Колегаев, (редактор); д.т.н., проф. М.В. Миусов, НУ «ОМА»; д.т.н., проф. Н.С. Молодцов, НУ «ОМА»; к.т.н., проф. А.Н. Пипченко, НУ «ОМА»; д.т.н., проф. Г.Ф. Романовский, НУК; д.т.н., проф. С.С. Рыжков, НУК; д.т.н., проф. П.С. Суворов, Дунайская комиссия по развитию судоходства; ст. преп. Ю.И. Журавлев, НУ «ОМА».

Адрес редакционной коллегии: 65029, Одесса, ул. Дидрихсона, 8, национальный университет «Одесская морская академия» (НУ «ОМА»), кафедра ТМС.

Контактные телефоны редакции (048) 733-49-24, 733-23-52.
e-mail: zhuravlov.y@ua.ru

Компьютерная вёрстка Журавлев Ю.И.

Утверждено учёным советом НУ «ОМА», протокол № 5 от 24.12.15.

Содержание

К 80-летию Шафрана Л. М.	5
<i>Берестовой А.М., Литвиненко В.П.</i> Оценка работы дизеля в эксплуатации на основе скоростей сгорания топлива	9
<i>В. А. Голиков, Р. Н. Радченко, Н. С. Богданов.</i> Совершенствование системы охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля когенерационного типа	16
<i>Михайлов С.А., Харченко Р.Ю.</i> Гибридные интеллектуальные сети для оптимизации режимов эксплуатации судовых систем комфортного микроклимата	24
<i>Молодцов Н.С., Богач В.М.</i> Аналитическое прогнозирование надежности судовых технических систем	33
<i>Богач В.М., Шебанов А.Н.</i> Эксплуатационная проверка эффективности модернизированной системы смазывания цилиндров двигателей РТА	41
<i>Будашко В.В.</i> Оценка эффективности компенсации деградационных эффектов в комбинированном пропульсивном комплексе	50
<i>Бондаренко А.В., Аболешикин С.Е.</i> Альтернативные топлива судовых энергетических установок	57
<i>Заблоцкий Ю.В.</i> Использование регулярного микрорельефа для оптимизации работы топливной аппаратуры высокого давления судовых дизелей	65
<i>Захарченко В.Н., Шевченко В.А.</i> Решение задач управления судовой электроэнергетической установкой при изменении нагрузки	74
<i>Корбан Д.В.</i> Обнаружение и различие поляризованных сигналов навигационных объектов при наличии нормальных частично поляризованных помех	83
<i>Литвиненко В.П.</i> Определение степени предварительного расширения посредством оценки внутрицилиндровых процессов объемными показателями	96
<i>Сагин С.В., Семенов А.В.</i> Оценка вязкости масла при обеспечении режимов смазывания цилиндрической группы судовых дизелей	104
<i>Половинка Э.М., Ткач Ю.И.</i> Влияние режимных параметров на характеристики впрыскивания топливно-воздушной смеси системой топливоподачи судового среднеоборотного дизеля	115
<i>Сандлер А.К., Цюпко Ю.М.</i> Волоконно-оптический рН-метр для контроля систем охлаждения	124
<i>Никольский В.В., Оженко Е.М.</i> Применение пьезоэлектрического исполнительного механизма для повышения эффективности автоматизированной системы управления подачей топлива	130
<i>Половинка Э.М., Слободянюк Н.В.</i> Процесс впрыскивания топлива в судовом среднеоборотном дизеле на переменных режимах	141
<i>Костенко П.А.</i> Особенности буксирного обеспечения судов и объектов	152
Рефераты	157

Правила оформления и представления рукописей для сборника «Судовые энергетические установки»	167
--	-----



К 80-ЛЕТИЮ ШАФРАНА Л. М.

18 февраля 2016 года исполняется 80 лет ШАФРАНУ Леониду Моисеевичу, доктору медицинских наук, профессору, Заслуженному деятелю науки и техники Украины, Почетному работнику морского и речного флота Украины, первому заместителю директора ГП «Украинский научно-исследовательский институт медицины транспорта» Минздрава Украины (Одесса).

За 50 лет своей активной и разносторонней научной деятельности он внес существенный вклад в развитие морской медицины, медицины транспорта, промышленной, транспортной и биохимической токсикологии, гигиены и токсикологии полимерных материалов, токсикологию горения полимеров, проблему адаптации человека в экстремальных условиях производственной и окружающей среды, психофизиологию операторского труда.

Вся сознательная жизнь Л.М. Шафрана связана с Одессой, где в 1954 г. поступил и в 1957 г. окончил с отличием Военно-морское медицинское училище. После увольнения в запас в связи с сокращением Вооруженных сил СССР в 1959 г. поступил и в 1966 г. окончил лечебный факультет Одесского государственного медицинского института им. Н.И. Пирогова с отличием и, одновременно, в 1964 г. –

биологический факультет Одесского государственного университета им. И.И. Мечникова с отличием.

С 1959 г. работал помощником эпидемиолога, врачом Бассейновой санэпидстанции Черноморско-Азовского водздравотдела. В июле 1965 г. организовал и возглавил Бассейновую токсикологическую лабораторию Черноморско-Азовского водздравотдела, которая вскоре стала научно-практическим центром медицины водного транспорта на Южном, а затем и других морских и речных бассейнах страны. Тесные творческие связи у коллектива лаборатории сложились с Центральными НИИ морского флота и технологии судостроения, НПО «Прометей», «Алмаз», «Рубин». НПО «Энергия», Черноморским и Латвийским морскими пароходствами, судостроительными и судоремонтными предприятиями на всех морских бассейнах страны. Наряду с большим объемом проводимых в лаборатории химико-аналитических и экспериментальных исследований, сотрудники выполняли их непосредственно на судах в длительных морских рейсах, участвовали в производственных испытаниях на береговых объектах и в приемке судов в эксплуатацию. Сам Л.М. Шафран совершил в 1964-1992 гг. десятки морских рейсов в качестве судового врача и врача-исследователя продолжительностью до 9 месяцев, в том числе кругосветное плавание на т/х «Котовский». Результаты исследований легли в основу ряда положений и медицинского приложения к Международному кодексу морской перевозки опасных грузов (IMDG Code), отечественных «Правил морской перевозки опасных грузов» (МОПОГ) трех изданий 1968, 1977 и 1990 гг., Санитарных правил для морских, речных судов и портов СССР, обоснования максимально допустимых сроков непрерывного плавания, внедрения новых режимов труда и отдыха плавсостава, эксплуатации судов сокращенными экипажами, разработки системы профессионального психофизиологического отбора моряков, профилактики нейротоксикозов у членов экипажей 4-х поколений судов-газовозов и химовозов. системы гигиенической регламентации полимеров и лакокрасочных материалов судостроительного, транспортного назначения, для надводных, подводных и космических объектов, в том числе принципов создания композиций с заданными гигиеническими свойствами. Результативность выполняемых НИР получила высокую оценку у нас в стране и за рубежом.

Все это послужило одной из предпосылок открытия в 1978 г. в Одессе Филиала НИИ гигиены водного транспорта (Москва), а в

1988 г. – Всесоюзного НИИ гигиены водного транспорта Минздрава СССР (с 1992 г. – Украинский НИИ медицины транспорта Минздрава Украины). С этими учреждениями связана вся последующая научная деятельность Л.М. Шафрана как заведующего отделом, заместителя директора по научной работе и первого заместителя директора института. Установленные в то время международные научные связи с учеными более 20 стран мира частично поддерживаются по настоящее время.

Л.М. Шафран является автором более 600 научных работ, в том числе 18 монографий, руководств и справочников, около 30 авторских свидетельств и патентов. В 1968 г. он защитил кандидатскую, в 1982 г. – докторскую диссертацию, в 1985 г. ему присвоено звание профессора, а в 2005 г. – Заслуженного деятеля науки и техники Украины. Создал международно признанную научную школу гигиенистов, токсикологов и психофизиологов на транспорте. Под его руководством защищено 7 докторских и более 20 кандидатских диссертаций. Этот перечень успешно пополняется.

Он ведет активную научную общественную деятельность, являясь членом правлений Украинских научных обществ гигиенистов, токсикологов, председателем ассоциации микроэлементологов Украины, членом экспертного совета ДАК МОН Украины, членом специализированного совета при Институте медицины труда НАМН Украины, председателем комиссии по гигиене и токсикологии полимерных материалов и членом бюро Комитета по вопросам гигиенического регламентирования Минздрава Украины, входит в редакции и редакционные советы ряда отечественных и зарубежных научных периодических изданий. В 1967-1976 гг. он являлся экспертом Международной морской организации при ООН (ИМО), в 1975-1980 гг. – членом Консультативного совета ВОЗ по охране здоровья моряков, был приглашенным профессором в Болгарии, Германии, Казахстане, России, является действительным членом (академиком) ряда общественных Международных академий, в том числе Экологии и безопасности жизнедеятельности (МАНЭБ), Человека в аэрокосмических системах (МАЧАКС), Академии судостроения. Он является почетным профессором Всероссийского НИИ железнодорожной гигиены, был принят в члены Международной ассоциации морских врачей, Американского химического общества, Российского общества медицинской элементологии.

За плодотворную научную деятельность Л.М. Шафран награжден орденом «Знак Почета» и 3 медалями СССР, 5 медалями ВДНХ СССР, знаком «Почетный работник морского и речного флота Украины», значком «Отличник здравоохранения», медалью им. М.В. Ломоносова (МАНЭБ), медалью им. Бернарда Нохта Института морской медицины и тропических болезней в Гамбурге, Почетным дипломом Института морской медицины в Гданске, грамотами Министерства здравоохранения и Министерства внутренних дел Украины.

Свое 80-летие Л.М. Шафран встречает в активной форме, полон научных планов, творческими идей и начинаний, участвует в НИР института и подготовке научных кадров высшей квалификации.

УДК 656.6:629.54

Берестовой А.М., Литвиненко В.П.
АМИ НУ «ОМА»

ОЦЕНКА РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ В ЭКСПЛУАТАЦИИ НА ОСНОВЕ СКОРОСТЕЙ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

Постановка проблемы и её связь с важными научными или практическими задачами вызвана необходимостью оценки эффективности работы судовых дизелей для выявления путей ее повышения, и как следствие, улучшения преобразования энергии.

Это особенно актуально при значительном росте водоизмещения морских судов, что требует улучшения и повышения их энергооснащенности. При этом требуется изменение их конструкций и условий эксплуатации на основе оценки сгорания топлива.

При этом оценка сгорания топлива обусловлена сложностью учета многообразных по своей природе процессов, которые в полной мере не исследованы, что при разработке моделей оценки приводит к необходимости принятия допущений, упрощающих описание работы дизеля использованием известными результатами исследований и законами, а также получения функциональных зависимостей и связей между физико-химическими и термодинамическими процессами, протекающими в дизеле, что является одной из фундаментальных задач теории и практики эксплуатации как судна в целом так и дизеля в частности.

Анализ последних исследований и публикаций указал на большое количество работ, посвященных оценке процессов сгорания работы дизеля. Условно они могут быть разделены на работы, охватывающие общий характер работы дизеля и посвященные локальным внутрицилиндровым проблемам [1 – 5]. Результаты таких работ показывают, что скорость сгорания оказывает решающее влияние на процессы связанные с появлением давления в цилиндре двигателя и условиями протекания тепломассообмена. В тоже время в сложившейся теории и практике эксплуатации дизелей прослеживается не достаточное количество данных, в том числе и математических моделей, где бы скорость сгорания рассматривалась как функция управления работой дизеля при изменяющихся условиях его нагрузки.

В определенном смысле можно отметить, что современные методы и модели, с позиций адекватного описания процессов дизеля относятся к разряду доказательств гипотез с последующей проверкой

результатов на предмет соответствия расчетных значений фактически полученным данным. В этой связи, разработка новых моделей оценки представляет научный интерес, хотя бы с позиций накопления информационного материала, обработка которого окажется полезной в дальнейших работах. При этом значимым моментом при разработке моделей является согласование условий тепловыделения с режимами нагрузки дизеля, которые зависят от скорости сгорания топливовоздушной смеси.

Целью работы является разработка подходов к совершенствованию технико-экономических показателей дизеля.

Изложение основного материала начинается с рассмотрения результатов обработки экспериментальных статистических данных, характеризующих работу судовых дизелей в зависимости от линейной и объемной скорости сгорания топливовоздушной смеси, [5].

Таким образом, рассматривалось соотношение в виде функциональной связи:

$$V_{\lambda} = \varphi(N_e; P_e; n; T; D; V_{об}) \text{ и } V_{об} = \varphi(N_e; P_e; n; T; D; V_{\lambda}), \quad (1)$$

где N_e – эффективная мощность, кВт;

P_e – среднее эффективное давление, бар;

n – число оборотов двигателя, об/мин;

T – длительность сгорания, с;

D – диаметр цилиндра, м;

$V_{об}$, V_{λ} – объемная и линейная скорости сгорания, м³/с и м/с.

При этом объемная и линейная скорости сгорания определялись из соотношений, [5]:

$$V_{об} = 0,01 \frac{dN_e}{i dP_e}, \quad (2)$$

$$V_{\lambda} = \frac{0,013 dN_e}{i D^2 dP_e} = \frac{0,013 V_{об}}{i D^2}. \quad (3)$$

Длительность сгорания при этом определялась в виде соотношения:

$$T = 78,5 D^2 H i \frac{dP_e}{dN_e}, \quad (4)$$

где i – коэффициент тактности, для двухтактных двигателей $i=1$, для четырехтактных $i=0,5$.

Исследование рассматриваемых зависимостей производилось по результатам экспериментальных данных более 200 моделей двигателей, фрагмент которых приведен в табл. 1.

Таблица 1. Фрагмент обработки статистических данных при номинальных режимах работы дизеля

Модель двигателя	Параметры							
	N_e , кВт	P_e , бар	n мин ⁻¹	D , м	$V_{об}$, м ³ /с	V_l , м/с	H , м	T , с
RTA84T	3880	18	74	840	2,15556	3,26897	3150	0,80943
S90MC-C	4890	19	76	900	2,57368	3,64287	3188	0,78762
S80MC-C	3880	19	76	800	2,04211	3,25176	3200	0,78727
UEC85LSII	3865	17	76	850	2,27353	3,40731	3150	0,78581
S80MC	3840	19	79	800	2,02105	3,21824	3056	0,75967
RTA84M	3730	17,2	81	840	2,1686	3,28875	2900	0,74071
L90MC-C	4890	19	83	900	2,57368	3,64287	2916	0,72042
UEC75LSII	2942	17	84	750	1,73059	2,93943	2800	0,71442
S70MC-C	3105	19	91	700	1,63421	2,974	2800	0,65905

После обработки данных таблицы 1 были получены трендовые прогнозные модели в виде кривых (рис. 1-3), отображающих функциональную связь между изменением мощности двигателя в зависимости от линейной и объемной скоростями сгорания,

$$N_e = \varphi(V_l) \text{ и } N_e = \varphi(V_{об}), \quad (5)$$

а также между линейной и объемной скоростями,

$$V_l = \varphi(V_{об}). \quad (6)$$

На рис.1 показано изменение мощности двигателя от линейной скорости сгорания.

Трендовая модель изменения мощности двигателя от линейной скорости сгорания представлена в виде:

$$V_l = -0,0000000512 N_e^2 + 0,000840 N_e + 0,869, \text{ при } R^2 = 0,98 \quad (7)$$

Аналогично была получена кривая изменения мощности двигателя от объемной скорости сгорания, рис. 2.

Трендовая модель изменения мощности двигателя от объемной скорости сгорания представлена в виде:

$$V_{об} = -0,00000000214 N_e^2 + 0,000559 N_e + 0,0118, \text{ при } R^2 = 0,992 \quad (8)$$

Одновременно на основании экспериментальных данных установлена взаимосвязь линейной и объемной скоростей сгорания рис. 3.

Трендовая модель взаимосвязи линейной и объемной скорости сгорания представлена в виде:

$$V_l = -0,1694 V_{об}^2 + 1,5372 V_{об} + 0,8368, \text{ при } R^2 = 0,9894 \quad (9)$$

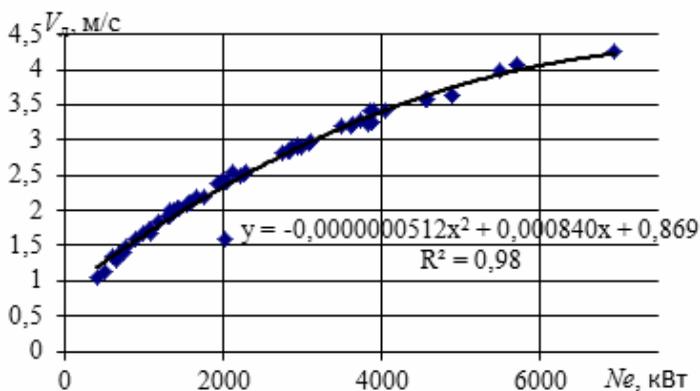


Рис. 1. Изменение мощности двигателя от линейной скорости

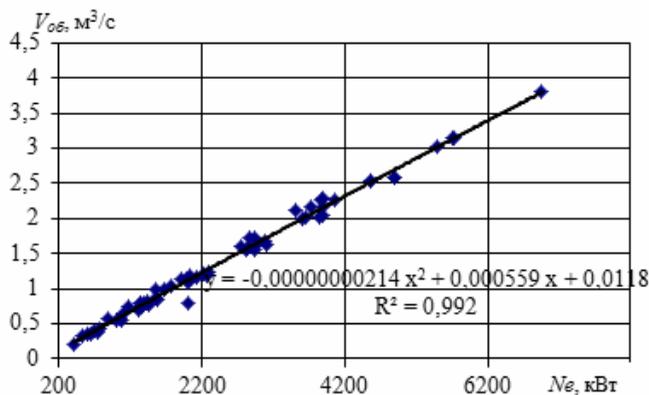


Рис. 2. Изменение мощности двигателя от объемной скорости сгорания

Рассматривая приведенные трендовые модели можно сделать вывод о том, что увеличение мощности двигателей связано с изменением скорости сгорания топливовоздушной смеси. Причем характер влияния линейной скорости на мощность двигателя соответствует полиномиальной зависимости, рис. 1. В тоже время, связь между объемной скоростью и мощностью выражается линейно, рис. 2., что свидетельствует о прямом влиянии количества поданного в цилиндр двигателя топлива на его мощность.

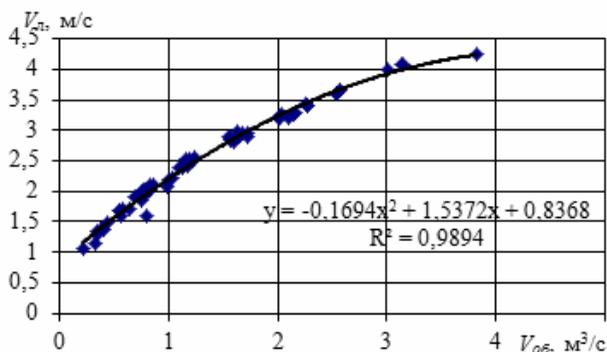


Рис. 3. Взаимосвязь линейной и объемной скорости сгорания

Наряду с отмеченной специфичностью характера влияния линейной и объемной скоростей сгорания на мощность двигателя в ходе исследования была отмечена закономерность их взаимообусловленности при высоком уровне доверительной вероятности, рис. 3.

Применение полученных трендовых моделей обеспечивает возможность оценить эффективность дизеля на основе сопоставления полученных расчетных значений с фактическими значениями дизеля. Такой оценочный подход позволяет осуществлять поиск оптимизационных решений совершенствования конструкции дизеля посредством анализа его конструктивных особенностей в сравнении с аналогами, обладающими более высокими показателями скоростей сгорания.

В теоретическом плане на основании рассмотренных работ [1-3] и настоящих исследований модель повышения эффективности работы дизеля, которая основывается на рассмотрении динамики изменения тепловыделения - $\frac{dQ}{d\tau}$, скорости нарастания давления - $\frac{dP}{d\varphi}$ и динамики изменения скорости сгорания - $\frac{dN}{dP}$, которые обуславливаются параметрической взаимосвязанностью процессов, может быть представлена в виде:

$$\{\Sigma\} \equiv \left\{ \begin{array}{l} \frac{dQ}{d\tau} = 6n \frac{B_0}{\mu_T V} \cdot \frac{dx}{d\varphi} \\ \frac{dP}{d\varphi} = \left(\frac{k-1}{AV} \Psi B_0 Q_H^p \cdot \frac{dx}{d\varphi} - k \frac{P_H}{V} \cdot \frac{dV}{d\varphi} \right) \\ \frac{dN}{dP} = \frac{\zeta FH}{i} \cdot \frac{d\varphi}{d\tau} \end{array} \right\} \Rightarrow \Omega \quad (10)$$

где, $\frac{dQ}{d\tau}$ - скорость тепловыделения, Дж/с;

$\frac{dP}{d\varphi}$ - скорость нарастания давления, Па/° п.к.в;

$\frac{dN}{d\varphi}$ - скорость изменения мощности, Вт/° п.к.в;

n - число оборотов коленчатого вала двигателя, с⁻¹;

B_0 - цикловая подача топлива, кг;

μ_T - кажущаяся молекулярная масса топлива, г/моль;

V - текущее значение объема цилиндра, м³;

$\frac{dx}{d\varphi}$ - интенсивность выгорания топлива, ° п.к.в⁻¹;

k - показатель адиабаты;

Ψ - коэффициент использования теплоты реального процесса;

A - термический эквивалент работы;

Q_H^p - низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг;

P_H - давление в начале процесса; Па;

ζ - коэффициент пропорциональности;

z - коэффициент тактности;

$\frac{dV}{d\varphi}$ - скорость изменения объема, м³/° п.к.в;

F_H - площадь поршня, м²;

N - текущее значение хода поршня.

В структурно логическом отношении при использовании этой модели требуется применение такого оптимального интегрального показателя (Ω), который отображает характер интенсивности образования внутренней энергии сгорающих газов за счет интенсивности выделяемого тепла

$\frac{dQ}{d\tau}$ в цилиндре двигателя, во взаимосвязи с изменяющимся объемом $\frac{dV}{d\varphi}$

при нарастании давления $\frac{dP}{d\varphi}$ и изменении скорости сгорания $\frac{dN}{dP}$, в наибольшей степени соответствующий режиму нагружения двигателя, в качестве которого целесообразно использовать объемную и линейный скорости сгорания.

Предложенная теоретическая модель позволяет оценить эффективность процесса преобразования энергии в дизеле, а как следствие выявить пути совершенствования его конструктивных элементов.

Выводы

1. Выполненные экспериментальные и теоретические исследования позволяют оценить эффективность дизеля на основе сопоставления полученных расчетных значений с фактическими значениями дизеля, также эффективность процесса преобразования энергии в дизеле, а как следствие выявить пути совершенствования его конструктивных элементов посредством анализа его конструктивных особенностей в сравнении с аналогами, обладающими более высокими показателями скоростей сгорания. При этом процесс получения используемых данных значительно упрощается.

2. Проведенные исследования показали необходимость использования комплексных подходов в решении проблемы дальнейшего совершенствования конструкции и эксплуатации дизеля. Одним из таких направлений является организация процессов сгорания топливовоздушной смеси в согласованном режиме с особенностями тепловыделения и режимами нагружения дизеля.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ваншейдт В.А.. Дизели. Справочник / В.А. Ваншейдт, Н.Н. Иванченко, Л.К. Колеров.- Л.: Машиностроение, 1977. – 480с.

2. Сомов В.А. Судовые многотопливные двигатели / В.А. Сомов, Ю.Г. Ищук. - Л.: Судостроение, 1984. – 240 с.

3. Рожанский Г.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания/Г.С. Рожанский.- Л.: Судостроение, 1989. – 423с.

4. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. Скорость сгорания и рабочий цикл двигателя.– М.:, 1962. – 270с.

5. Литвиненко В.П. О некоторых тенденциях параметрических соотношений в двигателях внутреннего сгорания / Литвиненко В.П. // Перспектива розвитку судноплавства в Азовському морі: Матеріали міжнародної науково-практичної конференції. 20 квітня 2012 р. – Маріуполь: АМИ ОНМА, 2012.- С.122-133.

УДК 621.436.13:621.57

V. A. Golikov, doctor of technical sciences, professor
R. M. Radchenko, candidate of technical sciences, associate professor
N. S. Bohdanov, aspirant
National University "Odessa marine academy"
National University of Shipbuilding, Mykolaiv

IMPROVING THE SCAVENGE AIR COOLING SYSTEM OF COGENERATIVE MAINE MARINE DIESEL ENGINE

В. А. Голиков, д-р техн. наук, проф.,
Р. Н. Радченко, канд. техн. наук, доц.,
Н. С. Богданов, аспирант
Национальный университет "Одесская морская академия"
Национальный университет кораблестроения

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА ГЛАВНОГО СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ КОГЕНЕРАЦИОННОГО ТИПА

В. А. Голиков, д-р техн. наук,
Р. М. Радченко, канд. техн. наук,
М. С. Богданов, аспирант
Національний університет "Одеська морська академія"
Національний університет кораблебудування

ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ ГОЛОВНОГО СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ КОГЕНЕРАЦІЙНОГО ТИПУ

Анализ проблемы и постановка цели исследования

В качестве главных двигателей на судах применяются в основном малооборотные дизели (МОД). На их термодинамическую эффективность существенное влияние оказывает температура наддувочного воздуха. С ее повышением на 10 °С эффективный КПД МОД уменьшается примерно на 0,5 % и, соответственно, возрастает удельный расход топлива be [1–3].

В судовых МОД все более широкое распространение находят двухступенчатые системы охлаждения наддувочного когенерационного типа, когда высокотемпературная ступень охладителя наддувочного воздуха (ОНВ_{ВТ}) используется для нагрева воды на нужды судовой энергетической установки, например, для нагрева топлива,

масла, на теплофикационные цели, либо для нагрева питательной воды утилизационного пароводяного котла (УК). Такая система пароснабжения, использующая теплоту наддувочного воздуха для нагрева питательной воды УК в ОНВ_{ВТ} до температуры примерно 90 °С, а теплоту выпускных газов МОД – для окончательного ее нагрева и испарения в УК, обеспечивает утилизацию теплоты сразу двух основных ее источников, а сам МОД представляет собой, по сути, когенерационный модуль.

Однако, как показывает опыт эксплуатации, на транспортных судах при нагрузках главного двигателя свыше 50 % генерируемая теплота превышает потребности судовых потребителей, а при нагрузках главного двигателя 85...90 % это превышение составляет 50...100 % при температуре наружного воздуха около 0 °С [3]. При плавании судна в теплых климатических условиях потребности в паре не превышают 20...25 % производительности УК, что резко снижает коэффициент использования УК и систем утилизации в целом [3]. В то же время повышенные температуры наружного воздуха и соответственно воздуха в МО, откуда он поступает на всасывание ТК МОД, а также забортной воды в системе охлаждения наддувочного воздуха приводит к ухудшению термодинамической эффективности МОД: падению эффективных КПД и мощности, возрастанию удельного расхода топлива be [1–3].

Это весьма остро ставит проблему охлаждения воздуха на входе и наддувочного воздуха. Одним из направлений ее решения является применение машинного охлаждения воздуха, в частности, теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), утилизирующими теплоту наддувочного воздуха, выпускных газов двигателей и других источников [4–6].

Цель работы – анализ эффективности усовершенствованной системы охлаждения наддувочного воздуха судового МОД когенерационного типа с использованием теплоты наддувочного воздуха для нагрева питательной воды парового УК и трансформацией теплоты полученного пара в холод эжекторной холодильной машиной.

Изложение основного материала. Схема системы пароснабжения с использованием теплоты наддувочного воздуха судового МОД для нагрева питательной воды УК в ОНВ_{ВТ} приведена на рис. 1.

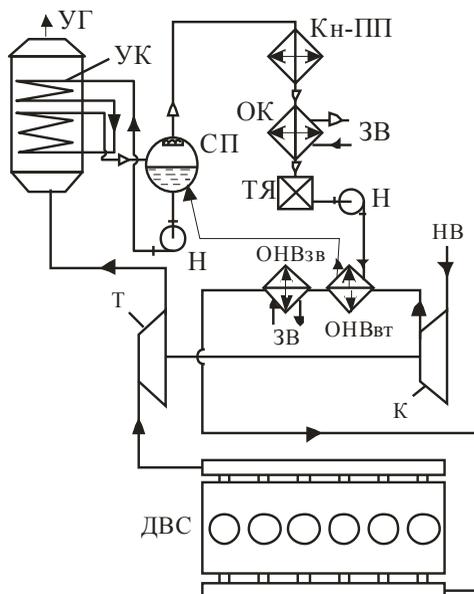


Рис. 1. Схема системы пароснабжения с использованием теплоты наддувочного воздуха судового МОД для нагрева питательной воды УК в ОН-ВВТ: К и Т – компрессор и турбина ТК; ОНВВТ – высококотеллерная (когенерационная) ступень ОНВ; ОНВЗВ – ступень охлаждения забортной водой; СП – сепаратор пара; Кн-ПП – конденсатор пара-потребитель пара; ОК – охладитель конденсата забортной водой; ТЯ – теплый ящик; Н – насос; УГ – уходящие газы; НВ – наружный воздух; ЗВ – забортная вода

От потребителей пара отводится конденсат с температурой 80...90 °С, который охлаждается забортной водой до температуры 50...60 °С в охладителе конденсата ОК, после чего поступает в теплый ящик ТЯ. Конденсат, он же питательная вода УК, подают насосом из ТЯ сначала в ОНВВТ, где он нагревается до температуры примерно 90 °С за счет теплоты, отводимой от наддувочного воздуха, а потом уже в сепаратор пара УК.

Как отмечалось, на транспортных судах при плавании в теплых климатических условиях потребности в паре не превышают 20...25 % производительности УК, т.е. 75...80 % остающейся теплоты пара может быть трансформировано холодильной машиной в холод, который в свою очередь использован для охлаждения воздуха на входе ТК или наддувочного воздуха на входе в рабочие цилиндры МОД.

Наиболее простой и надежной в эксплуатации из теплоиспользующих холодильных машин является эжекторная холодильная машина (ЭХМ). Использование в ЭХМ низкокипящего рабочего тела (НРТ) обеспечивает глубокое охлаждение воздуха без поддержания вакуума в испарителе НРТ-воздухоохладителе (И-ВО) на входе ТК или испарителе НРТ-охладителе воды (И-ОВ) промежуточного водяного контура охлаждения наддувочного воздуха.

На рис. 2 приведена схема трехступенчатой системы охлаждения наддувочного воздуха на базе ЭХМ, использующей теплоту водяного пара и конденсата.

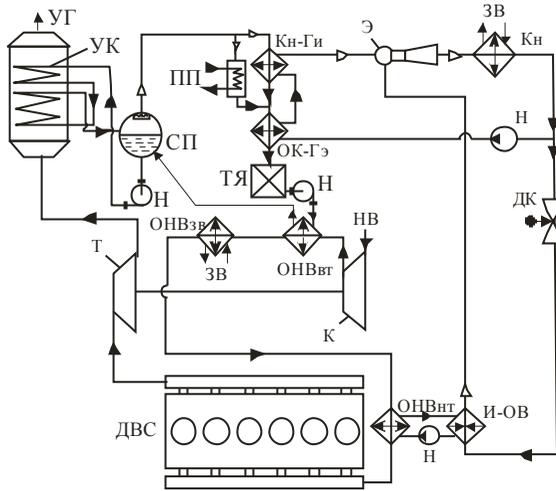


Рис. 2. Схема трехступенчатой системы охлаждения наддувочного воздуха на базе ЭХМ, использующей теплоту водяного пара и конденсата: К и Т – компрессор и турбина ТК; ОНВ_{вт} – высокотемпературная (когенерационная) ступень ОНВ; ОНВ_{зв} – ступень охлаждения заборной водой; СП – сепаратор пара; Кн-ПП – конденсатор пара-потребитель пара; ТЯ – теплый ящик; Н – насос; УГ – уходящие газы; НВ – наружный воздух; ЗВ – заборная вода; ЭХМ: Э – эжектор; Кн – конденсатор; ДК – дроссельный клапан; Г_н-Кн – испарительная секция генератора пара НРТ; Г_э-ОК – экономайзерная секция генератора пара НРТ-охладитель конденсата; И-ОВ – испаритель-охладитель воды

Высокопотенциальная теплота наддувочного воздуха после турбокомпрессора (ТК) отводится в высокотемпературной ступени ОНВ_{вт} к питательной воде УК, подаваемой из теплового ящика в сепара-

тор пара УК. Полученный в УК водяной пар конденсируется с отводом теплоты конденсации на испарение НРТ в генераторе ЭХМ.

Генератор ЭХМ состоит из двух секций: экономайзерной $\Gamma_э$, в которой происходит нагрев жидкого НРТ, поступающего из конденсатора ЭХМ с температурой конденсации, например $t_k = 35...45\text{ }^\circ\text{C}$, до температуры кипения НРТ в испарительной секции $\Gamma_и$ генератора $t_r = 100...120\text{ }^\circ\text{C}$. Для нагрева жидкого НРТ, поступающего из конденсатора ЭХМ с температурой конденсации, например $t_k = 35...45\text{ }^\circ\text{C}$, может быть задействована низкотенциальная теплота, в частности, отводимая от водяного конденсата, обычно охлаждаемого забортной водой до температуры $50...60\text{ }^\circ\text{C}$ в охладителе конденсата ОК перед поступлением в теплый ящик ТЯ.

Из генератора пары НРТ поступают в конденсатор ЭХМ, охлаждаемый забортной водой, и конденсируются, а жидкий НРТ после дросселирования испаряется в испарителе-охладителе воды (И-ОВ) при низком давлении, соответственно и температуре $t_0 = 2...5\text{ }^\circ\text{C}$, охлаждая воду, в свою очередь отводящую теплоту от наддувочного воздуха в ОНВ_{НТ}.

Такая ТСО представляет собой трехступенчатую трехконтурную систему охлаждения наддувочного воздуха с пресной водой – в первом, НРТ – во втором и забортной водой – в третьем, разомкнутом, контурах охлаждения. Она обеспечивает охлаждение наддувочного воздуха ниже температуры забортной воды.

На рис. 3 приведено изменение температуры воздуха t_b , пресной воды t_w и хладагента t_0 в генераторе и испарителе НРТ (И-ОВ), а также коэффициентов теплоотдачи к воде α_w , воздуху α_b , хладагенту α_a и теплопередачи k , приведенных к внутренней поверхности труб, температурного напора θ , плотности теплового потока q к внутренней поверхности труб и тепловой нагрузки Q по глубине L трехступенчатого ОНВ (по ходу воздуха) при температуре воздуха на выходе ОНВ_{ВТ} – его экономайзерной секции $t_{в2ЭС} = 110\text{ }^\circ\text{C}$.

Потенциально возможная минимальная температура охлажденного воздуха $t_{в2}$ на выходе из ОНВ_{НТ} зависит от температуры кипения НРТ $t_0 : t_{в2} = t_0 + 5\text{ }^\circ\text{C} + 12\text{ }^\circ\text{C}$, где $5\text{ }^\circ\text{C}$ – разница температур пресной воды и НРТ (хладагента) в И-ОВ, а $12\text{ }^\circ\text{C}$ – разница температур наддувочного воздуха и пресной воды промежуточного водяного контура охлаждения в ОНВ_{НТ}.

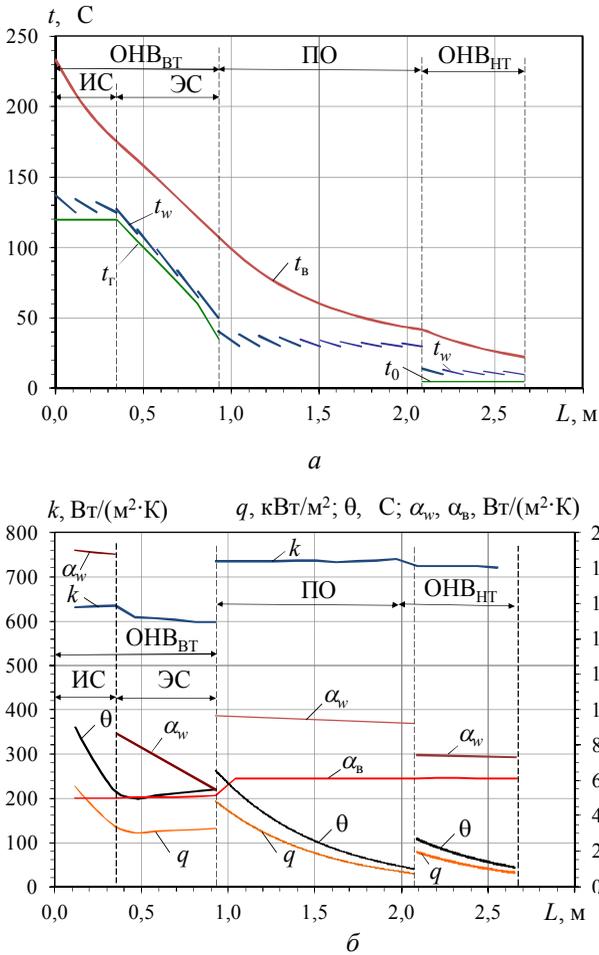


Рис. 3. Изменение температуры наддувочного воздуха t_b , пресной воды t_w промежуточного контура охлаждения (воздух-вода) и НРТ в генераторе t_T и испарителе t_0 ТЭХМ (а), а также коэффициентов теплоотдачи к воде α_w , воздуху α_B , хладагенту α_a и теплопередачи k , приведенных к внутренней поверхности труб, температурного напора θ , плотности теплового потока q к внутренней поверхности труб и тепловой нагрузки Q (б) по глубине L (по ходу воздуха) трехступенчатого ОНВ при температуре наддувочного воздуха на выходе из ОНВ_{ВТ} $t_{b2ЭС} = 110$ °С

Результаты расчетов показали, что при охлаждении наддувочного воздуха после ТК в ОНВ_{ВТ} до температуры $t_{b2ЭС} = 110$ °С темпера-

тура наддувочного воздуха после ОНВ_{НТ} составляет примерно $t_{в2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$, т.е. практически равна потенциально возможной минимальной ее величине при температуре кипения НРТ $t_0 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Изменение тепловой нагрузки Q , влагосодержания d , коэффициента влаговывападения ξ , количества влаги W , выпадающей из воздуха, и аэродинамического сопротивления ΔP по глубине L трехступенчатого ОНВ по воздуху ($t_0 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{в2ЭС} = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$) приведено на рис. 4.

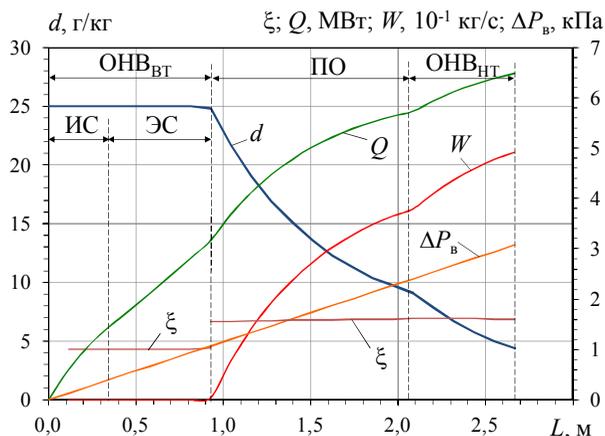


Рис. 4. Изменение тепловой нагрузки Q , влагосодержания d , коэффициента влаговывападения ξ , количества влаги W , выпадающей из воздуха, и аэродинамического сопротивления ΔP по глубине L трехступенчатого ОНВ по воздуху ($t_0 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{в2ЭС} = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Как видно, глубина по ходу воздуха $L = 2,7$ м, аэродинамическое сопротивление $\Delta P = 2900$ Па (рис. 4), что сопоставимо с показателями трубчато-пластинчатых двухступенчатых ОНВ систем наддува судовых МОД когенерационного типа.

ВЫВОДЫ

Предложена усовершенствованная трехступенчатая система охлаждения наддувочного воздуха судового МОД когенерационного типа с использованием теплоты наддувочного воздуха для нагрева питательной воды парового утилизационного котла (УК). В отличие от двухступенчатых охладителей судовых МОД когенерационного типа: с высокотемпературной ступенью отвода высокопотенциаль-

ной теплоты от наддувочного воздуха после турбокомпрессора на нагрев питательной воды УК и ступенью охлаждения наддувочного воздуха забортной водой, она включает дополнительную третью низкотемпературную ступень охладителя наддувочного воздуха, использующую холод, генерируемый эжекторной холодильной машиной, что обеспечивает охлаждение наддувочного воздуха ниже температуры забортной воды. В свою очередь, эжекторная холодильная машина для получения холода использует теплоту пара от УК при плавании в теплых климатических условиях, когда расход пара на теплофикационные нужды падает. Показано, что глубина трехступенчатого охладителя наддувочного воздуха, соответственно и его аэродинамическое сопротивление, сравнимы с их величинами для двухступенчатых охладителей судовых МОД когенерационного типа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines [Text]: MAN Diesel & Turbo, Copenhagen, Denmark, 2010. – 17 p.

2. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission [Text]: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.

3. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines [Text]. – Copenhagen, Denmark: MAN Diesel. – 2010.

4. Андреев А.А. Теплоиспользующая система охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля [Текст] / А.А. Андреев, Н.И. Радченко, А.А. Сирота // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 1 (98). – С. 66 – 70.

5. Радченко А.Н. Ресурсосберегающая теплоиспользующая установка кондиционирования воздуха на входе дизеля транспортного судна [Текст] / А.Н. Радченко, Д.В. Коновалов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – № 5 (82). – С. 61–67.

6. Радченко, Р.Н. Основы рационального проектирования системы охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля эжекторным термотрансформатором [Текст] / Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов, И.В. Калиниченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 5(122). – С. 65–68.

УДК 681.5

Михайлов С.А., Харченко Р.Ю.
НУ «ОМА»

ГИБРИДНЫЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ СЕТИ ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ РЕЖИМОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВЫХ СИСТЕМ КОМФОРТНОГО МИКРОКЛИМАТА

Постановка проблемы в общем виде. Несмотря на то, что системы кондиционирования и вентиляции (СКВ) – одни из первых судовых энергетических установок, которые были автоматизированы, до настоящего времени возникают проблемы с быстродействием и точностью регулировки этих систем. Обслуживающий персонал вынужден часто вручную корректировать систему автоматического регулирования (САР) СКВ, а люди в обслуживаемых помещениях претерпевать временные неудобства, вплоть до риска заболеть из-за перепадов температур. Задача оптимизации режимов работы данных систем усложнена ещё и тем, что СКК судна, как объект управления, подвержена воздействию многочисленных возмущений нелинейно изменяющихся во времени: температура забортной воды, солнечная активность, скорость и температура воздушных потоков, меняющиеся температурные условия внутри помещений и т.д. Кроме того, в последнее время существенно возрастают требования к системам микроклимата на судах для повышения производительности труда моряков, т.к. на фоне ухудшающихся экологических параметров окружающей среды в целом, вредных производств вблизи районов плавания, аварийной опасности, вредных перевозимых грузов, вирусной и микробиологической опасности и т.п. качество воздушной среды в помещениях, контроль его состава и быстрые меры по нормализации выходят на первый план. Компьютеризация и оснащение судов дорогостоящими приборами, точная и безотказная работа которых возможна только при определенных температуре и влажности воздуха, строгие параметры для многих перевозимых грузов также сильно усложняют задачи САР СКВ.

В наше время, в период острой конкуренции и погоней за созданием наиболее комфортных условий для людей и грузов на судах, понятие автоматизации СКВ судов стало подразумевать в себе не только контроль сразу нескольких параметров воздуха, а намного больший реестр компонентов для математических моделей САР и потому более правильно будет говорить о *системе комфортного*

микроклимата (СКМ) [1]. В отличие от типовой СКВ она включает в себя более широкий спектр показателей качества воздуха – целый комплекс метеорологических условий в помещении: температура, относительная влажность, количество аэроионов, воздухообмен, скорость движения воздуха, содержание в воздухе твердых частиц (пыли), газовый состав и др. вплоть до наличия приятных запахов (ароматерапия) для повышения трудоспособности экипажа и комфорта пассажиров. Актуальность задач обеспечения более высоких показателей быстродействия, качества, энергоемкости и надежности САР СКМ судов очевидна.

Целью статьи является проведение анализа традиционных и самых современных методов оптимизации для эксплуатации САР СКМ морских судов путем компьютерного моделирования и обоснование предложенного подхода – применения гибридных интеллектуальных систем.

Анализ состояния проблемы. В настоящее время увидеть судно с контролем в системах микроклимата более 2-х параметров (температура-влажность) практически невозможно. Кроме того большинство традиционных регуляторов (П, ПИ, ПИД) при проведении пусконаладочных или режимных работ приходится донастраивать вручную. Именно такие регуляторы используются в основном на большинстве судовых СКВ. И хотя на современных судах, оснащенных компьютерными системами управления, процедура адаптации сводится к переустановке программного обеспечения с новыми параметрами алгоритма управления, ее все же требуется выполнить вручную, что связано с затратами времени и дополнительной работой для обслуживающего персонала. Кроме этого разработчик программного обеспечения для такой системы, как правило, пользуется моделями настройки регуляторов по реакции системы на ступенчатое воздействие, осуществляемое регулирующим органом, т.е. по переходной характеристике системы. Фиксируя вид этой характеристики, при некоторой начальной настройке и имея из опыта определенное представление о характере влияния параметров регулятора на вид этой характеристики, эксперты – наладчики производят соответствующую корректировку параметров настройки регулятора. Затем опыт повторяют и производят анализ новой характеристики. Настройки оптимизируют до тех пор, пока переходный процесс регулирования не станет удовлетворительным. Данный подход является

наиболее распространенным и его модификациям посвящены многочисленные публикации и патенты [2].

Анализ адаптивного подхода. При наличии процесса автоматизированной адаптации адаптивная настройка может выполняться в соответствии с классической структурной схемой, представленной на рис. 1.

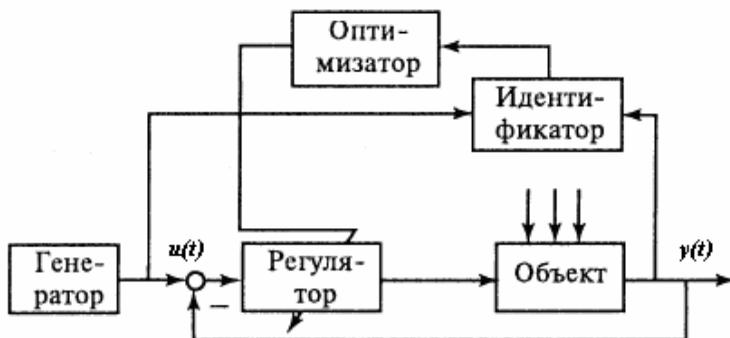


Рис. 1. Структурная схема системы активной адаптации в САУ

Структура включает идентификатор анализирующий модель объекта, и оптимизатор, в котором производится расчет настройки регулятора на очередном шаге движения к оптимуму и соответствующая установка в регуляторе. Во время процедуры адаптации на вход регулятора от генератора подается ступенчатое внешнее идентифицирующее воздействие в виде ступенчатой функции времени $u(t)$ и регистрируется изменение регулируемой величины. Реакция на это воздействие (изменение во времени регулируемой величины $y(t)$) будет с точностью до амплитуды входного воздействия представлять собой соответствующую переходную характеристику замкнутой системы. Из нее при известном алгоритме функционирования регулятора может быть получена передаточная функция или комплексная частотная характеристика (КЧХ) объекта. Рассчитывая такую математическую модель объекта, можно произвести расчет оптимальных параметров настройки ПИ или ПИД-регулятора. Следует отметить, что оценка переходной характеристики замкнутого контура в реальных условиях работы систем регулирования обычно обладает относительно нестабильным характером, т.е. если эксперимент повторять несколько раз, то будут получаться сильно разнящиеся результаты, что повлияет на адекватность модели объекта. Однако, если характе-

ристика имеет колебательный характер, то по ней можно оценивается степень затухания колебаний и их период. В связи с этим был проведен анализ метода адаптации, при котором динамика контура оценивалась этими параметрами переходной характеристики контура, т.к. аналогичный подход используется во многих адаптивных микроконтроллерах различных компаний, специализирующихся в области автоматизации [3].

Отметим что представленные методики предполагают то, что оптимальная настройка регулятора может считаться решенной и процесс последовательных приближений прекращен, если значения параметров настройки на очередном шаге окажутся близкими к их значениям на предыдущем шаге, но такой поиск может превысить допустимый временной диапазон. В последнее время начинают применяться автоматические системы каскадно-связанного регулирования, в которых для улучшения качества регулирования устраиваются дополнительные связи между каскадами (контурами). Однако, наряду с достоинствами, каскадные системы обладают и рядом недостатков. Одним из них является сложность настройки такой системы и отсутствием стандартных методик по расчету настроек для главного и вспомогательного ПИ – регуляторов. Также можно отметить, что при изменении значений параметров объекта выбранные настройки не удовлетворяют качеству переходного процесса и нуждаются в адаптации.

Таким образом, известные традиционные методы нуждаются в усовершенствовании и задача поиска оптимальных процессов адаптивного управления остается открытой. Поэтому авторами далее рассмотрен новый подход в автоматизации САР СКМ судна – метод нечеткой адаптации. Доказано, что использование нечеткого (фаззи) управления производительностью компрессора холодильной установки СКВ позволяет добиться снижения энергопотребления и обеспечить поддержание комфортных параметров воздуха в кондиционируемых помещениях [7].

Исходя из вышеизложенного, предлагается использовать нечеткую систему регулирования с одним фаззи-контроллером и вводом в него информации по двум каналам: с выхода объекта и из промежуточной точки объекта. Такое управление является наиболее совершенным. Система с нечетким микропроцессором реализует оптимальное (программированное) управление по нечеткой модели и рационально использует все возможности системы [8]. Данные систе-

мы с высокой точностью поддерживают регулируемые параметры на заданном уровне.

Разработка нечеткой модели.

При разработке нечеткой модели определены нечеткие множества ошибки $e(t)$, скорости ее изменения $e'(t)$ и управляющего воздействия $u(t)$; вышеуказанные нечеткие множества описаны с помощью лингвистического языка, где лингвистические переменные (ЛП) следующие: NB – негативно большое, NS – негативно среднее, NM – негативно малое, Z – нулевое, PS – положительно среднее, PM – положительно малое, PB – положительно большое [6]. Продукционная база правил вида: ЕСЛИ $e(t) = NS$ И $e'(t) = Z$ ТО $u(t) = NM$ представлена в виде табл. 1. Для апробации предложенной нечеткой каскадной системы управления СКК и проведения анализа эффективности её работы по сравнению с традиционной, состоящей из двух последовательно включенных ПИ – регуляторов, были проведены виртуальные эксперименты в среде Matlab (рис. 2). Объект 3-го порядка с запаздыванием в виде инерционных звеньев представляет собой модели двух калориферов, камеры орошения и вентилятора [7].

Таблица 1 – База правил нечеткого контроллера

Ошибка $e(t)$	Производная от отклонения, $e'(t)$						
	NB	NS	NM	Z	PM	PS	PB
	$U(t)$ - управление						
NB	NB	NB	NB	OS	Z	PM	PS
NS	NS	NS	NS	NM	PM	PM	PS
NM	NS	NM	NM	Z	Z	PM	PS
Z	NS	NM	NM	Z	PM	PM	PS
PM	NM	NM	Z	Z	PM	PM	PS
PS	NM	NM	Z	PM	PS	PS	PS
PB	NS	NM	Z	PS	PS	PB	PB

Переходные процессы с выхода объекта, полученные на осциллографе (рис.3), демонстрируют преимущество фаззи-системы (апериодический процесс крив. 2) по сравнению с типовой САР (крив. 1). Таким образом, предложенная нечеткая система управления успешно поддерживает заданные параметры воздуха и может быть использована при управлении СКМ морского судна.

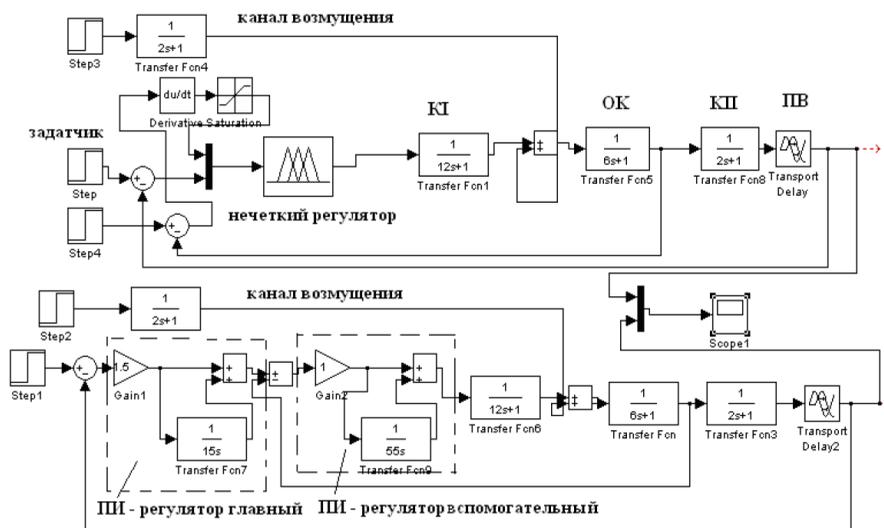


Рис.2. Структурные схемы нечеткой и типовой каскадных САР СКМ по каналу задания при действии канала возмущения

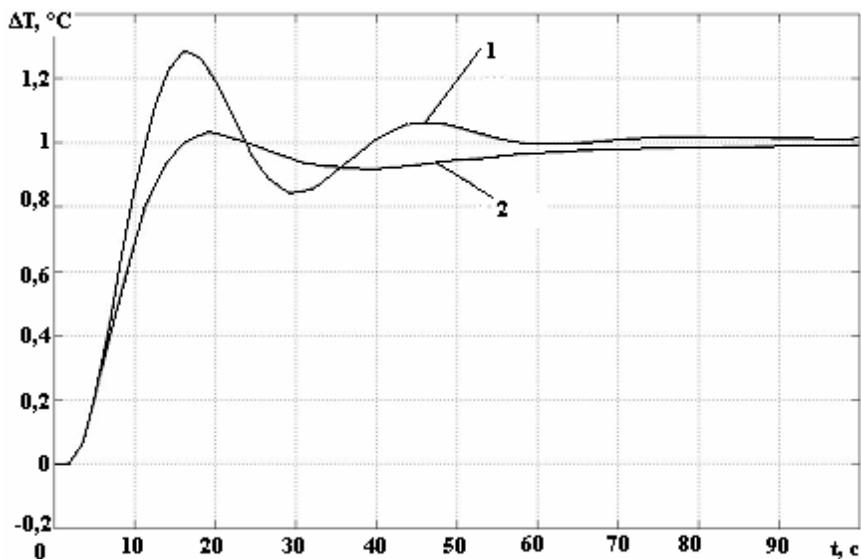


Рис.3. Переходные процессы САР СКМ: 1 – каскадная с ПИ – регуляторами; 2 – нечеткая адаптивная

Отмечая основные достоинства нечеткого вида управления СКМ морского судна по сравнению с традиционной адаптацией, таких как простота настройки фаззи – регулятора, отсутствие необходимости в построении сложных математических моделей, отсутствие необходимости в специальных устройствах для адаптации (генераторах, пробных скачках и т.д.), дешевизна оборудования, экономия электроэнергии за счет уменьшения времени регулирования T_p , а также высокая точность поддержания заданных параметров, следует сказать что использование адаптивного регулирования в системе контроля климата судовых помещений дает немало возможностей. Оно позволяет сократить время настройки контуров регулирования температуры и требования к квалификации обслуживающего персонала, гарантировать наилучшее качество управления СКМ в любой момент времени и в любом местоположении широкого класса судов и обеспечить непрерывный процесс подстройки параметров регулятора под изменяющиеся свойства помещений.

Адаптивные регуляторы позволяют экономить до 15 % энергоресурсов по сравнению с ручным управлением или порядка 5 % по сравнению с неоптимально настроенным классическим ПИД регулятором. Кроме того, применение адаптивного регулирования ведет к сокращению сроков и стоимости пуско-наладочных работ [7]. Так как современная электроника обладает огромными аппаратными ресурсами, в зависимости от требований к САР можно предусмотреть алгоритм работы блока адаптации с автоматическим просчетом регулировочных характеристик и дополнить его всеми известными методами синтеза регуляторов, от традиционных (Ротача, Зиглера-Николса, Л.И. Кона, метод незатухающих колебаний) до суперсовременных на основе нечеткой логики, нейронных сетей и генетических алгоритмов. Благодаря таблице оптимальных настроек блок адаптации предложенного варианта построения САР определяет наилучший вариант работы системы СКМ помещения судна.

В дальнейшей научной работе планируется усовершенствовать предложенную нечеткую систему регулирования путем разработки и использования новых алгоритмов, а также расширения функциональных возможностей системы (регулирование воздухообмена, влажности, химико-биологического состава воздуха и т.д.) и в результате разработать систему поддержки принятия решений (СППР). Становится явно видна проблема выборки наилучшей модели. Авторы считают перспективным в данной области применение интеллек-

туально-адаптивных методов оптимизации работы СКМ на базе нейронных сетей (НС) и генетических алгоритмов, а также их совместного применения в виде гибридных интеллектуальных сетей (ГИС) [9]. ГИС потенциально являются мощным инструментом решения сложных проблем, которые не под силу отдельным подходам. Именно гибридные системы обеспечивают полноту базы знаний. Имеется ряд работ, показывающих что использование аппарата гибридных сетей, в которых выводы производятся на основе теории нечетких множеств, успешно позволяют провести идентификацию объектов даже функционирующих в условиях неопределенности [10].

Выводы

Анализ методов интеллектуального управления применительно к СКМ судна позволяет сделать вывод о перспективности использования нейро-нечеткой логики для повышения качества режимов эксплуатации этими судовыми автоматизированными системами. Здесь для решения задачи используется более одного метода имитации интеллектуальной деятельности человека. Таким образом ГИС — это совокупность: аналитических моделей, экспертных систем, искусственных нейронных сетей, нечетких систем, генетических алгоритмов, имитационных статистических моделей. Такие интеллектуальные системы обладают свойствами самообучаемости и способностью изменяться в зависимости от обстоятельств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ефремов, С.Н., и др. Анализ возможности автоматического управления системой кондиционирования воздуха на морских судах. – Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 119/2011. Серія: Механіка, енергетика, екологія. — Севастополь, 2011.
2. Усков, А.А. Принципы построения систем управления с нечеткой логикой / А.А. Усков. Приборы и системы. Управление, Контроль, Диагностика. – 2004. – № 6. С. 7-13.
3. Ротач, В.Я. Теория автоматического управления, /В.Я. Ротач.— М.: МЭИ, 2008. — 396 с.
4. Ковриго, Ю.М., А.П.Мовчан. Адаптивное управление теплоэнергетическими процессами.//Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы.—Харьков: ХНТУ, – 2007. – № 2(20).— С. 147—156.

5. Бондарь, Е.С., Автоматизация систем вентиляции и кондиционирования воздуха: учебное пособие / Е.С. Бондарь, А.С. Гордиенко, В.А. Михайлов, Г.В. Нимич. Под общ. ред. Е.С. Бондаря – К.: ТОВ «Видавничий будинок «Аванпост-Прим» 2005. – 560с.: ил. – Библиогр.: с. 548-549.
6. Леоненков, А.Ю. Нечеткое моделирование в среде Matlab и fuzzyTech, /А.Ю. Леоненков.—СПб.: БХВ, 2003.—720 с.
7. Харченко, Р.Ю. Методы адаптивного регулирования в системе климатического контроля судна, / Р.Ю. Харченко. — Автоматизация судовых технических средств: научно-технический сборник – 2011. – Вып. 17. – ОНМА. – 123с.
8. Рутковская, Д.М. Нейронные сети, генетические алгоритмы и нечеткие системы, /Д.М. Рутковская, М.В. Пилиньский, Л.М. Рутковский. – Горячая линия.: Телеком, 2006. — 383 с.
9. Михайленко, В.С., Харченко Р.Ю. Застосування гібридних мереж в адаптивних системах управління теплоенергетичних об'єктів, /В.С. Михайленко, Р.Ю. Харченко. – /Наукові праці ВНТУ, № 1, 2012. — С.1 – 9.

УДК 621.431.004

Молодцов Н.С., Богач В.М.
НУ «ОМА»

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ПРОГНОЗИРОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ СУДОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Постановка проблемы в общем виде. Надежное функционирование судовых систем обуславливается высокой безотказностью их узлов, резервированием и возможностью их восстановления в случае отказа. На стадиях проектирования анализ безотказности позволяет выбрать из числа возможных вариантов системы наиболее надежный. Восстановление работоспособности сопряжений судовых систем с заданными качествами и надежностью возможно только в том случае, если достаточно полно изучены причины возникновения их износов, дефектов и отказов.

Под обеспечением надежности подразумевается выполнение совокупности необходимых мероприятий по ремонту (восстановлению) и техническому обслуживанию сопряжений деталей судовых технических средств для обеспечения ими заданных функций.

Анализ исследований последних лет. Как показывают исследования [1,2,4] актуальными направлениями обеспечения надежности являются:

- создание методов аналитического прогнозирования и экспериментального подтверждения надежности судового оборудования;
- разработка методологии изучения безотказности узлов и систем, а также методов ее подтверждения с реализацией приемлемых по продолжительности и объему выборки испытаний;
- дальнейшее совершенствование способов оптимизации показателей надежности с учетом достигнутой (и прогнозируемой) эффективности методов судоремонта и технического обслуживания судов;
- разработка и внедрение средств технической диагностики, позволяющих проводить обслуживание судовой техники по ее фактическому состоянию;
- повышение достоверности эксплуатационной информации о надежности судовых систем и комплексов, что дает основание для разработки оптимальных решений при проектировании, эксплуатации и ремонте судов.

В процессе эксплуатации сопряжения снижают свою работоспособность, изнашиваются, нарушается характер посадок рабочих по-

верхностей [2,3]. В связи с этим возникает необходимость в восстановлении изношенных деталей.

Выделение не решенной ранее части общей проблемы и ее связь с важными научными и практическими заданиями. В настоящее время отсутствуют методики прогнозирования надежности судовых технических систем. В этом направлении на кафедре ТМС имеется достаточно большой научный задел, разработана соответствующая методология. Однако предыдущие исследования выполнялись только для деталей, а не сопряжений, без учета развития основ обеспечения их надежности путем совершенствования инженерии рабочих поверхностей, методов ремонта и смазывания. Поэтому положительные результаты, полученные при разработке технологии восстановления деталей, часто нивелируются существующими подходами.

Особенно это характерно для рабочих поверхностей деталей, восстановленных с использованием новых упрочняющих технологий и материалов, которые требуют, как правило, других условий смазывания, а иногда и смазочных материалов, по сравнению с установленными фирмами. В результате рекомендации по рациональным способам восстановления для рабочих поверхностей деталей различных сопряжений являются недостаточно обоснованными.

Решение проблемы обеспечение надежности сопряжений судовых систем возможно, на наш взгляд, только путем разработки общих принципов и моделей синтеза методов ремонта и технического обслуживания. Методологической основой таких исследований, с учетом имеющегося научного задела на кафедре [1-4], принят системный подход, а в качестве главной цели - разработка системы обеспечения надежности судового дизеля, включающей следующие основные подсистемы: 1 – инженерия рабочих поверхностей, 2 – способы технического обслуживания и ремонта и 3 – режим смазывания, схематически представленные на рис.1.

К судовым системам, которые представляют собой малосерийные (нередко уникальные) многофункциональные и всережимные комплексы, обычно не удастся применить математические методы оценок надежности, пригодные для массовой продукции и относительно простых структур.

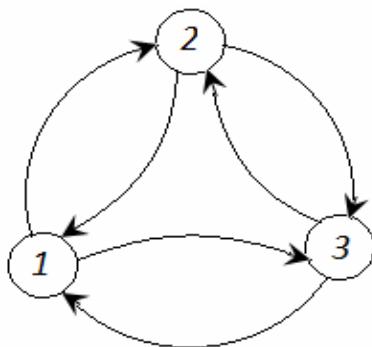


Рис.1. Схема системы обеспечения надежности судового дизеля и взаимодействия между подсистемами

Цель настоящего исследования - разработка мероприятий позволяющих с достаточной степенью достоверности прогнозировать заданный уровень надежности оборудования до установки его на судне.

Изложение основного материала исследования. Ввиду того, что классические методы статистики могут быть использованы лишь ограниченно, необходимо искать такие теоретические основы испытаний, которые позволили бы разработать планы и программы их проведения с приемлемыми продолжительностью и объемом выборки.

Ниже изложены принципы решения этой задачи на базе идеи “самообучения”[5,6].

Решение задачи определения полученного уровня надежности и его подтверждения можно найти при соблюдении двух основных положений:

- образцы судовой техники создаются не заново, а на основе аналогов или прототипов. Это значит, что при разработке новой конструкции судового узла не отвергается, а напротив, используется весь объем знаний, накопленных о нем априори. Дополнительная информация нужна для того, чтобы принять окончательное решение о безотказности созданного образца;

- принимая решение по результатам испытаний с учетом всей имеющейся информации, решается статистическая задача. План и программа испытаний должны быть составлены так, чтобы вероятность появления ошибок сводилась к минимуму.

Сказанное означает, что должно приниматься решение \bar{D} об уровне безотказности испытываемого образца не только на основании полученного в процессе этих испытаний объема информации, но и всего объема знаний, накопленных в процессе разработки и эксплуатации аналогов.

В таком случае $D = f(\bar{\Omega})$, где $\bar{\Omega}$ - весь объем информации, на основании которого принимается решение. Поскольку $\bar{\Omega}$ - это статистический материал, реальная ситуация при его получении может быть описана тем или иным отличительным параметром \bar{S} . При разных его значениях, последствия решения также будут разными, и следовательно этот параметр может характеризовать не только полноту статистического материала, но и показатель безотказности.

Цена (ущерб) того или иного решения есть, следовательно, функция

$$c = f(\bar{\Omega}, D). \quad (1)$$

Когда объем знаний об объекте позволяет принять гипотезу о совместном распределении $\bar{\Omega}$ и \bar{S} , то решение состоит в минимизации ожидаемого ущерба [6]

$$\min M \{c(\bar{\Omega}, \bar{D})\} = \int \int_{\Omega S} c[\bar{\Omega}, D(\bar{S})] d\Phi(\bar{\Omega}, \bar{S}), \quad (2)$$

путем соответствующего выбора решающей функции $D(\bar{S})$, $\Phi(\bar{\Omega}, \bar{S})$ - двумерная функция распределения $\bar{\Omega}$ и \bar{S} .

Располагая таким объемом знаний об опытном образце судовой техники (включая опыт разработки и доводки аналогов, степень стабильности технологического процесса их изготовления, данные эксплуатации в судовых условиях), можно аргументировать вид плотности условной вероятности $\phi(\bar{\Omega} / \bar{S})$. В этом случае минимизация ожидаемого ущерба сводится к минимизации условного ущерба

$$\min M \{c(\bar{\Omega}, \bar{D} / \bar{S})\} = \int_{\Omega} c[\bar{\Omega}, D(\bar{S})] d\Phi(\bar{\Omega} / \bar{S}). \quad (3)$$

Таким образом, такой подход к испытаниям судовой техники заключается в аргументации априорного распределения $\bar{\Omega}$, т.е. $\Phi(\bar{\Omega})$, и плотности условного распределения $\phi(\bar{S} / \bar{\Omega})$ путем реализации идей эффективного риска, а также в многошаговой минимизации условного ущерба, проводимой как процесс самообучения с целью принятия окончательного решения о безотказности.

Если даны априорное распределение $\Phi(\bar{\Omega})$ и вероятностная плотность условного распределения $\phi(\bar{S} / \bar{\Omega})$, то распределение вероятностей, позволяющее минимизировать ожидаемую цену (ущерб) того или иного решения можно найти с помощью формулы [5]

$$d\Phi(\bar{\Omega} / \bar{S}) = \phi(\bar{S} / \bar{\Omega}) d\Phi(\bar{\Omega}) / \left[\int_{\bar{\Omega}} \phi(\bar{S} / \bar{\Omega}) d\Phi(\bar{\Omega}) \right]. \quad (4)$$

Отсюда следует, что если имеется n утверждений относительно безотказности создаваемого образца $\phi(\bar{S} / \bar{\Omega}) \equiv P\{\tau / H_i\}$ и можно определить до проведения испытаний (априори) вероятность правдоподобия каждого из утверждений H_i , т.е. $d\Phi(\bar{\Omega}) \equiv \xi(H) dH$, то математическое ожидание вероятности безотказной работы $P(\tau)$ определится знаменателем этой зависимости :

$$M\{P(\tau)\} = \int_H P(\tau / H) \xi(H) dH = \sum_{i=1}^n P\{\tau / H_i\} \xi(H_i). \quad (5)$$

Результаты испытаний даже единичного образца изменяют значение априорной вероятности $\xi(H_i)$, что видно из следующего примера.

Пусть комплектующие судовую систему узлы поступают на монтаж с трех различных мест и вероятность безотказной работы (ВБР) этих узлов соответственно равны $P(\tau/H1)=0,94$; $P(\tau/H2)=0,95$; и $P(\tau/H3)=0,96$. Вероятность поступления оборудования с указанных мест определяется величинами $\zeta(H1)=0,2$; $\zeta(H2)=0,3$; $\zeta(H3)=0,5$ (при соотношении числа выпускаемых единиц 2:3:5).

Проведя контрольные испытания любого узла из числа поставленных на монтаж в течение времени τ и не зафиксировав отказа, получим среднее значение ВБР:

$$M\{P(\tau)\} = 0,94 \cdot 0,2 + 0,95 \cdot 0,3 + 0,96 \cdot 0,5 = 0,953. \quad (6)$$

После испытаний распределение достоверностей в соответствии с (4) станет следующим:

$$\xi \{H_1 / P(\tau)\} = 0,2 \cdot 0,94 / 0,953 \approx 0,197;$$

$$\xi \{H_1 / P(\tau)\} = 0,3 \cdot 0,95 / 0,953 \approx 0,299;$$

$$\xi \{H_1 / P(\tau)\} = 0,5 \cdot 0,96 / 0,953 \approx 0,504.$$

Таким образом, после испытаний значения достоверностей изменились по сравнению с таковыми до испытаний.

Многоэтапность наблюдения с получением соответствующих результатов представляет собой многошаговый процесс самообучения. Под самообучением понимается совершенствование модели любой природы и структуры на основе анализа информации, получаемой на каждом этапе.

Исходя из сказанного стратегия принятия решения упрощенно может быть представлена так. В любой момент времени можно предполагать вероятностным распределением исхода испытаний (наблюдений) $\bar{\Omega}$, дополнительная информация о котором (априори или поступающая со временем, например, из опыта эксплуатации) позволяет корректировать это распределение. В тот момент, когда нужно принять решение о безотказности опытного образца, выбирается решение, оптимальное относительно распределения $\bar{\Omega}$.

Из вышеизложенного следует, что существуют две основные задачи, без решения которых заключение о безотказности не может быть принято. Первая из них связана с вычислениями, в чем собственно и состоит процесс самообучения, вторая – с аргументацией исходного вероятностного распределения случайной величины, характеризующей безотказность опытного образца.

Если известен вид функции надежности испытываемого образца (знать ее параметры при этом необязательно) или есть возможность достаточно аргументированно принять соответствующую гипотезу, методику проведения самообучения реализуют с помощью чисто статистической модели. В этом случае моменты отказов определяют с помощью выборки случайных чисел, распределенных в соответствии с видом функции надежности. При таком моделировании возможны и реализация процесса самообучения, и, как следствие, принятие решения (на некотором шаге) о безотказности испытанного образца.

Число выбранных вначале гипотез не обязательно должно быть постоянным. По мере снижения на ряде шагов вероятности правдоподобия отдельных из них соответствующие гипотезы H_i следует из процесса исключить, откорректировав оставшиеся уровни их правдоподобия так, чтобы их сумма продолжала оставаться равной единице.

При отсутствии выраженных тенденций, позволяющих принять решение, первоначальную систему гипотез следует отбросить, заменив новой. Однако при выполнении дальнейшего самообучения всю информацию, полученную до принятия новой гипотезы, необходимо учитывать.

В качестве примера использования процесса самообучения с целью принятия решения о безотказности образца судовой техники рассмотрим следующую возможность использования эксплуатационной информации.

Выводы. Таким образом, результат, полученный на базе эксплуатационных данных и с применением метода самообучения идентичны, что подтверждает эффективность рассмотренного аналитического метода прогнозирования долговечности сопряжений судовых технических систем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Молодцов Н.С. Разработка научно-технических основ обеспечения надежности сопряжений деталей СТС путем усовершенствования инженерии рабочих поверхностей, способов ремонта и смазывания. // Матеріали науково-технічної конференції на тему «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт» - Одеса: ОНМА, 2015 - С. 103-107
2. Богач В.М., Молодцов Н.С. Системный подход к восстановлению работоспособности сопряжений деталей ЦПГ судовых ДВС // Матеріали науково-технічної конференції на тему «Енергетика судна: експлуатація та ремонт» - Одеса: ОНМА, 2011 - С. 113-115.
3. Богач В.М. Развитие методов прогнозирования надежности сопряжений деталей СТС // Матеріали науково-технічної конференції на тему «Енергетика судна: експлуатація та ремонт» - Одеса: ОНМА, 2014 - С. 76-78.
4. Журавлев Ю.И., Богач В.М., Молодцов Н.С. Обеспечение надежности и долговечности СТС в эксплуатации применением эффективных методов ТО / Матеріали науково-технічної конференції на тему

«Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт» - Одесса: ОНМА, 2013 - С. 122-124.

5. Прикладная математическая статистика / А. И. Кобзарь – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2008. - 816 с.

6. Сборник задач по математической статистике / Г.И. Ивченко – Киев: Высшая школа, 1989. - 255 с.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М., Шебанов А.Н.
НУ"ОМА"

ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ ПРОВЕРКА ЭФФЕКТИВНОСТИ МОДЕРНИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ СМАЗЫВАНИЯ ЦИЛИНДРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ RTA

Постановка проблемы в общем виде. Исследования работы системы цилиндрической смазки показали основные недостатки процесса маслоподдачи и определили те узлы систем, которые нуждаются в изменении или усовершенствовании [1].

Целью настоящего исследования является совершенствование процессов смазывания цилиндров путем устранения существующих недостатков конструкций маслоподающих устройств, путем улучшения условий распределения и использования масла в цилиндре и переход на новый, более низкий уровень его расхода.

Изложение основного материала исследования. Выполненные стендовые испытания усовершенствованных систем смазывания, позволили оценить качественные изменения в процессе маслоподдачи [2]. Количественные же результаты повышения технико-экономических показателей работы двигателей за счет совершенствования систем, определялись в процессе эксплуатационных испытаний.

Разработанные усовершенствования маслоподводящих устройств проходили эксплуатационную проверку на двигателях RTA 3-х судов. Время работы новых узлов, по отдельным судам, составило от 7000 до 10000 часов, при этом были получены результаты испытаний, анализ которых позволил оценить эффективность предложенных разработок.

На т/х "Bet Fighter" главный двигатель Wartsila 7RTA84T мощностью 13920 кВт при 117 мин-1 (максимальная продолжительная). Нарботок цилиндров на начало и в конце испытаний приведен в табл.1, 2, а состояние деталей ЦПГ показано на рис. 1–7.

Количество цилиндров 7, диаметр поршня 840 мм, ход поршня 2044 мм, среднее эффективное давление 1,12 МПа, средняя скорость поршня 7,58 м/с.

Таблица 1. Нарботок цилиндров т/х "Bet Fighter" на начало испытаний

№ цилиндра	Наработок цилиндровой втулки, ч			
	Всего	После мото-чистки	После чистки подпоршневых	Примечание
цилиндр № 1	44142	8756	1843	базовый
цилиндр № 2	44142	8756	1843	экспериментальный (позатпно снижена подача масла с 1,4 до 1,0 г/кВт ч)
цилиндр № 3	44142	8756	1843	экспериментальный (позатпно снижена подача масла с 1,4 до 1,0 г/кВт ч)
цилиндр № 4	44142	6228	1843	базовый
цилиндр № 5	44142	6228	1843	базовый
цилиндр № 6	44142	8756	1843	контрольный (позатпно снижена подача масла с 1,4 до 1,2 г/кВт ч)
цилиндр № 7	44142	6228	1843	базовый

Расход цилиндрикового масла 350 – 395 л/сутки.

Для оценки эффективности предложенных решений на вскрытых цилиндрах (1,2,3 и 6) выполнен обмер колец, втулок и поршней, а также проверка регулировки лубрикаторов на всех цилиндрах. Модернизация фирменной системы смазывания цилиндров заключалась в задании выходным участкам каналок штуцеров и установленным в них аккумулирующим блокам оптимальных геометрических характеристик, полученных в результате реализации многофакторного эксперимента.

Таблица 2. Нарботок цилиндров т/х "Bet Fighter" на конец испытаний

№ цилиндра	Нарботок цилиндровой втулки, ч			
	Всего	После мото-чистки	После чистки подпоршневых	Примечание
цилиндр № 1	52763	8621	1427	базовый
цилиндр № 2	52763	8621	1427	экспериментальный
цилиндр № 3	52763	8621	1427	экспериментальный
цилиндр № 4	52763	6254	1427	базовый
цилиндр № 5	52763	6254	1427	базовый
цилиндр № 6	52763	8621	1427	контрольный
цилиндр № 7	52763	6254	1427	базовый

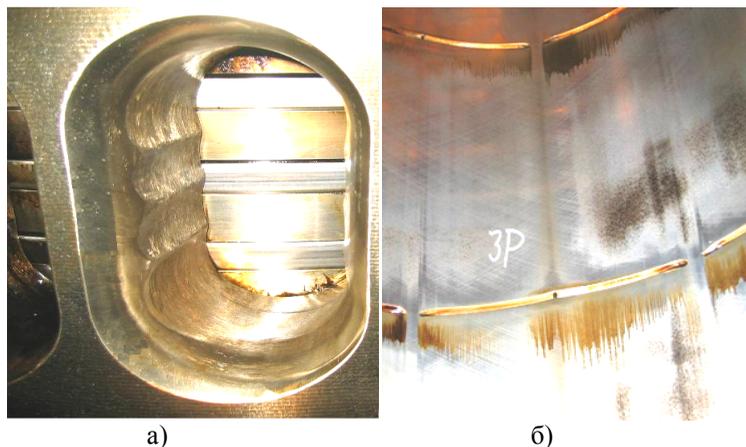


Рис.1. Исходное состояние деталей ЦПГ экспериментального цилиндра №3:
 а – поршень, кольца, окна; б – зеркало цилиндровой втулки

Оценка технического состояния деталей ЦПГ осуществлялась в условиях эксплуатации главных двигателей т/х "Bet Fighter" (главный двигатель 7RTA84Т), "Bay Ranger" и "Island Ranger" (главные двигатели 6RTA52) силами судовых экипажей.

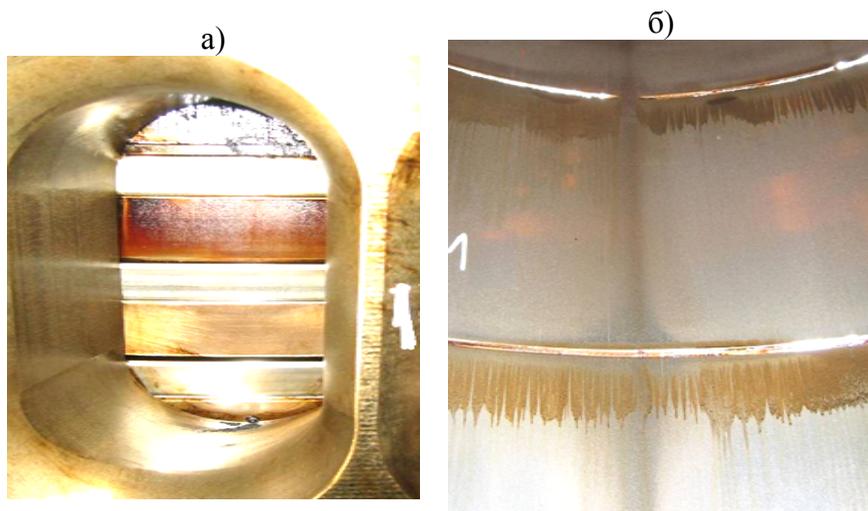


Рис.2. Исходное состояние деталей ЦПГ базового цилиндра № 1:
а – поршень, кольца, окна; б – зеркало цилиндровой втулки

Испытания проводились, с последующим вскрытием и сопоставительным анализом состояния цилиндров по износу колец и втулок, а также нагарообразованиям в цилиндрах.

Перед испытанием все цилиндры были разделены на 3 группы – базовую, экспериментальную и контрольную. Цилиндры № 2,3, оборудованные усовершенствованной системой смазывания (с поэтапно сниженным расходом масла с 1,4 до 1,0 г/кВт ч), составляли экспериментальную группу, цилиндр № 6 (со штатной системой смазывания) на котором снижался расход масла с 1,4 до 1,2 г/кВт ч. являлся контрольным, а остальные цилиндры – базовые.

В дальнейшем цилиндры № 2,3 двигателя работали весь период испытаний со сниженным расходом масла на 30% относительно уровня установленного в эксплуатации. Весь период испытаний главный двигатель работал на топливе ДЛ, ДТ с применением цилиндрических масел Мобилгард - 570.

Вскрытие цилиндров № 2,3 показало (рис.3, 5), что все компрессионные кольца подвижны, явно выраженных рисок и натиров на

зеркале цилиндра нет. Загорание окон экспериментальных цилиндров № 2,3 работавших со снижением расхода масла, в 1,5-2 раза ниже, чем у базовых (рис.7).

Визуальный осмотр деталей ЦПГ № 6 (рис.6) показал, что на боковой поверхности и днище поршня имеются нагары, в виде дорожек с основанием у первого кольца, расположенные напротив всех точек смазки. Нагар на перемычках между кольцами локализован в одной плоскости с нагаром над первым кольцом. Он твердый, толщиной более 1,5 мм. Такой нагар распространяется на перемычки между 1,2 и 3 кольцами, в отличие от экспериментальных цилиндров, рис.3 и 5 у которых имеется равномерно распределенный, рыхлый, тонкий (около 0,2-0,5 мм) нагар над первым и перемычке между 1 и 2 кольцами. Ниже, на перемычках между 2,3 и 4 кольцами нагар отсутствует, перемычки чистые хорошо смазанные (рис.3).

Состояние базовых цилиндров № 1,4,5,7 (со штатной системой смазки и установленным фирмой эксплуатационным расходом масла на уровне 1,4 г/кВтч), рис.4, практически не отличалось от контрольного цилиндра № 6 (рис. 6).



Рис.3. Состояние деталей ЦПГ № 3 (экспериментальный) в конце испытаний

На зеркале базовых цилиндров № 1,4,5,7 и контрольного № 6 наблюдались вертикальные натирсы (рис.4, 6) являющиеся следствием трения нагара на головке поршня о зеркало втулки.



Рис.4. Состояние деталей ЦПГ № 1 (базовый) в конце испытаний

На зеркале экспериментальных цилиндров № 2,3 натирки отсутствуют, рис.3, 5.

Анализ результатов обмеров деталей ЦПГ показал, что средняя величина износа втулок экспериментальных цилиндров по поясу максимальной выработки, в сравнении с износом втулок базовых цилиндров меньше (рис.8): по ходу – в 1,5 раза; по оси – в 1,3 раза.

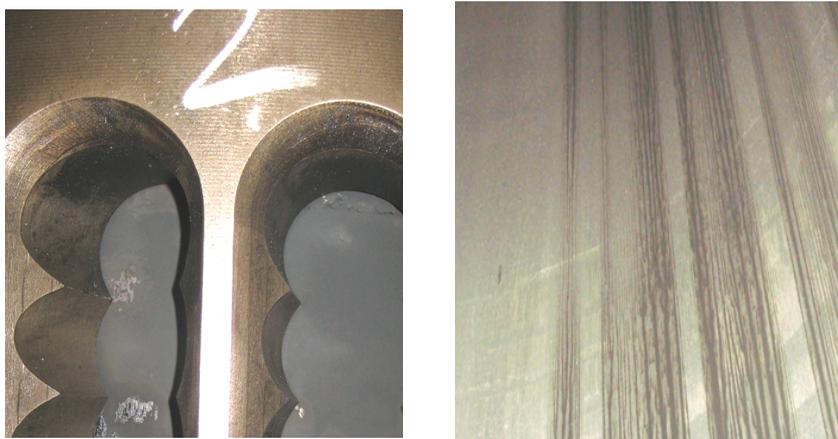


Рис.5. Состояние деталей ЦПГ № 2 (экспериментальный) в конце испытаний

Изменение зазоров в замках поршневых колец отличается:
по первому кольцу – в 1,8 раза;
по комплекту колец – в 1,6 раза.

Потеря веса первых компрессионных колец базовых цилиндров в 1,9 раза, а комплекта колец – в 1,6 раза больше, чем у экспериментальных № 2,3.

Эксплуатация двигателей 6RTA52 т/х "Bay Ranger" и "Island Ranger" на 5-ти цилиндрах которых (3 и 2 соответственно), установлены усовершенствования, описанные выше, также подтверждают их эффективность.

За период эксплуатации усовершенствований (составляющий более 10000 часов) главные двигатели этих судов работали на различных сортах топлива и в основном на мазутах, с применением цилиндрических масел "Шелл - Аллексия" и "Мобилгард".

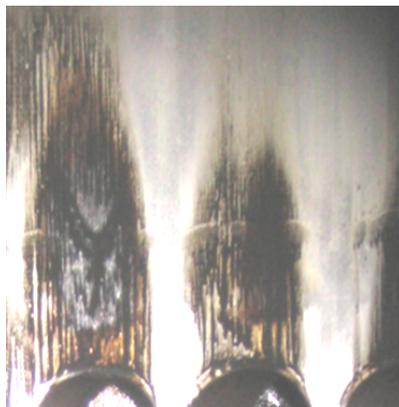


Рис.6. Состояние деталей ЦПГ № 6 (контрольный) в конце испытаний

При вскрытии цилиндров было отмечено исчезновение следов заброса масла на головку поршня и вертикальных натиров на зеркале цилиндра, проходящих через точки смазки, а также существенное снижение загорания окон и уменьшение отложений в подпоршневом пространстве.

Величина износа втулок экспериментальных цилиндров в сравнении с износом базовых цилиндров, также значительно ниже. Например, по поясу максимальной выработки износ отличается на 20%.



Рис. 7. Нагарообразования на деталях ЦПГ № 3 (экспериментальный) и № 7 (базовый)

Выводы

Полученными результатами не исчерпывается весь резерв улучшения состояния цилиндров и показателей работы двигателя, а также экономии цилиндрических масел. Это объясняется особенностями состояния ЦПГ этих двигателей (интенсивные износы кепов, натирки на зеркале и др.) и необходимостью в связи с этим снижением расхода масла этапами, в результате которых по сумме анализируемых показателей должен быть выявлен наиболее экономичный уровень расхода масла.

Результаты эксплуатационных испытаний показывают, что усовершенствованием систем смазывания цилиндров обеспечивается существенное снижение износов дорогостоящих деталей ЦПГ, при значительном одновременном сокращении расхода дефицитных цилиндрических масел, обуславливающее повышение технико-экономических показателей работы двигателя в целом.

Эксплуатационные испытания показали, что совершенствование систем маслоподачи обеспечивает снижение на 30% расхода цилиндрического масла, в 1,5 - 2 раза уменьшает нагароотложения в цилиндре и в 1,4-1,5 раза – износы деталей ЦПГ а, следовательно, является эффективным направлением повышения технико-экономических показателей работы судовых ДВС.

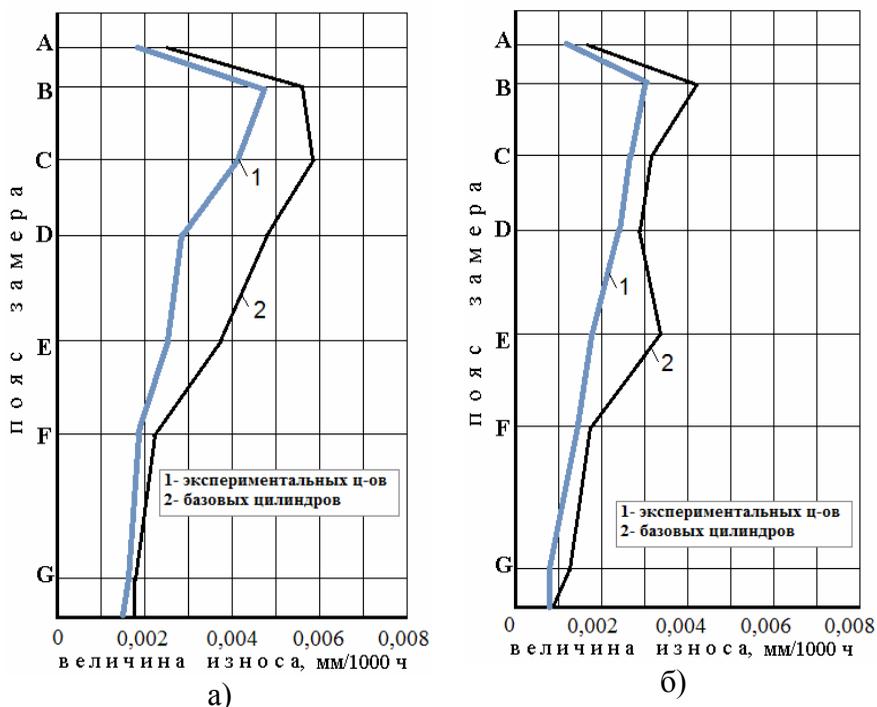


Рис.8. Характер износа цилиндрических втулок:

а) – в направлении замеров по оси; б) – в направлении замеров по ходу

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шебанов А.Н. Исследование процесса маслоподачи двухрядной лубрикаторной системой с аккумулярованием давления масла / А.Н. Шебанов, В.М. Богач // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2014.- Вып. 31 - Одесса: ОНМА. - С.122-132.
2. Богач В.М. Оптимизация процесса маслоподачи системой смазывания длинноходовых двигателей WARTSILA / В.М. Богач // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2014.- Вып. 32 - Одесса: ОНМА. - С.18-28.

УДК 621.436+621.31:625.5.035

Будашко В.В.,
НУ «ОМА»

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМПЕНСАЦИИ ДЕГРАДАЦИОННЫХ ЭФФЕКТОВ В КОМБИНИРОВАННОМ ПРОПУЛЬСИВНОМ КОМПЛЕКСЕ

Постановка проблемы и анализ последних исследований и публикаций. Судовые энергетические установки (СЭУ) комбинированных пропульсивных комплексов (КПК) обычно состоят из 6÷10 мощных двигателей подруливающих устройств (ПУ) различных конструкций в зависимости от расположения на судне для позиционирования, которые питаются от 4÷6 высоковольтных синхронных генераторов (СГ) [1]. Критерий эффективности процесса электромеханического преобразования энергии в подобных СЭУ рассмотрен в [2] и предполагает дальнейшее развитие оценки передачи мощностей в КПК с трехфазными асинхронными электродвигателями (АД), расположенными на линии вала с винтом фиксированного шага (ВФШ).

Процессы передачи мощности в таких КПК моделируются на основе схем распределения электроэнергетических потоков для главного электропривода, цепей силовых преобразователей с интеграцией в модель энергетических потоков КПК.

Суммарные энергетические потери состоят из переменных v и условно-постоянных k , по аналогии с теорией электропривода, с учетом не только активных, но и полных мощностей, что позволяет исследовать реактивные составляющие мощностей, с расчётом потерь, основываясь на полной мощности [3].

Качественная оценка электроэнергетической системы в целом в зависимости от изменяющихся характеристик СЭУ, КПК и внешних условий проводится по интегральному критерию эффективности преобразования энергии:

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

где $|P_{\text{вых}}(t)|$ - модуль мгновенной мощности на выходе, передающейся через энергетический канал, то есть мощность на валу

ВФШ; ΔP_j – потери в j -м элементе канала передачи мощности; n – число элементов, в которых учитываются потери.

Критерий позволяет принять решение при варьировании любых существенных параметров СЭУ КПК, которые обеспечивали бы повышение энергетической эффективности, в связи с чем, если адекватность математических моделей обеспечена, критерий можно считать объективным и применять его для оценки повышения эффективности передачи мощности в данном КПК с АД на линии вала.

В стационарном движении судна с КПК сопротивление телу движущегося равно тяге, но в общем случае сопротивление движению R и тяга T не обязательно должны быть равны и противоположны, а судно при этом может ускоряться и реагировать на другие внешние силы.

В таком случае коэффициенты, учитывающие уменьшение тяги, могут быть определены с помощью замены сопротивления соответствующими усилиями для всех трех плоскостей движения (*surge*, *sway*, *yaw*) [4]:

$$C_{F_{Lh}} = \frac{F_L(V, n) - T_{ux}(V, n) - F_L(V, 0)}{T_u(V, n)}, \quad (2)$$

$$C_{F_{Th}} = \frac{F_T(V, n) - T_{uy}(V, n) - F_T(V, 0)}{T_u(V, n)}, \quad (3)$$

$$C_{N_h} = \frac{N(V, n) - T_{uy}(V, n)X_p - T_{ux}(V, n)Y_p - N(V, 0)}{T_{uy}(V, n)X_p - T_{ux}(V, n)Y_p}, \quad (4)$$

где: $FL(V, n)$, $FT(V, n)$ и $N(V, n)$ – общие силы (Н), действующие на судно при условии отсутствия других внешних возмущений при скорости потока v (м/с) и соответствующего числа оборотов ВФШ n (об/мин);

$FL(V, 0)$, $FT(V, 0)$ и $N(V, 0)$ – соответствующие силы (Н) в случае неработающего винта (например, течение);

$T_{uy}(V, n)$ и $T_{ux}(V, n)$ – тяги (Н) по соответствующим осям относительно плоскости движения.

Эти коэффициенты, которые дальше будут именоваться, как коэффициенты эффективности двигателя могут быть рассчитаны при условии, что индуцированные силы, которые определяются соответствующими числителями, связаны с системой распределения давле-

ния на корпус, что обусловлено расположением приводов винтов в непосредственной близости от корпуса.

Для тягового усилия предоставленные выше коэффициенты остаются определяющими и предполагают тот же смысл. Для случая нулевой тяги (как правило, для небольшого значения n) коэффициенты определены нечетко, не столь существенно, так как эти условия являются менее актуальными для решения поставленной задачи.

Более значимыми являются выражения знаменателей с точки зрения тяги в направлениях рассматриваемой плоскости, то есть для тяги в x -направлении. Тем не менее, в некоторых случаях это приводит к плохо определяемым коэффициентам, в результате того, что продольная сила может вызываться и без наличия продольной тяги [5].

Нерешенными проблемами остаются: во-первых – вышеуказанные критерии и соответствующие им коэффициенты нельзя применить для оценки потребляемой электроэнергии при подключении уже вращающегося АД к энергетической сети, поскольку на сегодняшний день нет таких математических моделей, которые бы подходили к этому процессу; во-вторых – параметры, входящие в формулу (1) зависят не только от времени, но, например, от силы и направления ветра, колебания оси вала, отклонений заданных и измеренных параметров и т.д.; в-третьих – критерии должны учитывать также неточности измерения самых значений мгновенных мощностей на выходе каждого элемента модели, причем, способы измерения в каждом отдельном случае могут быть разными.

Целью статьи является оценка энерго-эффективности КПК с трехфазными частотно-управляемыми АД на линиях валов и формулировка критерия, или критериев такой оценки при попытке решить проблему учета влияния деградиционных эффектов (таких, например, как эффект Коанда [6]) на работу АД азимутальных ПУ СЭУ КПК.

Изложение основного материала. Уравнения (1÷4) можно применять для такой оценки, при условии учета всех вышеуказанных ограничений, а также, что значения мощностей АД в некоторых режимах работы судна зависят от мощности СЭУ в целом и могут принимать отрицательные значения относительно мощности последней.

При этом критерий эффективности (1) удовлетворяет поставленной задаче, за исключением того, что в ходе исследования эффективности мощностного трансфера от АД к ВФШ по линиям валов, этот

критерий необходимо будет дополнить составляющими, которые бы свидетельствовали об экономии топлива, уменьшении колебаний мощности, а отсюда и динамических механических нагрузок на линии вала до двигателя.

При выполнении количественной оценки критерия эффективности с АД на линии вала в СЭУ КПК, учитывалось то, что АД, работающий при снижении нагрузки до 0,8 номинального значения имеет коэффициент эффективности, который лежит в пределах $0,7 \div 0,8$ от номинального.

Исходя из формулы расчёта мощности АД, непосредственно переданной к винту:

$$P_{\text{АД}} = \eta_{\text{ТРМ}} \cdot 2\pi \cdot Q_{\text{АД}} \cdot n, \quad (5)$$

где: $\eta_{\text{ТРМ}}$ – КПД трансмиссии, $Q_{\text{АД}}$ – момент на валу АД, Нм, и учитывая выражения (1) – (4), найдём выражение для расчёта коэффициентов эффективности АД на линии вала под воздействием возмущающих сил в определённой плоскости, где эти силы являются преобладающими.

Например, для плоскости *surge*, получим:

$$H_{\text{пр_surge}} = \eta_{\text{ТРМ}} \frac{\int_0^L (|(Q_{\text{АД}_{F_L}}(l) - Q_{\text{АД}_{ux}}(l))n| - Q_{\text{АД}_{F_L}}) dl}{\int_0^L (|(Q_{\text{АД}_{F_L}}(l) - Q_{\text{АД}_{ux}}(l))n| - Q_{\text{АД}_{F_L}}) dl + \sum_{j=1}^n \int_0^L \Delta Q_j(l) dl}.$$

Аналогично получим выражения для расчёта эффективности АД для двух других плоскостей:

$$H_{\text{пр_sway}} = \eta_{\text{ТРМ}} \frac{\int_0^T (|(Q_{\text{АД}_{F_T}}(t) - Q_{\text{АД}_{uy}}(t))n| - Q_{\text{АД}_{F_T}}) dt}{\int_0^T (|(Q_{\text{АД}_{F_T}}(t) - Q_{\text{АД}_{uy}}(t))n| - Q_{\text{АД}_{F_T}}) dt + \sum_{j=1}^n \int_0^T \Delta Q_j(t) dt},$$

$$H_{\text{пр_yaw}} = \eta_{\text{ТРМ}} \frac{\iint_{XY} |(Q_{\text{АД}_{N}}(t) - Q_{\text{АД}_{uy}}(t)) - Q_{\text{АД}_{ux}}(t)n|}{\iint_{XY} |(Q_{\text{АД}_{N}}(t) - Q_{\text{АД}_{uy}}(t)) - Q_{\text{АД}_{ux}}(t)n| + \sum_{X=Y}^X \iint_{XY} \Delta Q_{XY}(t) dt} dt$$

$$\left. \begin{aligned} & \frac{\int_{XY} Q_{АД,T} dt}{\int_{XY} \left(|Q_{АД,N}(t) - Q_{АД,uy}(t) - Q_{АД,ux}(t)|n + \sum_{X=Y}^X \int_{XY} \Delta Q_{XY}(t) dt \right)} \\ & \frac{\int_{XY} Q_{АД,N} dt}{\int_{XY} \left(|Q_{АД,N}(t) - Q_{АД,uy}(t) - Q_{АД,ux}(t)|n + \sum_{X=Y}^X \int_{XY} \Delta Q_{XY}(t) dt \right)} \end{aligned} \right\} (6-8)$$

Эффективность АД на линии вала ВФШ при воздействии возмущающих воздействий во всех трёх плоскостях, определяется как средневзвешенное значение за период не меньший, чем период самого кратковременного возмущения.

Оценка проводилась в виртуальной лаборатории *MatLab* при различных условиях загрузки судна, частоте вращения вала и различных принципах управления частотным преобразователем (ПЧ) на линии СГ–ПЧ–АД–ВФШ.

На рис. 1 приведены графики изменения эффективности АД СЭУ КПК при передаче мощности к ВФШ.

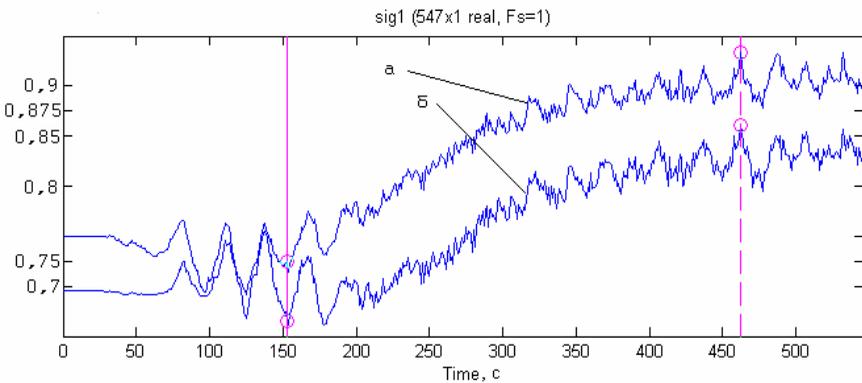


Рис. 1 Зависимость эффективности АД СЭУ КПК в течение времени 500 с: а – с компенсацией эффекта Коанда; б – без компенсации эффекта Коанда.

Результаты расчётов сводим в таблицу 1.

Делаем вывод, что применение интегрального критерия позволяет адекватно оценить эффективность АД на линии вала ВФШ в СЭУ

КПК при компенсации эффекта Коанда, что косвенно приводит к экономии топлива во всем диапазоне регулирования оборотов.

Количественная оценка эффективности передачи мощности в СЭУ КПК от АД азимутальных ПУ к ВФШ показала экономию топлива во всем диапазоне регулирования оборотов АД в пределах от 4,22 до 5,34 г/кВт·час.

Таблица 1. Количественные показатели эффективности СЭУ КПК

Частота вращения, об/мин Параметры СЭУ КПК	$H_{пр}$					
	Компенсация эффекта Коанда, $u/f = const$			Без компенсации, $u/f^2 = const$		
	$H_{пр_surge}$	$H_{пр_sway}$	$H_{пр_yaw}$	$H_{пр_surge}$	$H_{пр_sway}$	$H_{пр_yaw}$
260÷280	0,5322	0,4154	0,5287	0,4241	0,3627	0,3845
160÷190	0,5016	0,32835	0,4396	0,3658	0,3254	0,3475
Экономия топлива, г/кВт·час.	4,22 ÷ 5,34			3,45 ÷ 4,12		

Выводы

При передаче энергии от СГ к АД в СЭУ КПК на линии СГ–ПЧ–АД–ВФШ вследствие надсинхронного регулирования оборотов АД возникает синхронизирующий момент, что обеспечивает устойчивость объекта с саморегулированием в пределах 5% от номинального значения.

Дальнейшие исследования будут проводиться в направлении создания универсальных математических моделей СЭУ КПК с гибкой комплектацией для судов разных типов, работающих в различных погодных и климатических условиях. Предполагается получить

обобщённую математическую модель АД на линии СГ–ПЧ–АД–ВФШ с комбинаторными коэффициентами учёта влияния окружающей среды и средневзвешенными коэффициентами эффективности, учитывающими максимум деградационных эффектов, возникающих на линии валов вследствие изменяющихся эксплуатационных условий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Будашко В.В. Удосконалення системи управління підрулюючим пристроєм комбінованого пропульсивного комплексу / В.В. Будашко, О.А. Онищенко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2014. – № 38 (1081). – С. 45-51 [Электронный ресурс]. URL: http://library.kpi.kharkov.ua/Vestnik/2014_38.pdf (дата обращения: 1.07.2015).
2. Woud H.K., Stapersma D.. Design of propulsion and electric power generation systems / H.K. Woud, D. Stapersma // IMarEST publications: London. – 2003. – 494 p.
3. Будашко В.В. Математические основы имитационного моделирования системы управления энергетической установкой бурового судна // В.В. Будашко, О.А. Онищенко // Вестник Камчатского государственного технического университета. – Петропавловск-камчатский: КамчатГТУ. – 2014. – Вып. 29. – С. 6-13. [Электронный ресурс]. URL: <http://elibrary.ru/item.asp?id=22822710> (дата обращения: 01.07.2015).
4. Dang J. Hydrodynamic Aspects of Steerable Thrusters / J. Dang, H. Laheij // Dynamic Positioning Conference. – Wartsila Propulsion Netherlands BV. – September 28-30, 2004. – 33 p.
5. Veksler A. Optimization-based control of diesel-electric ships in dynamic positioning / A.Veksler / Thesis for the degree of philosophiae doctor. – Trondheim, NTNU. – 2014. – 139 p.
6. Christiaan de Wit. Optimal Thrust Allocation Methods for Dynamic Positioning of Ships / de Wit Christiaan // A thesis submitted to the Delft Institute of Applied Mathematics in partial fulfillment of the requirements. – Delft, the Netherlands: Delft University of Technology. – 2009. – 68 p.

УДК 621.438

Бондаренко А.В., Аболешкин С.Е.
НУ «ОМА»

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Постановка проблемы в общем виде. Газообразные топлива — один из главных резервов моторных топлив на перспективу для использования в промышленности и на транспортных судах. Их запасы имеются в достаточно больших количествах. Основным видом газового топлива являются природные газы, которые добываются из газовых месторождений или одновременно с нефтью.

Преимущества природных газов в сравнении с другими энергетическими сырьевыми ресурсами обусловлены: отсутствием зольных компонентов и серы, что снижает износ и увеличивает срок службы двигателей; хорошие моторные свойства некоторых газов; лучшие экологические характеристики; положительный опыт применения газовых и газодизельных двигателей на судах во многих странах; относительная дешевизна, особенно в районах добычи и газовых магистралей; экономической выгодой при их производстве и транспортировке, а также в большей эффективности и удобстве использования природного газа в различных энергетических установках. Отпадает необходимость в предварительной подготовке и очищении газа. Устройства подачи, дозирование и смешивание газа с воздухом очень просты.

Однако газу присущи недостатки, обусловленные его свойствами: малая концентрация энергии в единице объема и специфика транспортировки и хранения. Концентрация энергии в единице объема природного газа при атмосферном давлении в 800...1000 раз меньше, чем в единице объема жидкого нефтяного топлива, что требует специальной организации его транспортировки, хранения на судне, систем подготовки и подачи, модернизации топливной аппаратуры и учета изменения показателей процесса сгорания.

В последние годы широкое развитие получили морские перевозки сжиженного природного газа (метана) из Алжира, Нигерии и других стран в Западную Европу и США. Охлажденный до $-164\text{ }^{\circ}\text{C}$ метан при атмосферном давлении переходит в жидкое состояние и уменьшается в объеме до 610 раз. Газовоз водоизмещением 30 тыс.т способен перевезти 13 тыс.т жидкого метана, который эквивалентен

18,4 млн.м³ газообразного метана. Сейчас строят танкера типа LNG, которые вмещают такое количество жидкого метана, которое эквивалентно 72 млн.м³ газа при нормальных условиях. Это определяет возможность использования газа в качестве основного топлива в судовой энергетической установке.

Среди разных видов горючих газов широкое практическое применение, как моторные топлива, нашли смеси газообразных углеводородов, которые получают из естественного и попутного нефтяного газов (табл. 5.1).

Основными компонентами сжиженных нефтяных газов является пропан и бутан. Кроме этих газов содержится этан и пропилен.

Природный газ состоит главным образом из метана. Состав газа для разных месторождений неодинаковый и в среднем характеризуется такими цифрами: метана - 85-90%, этана - 1-8%, пропана-бутана - 0,5-3,0 %, пентана до 0,5-2,0%, азота 0,5-0,7% и диоксида углерода до 1,8 %

Таблица 1. Физико-химические свойства основных компонентов газовых топлив

Показатель	Пропан	Бутан	Этан	Пропилен	Метан
Плотность, кг/ м ³ газа	1,88	–	1,27	1,45	0,72
жидкости	509	–	446	582	415
Температура кипения, °С	-42,2	-0,5	-88,6	-47,9	-162
Теплота сгорания (жидкость) мДж/кг	45,9	45,4	47,2	45,6	49,8
мДж/л	23,4	26,4	21	23,8	35,8
Теплота сгорания стехиометрической смеси, мДж/ м ³	34,6	35,0	33,9	26,5	34,0
Температура вспышки , °С	510	480	580	470	700
Стехиометрический коэффициент	23,9	30,9	16,7	23,9	9,5

В настоящее время широкое распространение нашли природные газы применяемые в качестве топлива для судовых дизелей.

Существуют различные способы использования газов в 4-х тактных двигателях. Разработаны различные конструкции, устройства, способы смесеобразования, воспламенения.

Целью исследования является изучение возможности использования газа в качестве топлива для мощных судовых 2-х тактных двигателей.

Достаточно хорошо изучены особенности работы двигателей на газе, топливе в двухтопливном режиме, рабочие процессы.

Рассмотрены различные способы получения и хранения газа на судне, возможность использования газа на газовозах в качестве топлива.

Представляет интерес комплексное использование горючих газов в качестве основного топлива в судовых энергетических установках. Судовые котельные установки при выработке тепловой энергии являются значительными потребителями органического топлива.

Для рационального использования газов в судовых котельных установках необходимо решение нескольких задач.

Изложение основного материала. Параметры газов могут изменяться в процессе эксплуатации. Это вносит возмущения в режимы работы энергетических установок, которые необходимо компенсировать средствами АСУ.

Для эффективного и экологически безопасного сжигания газов в судовых котельных установках особая роль отводится регулированию горения. Факельные и пламенные процессы организуются в горелках за счет регулируемой подачи газа и воздуха. Автоматическое регулирование горелок заданного вида конструкций обеспечивает организацию факела и во многом влияет на расход топлива, паропроизводительность, надежность элементов топочного пространства.

Использование в качестве топлива газов различных свойств, состав и теплотехнические свойства которых могут меняться во времени, делает сложным организацию экономичного и экологически безопасного его сжигания стандартными средствами.

Работа судовых вспомогательных котельных установок при автоматическом регулировании на переменных режимах на различных видах топлива требует обеспечения необходимых температурных характеристик факела. В этих условиях наиболее выгодное решение – выбор форсунок с регулируемыми параметрами, как по воздушному, так и по газовому тракту. Используя такие форсунки, можно обеспечить оптимальный тепловой режим независимо от нагрузки или вида топлива. Включение таких форсунок в автоматизированное регулирование значительно повышает экономичность и надежность вспомогательных котельных установок.

Теплофизические и химические свойства топлива проявляются при сгорании, в котором кроме топлива принимает участие также окислитель. Это обуславливает зависимость параметров сгорания от свойств не только топлива, но и окислителя, поэтому нужно принимать во внимание параметры сгорания не топлива, а смеси топлива с окислителем. Основным параметром, который характеризует топливо-воздушную смесь и существенным образом влияет на ее горение, является соотношение в ней топлива и воздуха. В теории сгорания это соотношения обычно выражают концентрацией топлива в смеси.

Необходимо решение актуальной задачи, состоящей в поддержании оптимального соотношения при сгорании в воздухе углеводородного газа неизвестного состава за счет поиска максимальной температуры горения при обеспечении заданных характеристик факела пламени при изменении текущего расхода воздуха.

Для решения сформулированной задачи необходимо разработать модели определения условной формулы углеводородного горючего по измеренным расходам воздуха и углеводородного газа и температуре пламени и методы реализации его эффективного сгорания в котельной установке за счет изменения отношения топливо/воздух с целью обеспечения максимальной эффективности.

Однако в настоящее время недостаточно разработаны методы и модели процессов, характеризующих сжигание углеводородного газа переменного состава для обеспечения заданной паровой нагрузки при их эксплуатации с постоянным изменением качества топлива при нормальных условиях эксплуатации.

Типовым подходом к решению данной задачи является использование газоаналитических приборов в качестве первичных измерительных датчиков в контурах регулирования подачи воздуха и топлива и использование адаптивных систем управления по показателям эффективности.

Для рассматриваемого класса систем управления применение газоаналитических приборов осложняется тем, что различные газы могут содержать в своем составе агрессивные компоненты, которые приводят к ускоренному износу приборов и выходу их из строя. Адаптивные системы управления основываются на использовании в качестве целевой функции управления косвенных показателей эффективности топочных процессов. Это связано с тем, что измерение текущего КПД топочных процессов в условиях высокого уровня помех представляет собой некорректно поставленную задачу иденти-

фикации. При этом наличие случайных возмущений приводит к большим ошибкам оценки и, как следствие, к снижению точности и быстродействия контура адаптивного управления.

Кроме того, наличие различных газов природного происхождения ставит дополнительную задачу максимальной утилизации, которая в настоящее время рассмотрена недостаточно. При полном сгорании природного газа продуктами сгорания являются CO_2 , N_2 , пары H_2O . Если в продуктах сгорания содержится O_2 , то сгорание происходит с избытком воздуха. Продуктами неполного сгорания могут быть также CO , H_2 , CH_4 , тяжелые углеводороды, сажа. Поэтому на первом этапе целесообразно рассмотреть происхождение и калорические свойства таких газов.

В связи с этим были разработаны модели и методы повышения эффективности процессов горения углеводородных газов переменного состава за счет постоянного изменения отношения топливо/воздух для получения максимальной температуры факела в камере сгорания парогенерирующей установки, на основании которых был разработан алгоритм определения оптимального отношения топливо/воздух.

Иллюстрацию осуществим на примере случайного изменения во времени состава газа, который находится в газовой магистрали и поступает на сжигание в барабанный котел. Предположим, что в газовой магистрали случайным образом может находиться метан или этан или этилен или их смесь в следующем соотношении: метан 80%, этан 10% и этилен 10%. На основе модели прямой задачи были рассчитаны максимальная температура T , парциальные давления P_{CO} и P_{NO} при сжигании одного моля горючего в воздухе в зависимости от χ - мольного коэффициента соотношения компонентов и, как следствие, коэффициент избытка воздуха α .

На основе полученных данных построены зависимости температуры горения моля горючего каждого из рассматриваемых газов от количества молей воздуха поступающих для его окисления рис. 1. В каждой зависимости однозначно идентифицируется максимум температуры пламени, что полностью соответствует теоретическим и практическим результатам. Максимум температуры соответствует соответствующему мольному стехиометрическому коэффициенту соотношения компонентов χ_0 или коэффициенту избытка воздуха $\alpha = 1$. Уменьшение практически до нуля парциального давления CO при увеличении коэффициента избытка воздуха соответствует дейст-

вительности. Так же адекватно вычислено наличие максимума парциального давления NO. Уменьшение количества образования NO связано с уменьшением температуры горения.

Обозначим через $\dot{V}_{ок}$, $\dot{V}_Г$ - объёмные расходы окислителя (воздуха) и горючих газов соответственно. Для реализации предлагаемого алгоритма необходимо следующее техническое обеспечение. Необходима возможность измерений температуры горения газов, объёмных расходов воздуха и горючих газов. Кроме того необходима возможность изменения расходов воздуха и горючих газов поступающих в котел.

Алгоритм определения оптимального отношения топливо/воздух при сжигании углеводородного газа состав, которого произвольно изменяется во времени следующий:

Шаг 1. На интервале времени $\Delta\tau$ измеряется температура T и усредняется ее значение. На рис. 1 графическая иллюстрация этого измерения показана линией $T = const$. Измерение температуры осуществляется при фиксированных текущих i -тых значениях $\dot{V}_{окi}$ и \dot{V}_{Gi} .

Шаг 2. При фиксированном значении \dot{V}_{Gi} происходит изменение $\dot{V}_{окi}$ на величину $\delta\dot{V}_{ок}$. Измеряется новое значение температуры $T(\dot{V}_{окi} + \delta\dot{V}_{ок})$ и определяется характер монотонности на рассматриваемом интервале изменения объёмного расхода воздуха. Если $T(\dot{V}_{окi}) > T(\dot{V}_{окi} + \delta\dot{V}_{ок})$, то температура T убывает на этом интервале и в случае $T(\dot{V}_{окi}) < T(\dot{V}_{окi} + \delta\dot{V}_{ок})$ — она возрастает см. рис 1. Шаг 2 осуществляется до тех пор, пока последующее $i+1$ изменение $\delta\dot{V}_{ок}$ не приведет к изменению характера монотонности на противоположный.

Шаг 3. Изменяется знак приращения $\delta\dot{V}_{ок}$ на противоположный и осуществляется переход на шаг 1.

В таком поисковом режиме в бесконечном временном цикле, рассматриваемый алгоритм определяет область текущего экстремума. Качественное изменение состава газа в процессе горения приводит к поиску области нового экстремума. Во-первых принципиально новая окрестность экстремума значения температуры T может находиться как выше, так и ниже текущей зоны и, во-вторых, по значению объёмного расхода воздуха $\dot{V}_{ок}$ — как слева, так и справа от нее.

Рассмотрим на примере сжигания метана, этилена и смеси метан 80%, этан 10% и этилен 10% изменение области экстремума, полученное по предложенному алгоритму см. рис.1. Предположим, что указанный поисковый алгоритм привел к окрестности точки A кривой (4) и известны текущие $T(\dot{V}_{окi})$ и $\dot{V}_{окi}$. Допустим, скачкообразно произошла смена качественного состава горючего: на метан кривая (1) или этилен кривая (3). В таком случае при неизменном $\dot{V}_{окi}$ произойдет изменение температуры T на временном интервале $\Delta\tau$. Если качественный состав будет соответствовать этилену, то текущее значение температуры (шаг 1) будет находиться в окрестности точки B_I на возрастающей части кривой (3). Если качественный состав будет соответствовать метану, то текущее значение температуры (шаг 1) будет находиться в окрестности точки C_I на убывающей части кривой (1). Не зависимо от точки осуществляется приращение $\delta\dot{V}_{ок}$ и определяется характер монотонности текущей кривой. Выполняя шаг 2 предложенного алгоритма определяется новая окрестность экстремума: точка C — для метана кривая (1), точка B — для этилена кривая (3).

Выводы

Предложена математическая модель для газообразного топлива, позволяющая определить количественный состав его условной формулы, энтальпию топлива, состав продуктов сгорания при использовании в качестве исходных данных величин замеренных технологических параметров (расходов компонентов топлива, соответствующих им температур в камере сгорания), известного элементного (качественного) состава топлива.

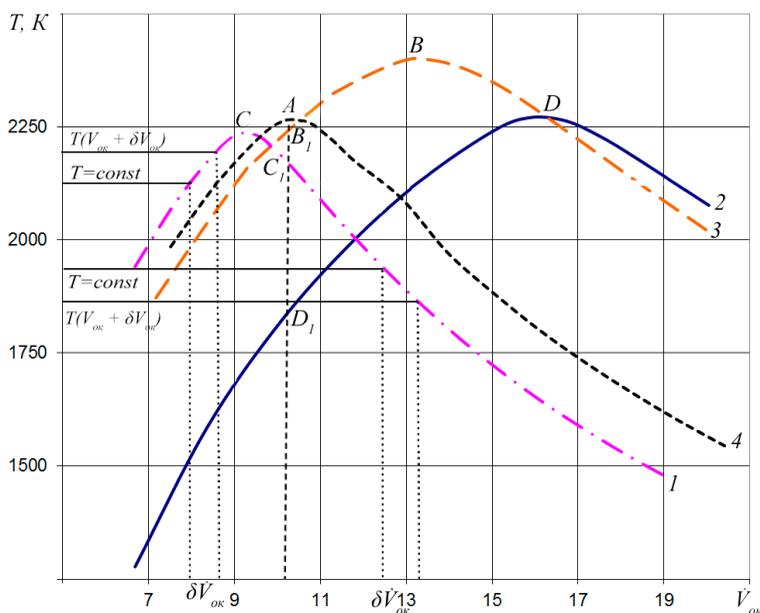


Рис.1. Зависимость изменения температуры горения T (метана (1), этана (2), этилена (3), смеси метан 80%, этан 10% и этилен 10% (4)) от объёмного расхода воздуха $\dot{V}_{ок}$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Максимов М.В. Модель и метод определения условной формулы углеводородного топлива при сжигании / М.В. Максимов, А.И. Брунеткин, А.В. Бондаренко // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2013. –Т. 6, №8(66). – С.20-27.
2. Термодинамические и теплофизические свойства продуктов сгорания: справочник [Текст]: справ. / В. П. Глушко, В. Е. Алемасов, А. П. Ваничев и др. – М.: ВИНТИ, 1971. – Том 1. – 266 с.
3. Бондаренко А.В. Моделирование образования продуктов сгорания газообразного углеводородного топлива / А.В. Бондаренко // Судовые энергетические установки. Одесса: 2013. – Вып. 31. – С. 178-187.
4. Бондаренко А.В. Алгоритм определения оптимального отношения топливо/воздух: материалы Научно-практич. интернет-конференции молодых ученых и аспирантов “Актуальные проблемы автоматизации и управления”, Луцк, - 18 марта 2014 г. / Луцк: ЛНТУ, 2014. – С. 15-21.

УДК 621.431

Заблоцкий Ю.В.
НУ «ОМА»

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РЕГУЛЯРНОГО МИКРОРЕЛЬЕФА ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ РАБОТЫ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Постановка проблемы в общем виде. Эксплуатационные свойства топливной аппаратуры высокого давления во многом зависят от качества обработки сопрягаемых деталей, в частности прецизионной пары плунжер – втулка топливного насоса высокого давления (ТНВД). В свою очередь к показателям, характеризующим качество обработки поверхности, относятся геометрические параметры (шероховатость и волнистость) и физико-химические свойства поверхностного слоя (микротвердость, остаточные напряжения и структурный и фазовый состав). Рабочая поверхность прецизионной пары плунжер – втулка ТНВД формируется под воздействием последовательно применяемых различных технологических методов, в результате которых образовывается относительно тонкий поверхностный слой, отличающийся по своим признакам от нижележащих слоев основного металла. Состояние и свойства этого слоя фактически определяют ресурс работы, а его способность противостоять радиальным и касательным нагрузкам характеризует износостойкость сопряжения плунжер – втулка ТНВД.

Постановка проблемы. В настоящее время существуют значительное число способов уменьшения износов деталей, сопрягаемых в парах трения, которое можно подразделить на:

- а) конструктивные способы – выбор рациональных размеров и формы сопрягаемых деталей, а также рабочих зазоров между ними;
- б) технологические способы – выбор материалов деталей пар трения, обработка их поверхности;
- в) эксплуатационные способы – выбор оптимального режима работы деталей, подбор смазочного материала.

Указанные способы обеспечивают повышение качества обработки поверхностей трения, что улучшает такие их эксплуатационные свойства как износостойкость, долговечность, усталостная прочность и др. При этом рассматривается воздействие только на твердую фазу (поверхность втулки или плунжера), не учитывая, что работу трибосоединения втулка – плунжер необходимо определять как комплекс

металл (втулка) – жидкая фаза (топливо) – металл (плунжер). Взаимодействие фаз в этом комплексе взаимосвязано, а кроме того, на его функционирование влияют аномальные свойства тонкого слоя топлива, представляющего собой углеводородную структуру с макромолекулярным строением. Однако изменение именно этих свойств не всегда учитывается при проектировании и эксплуатации топливной аппаратуры высокого давления, хотя возможность их использования неоднократно доказывалась в различных исследованиях [1].

Анализ последних исследований и публикаций. Из анализа научно-технической литературы [2-4] следует, что одним из современных методов модификации поверхностного слоя контактируемых деталей является нанесение регулярного микрорельефа, который облегчает оптимизацию микрогеометрии рабочих поверхностей, улучшая их эксплуатационные свойства. Однако и в этом случае не учитывается возможность управления триботехническими процессами, протекающими в паре плунжер – втулка топливного насоса высокого давления, за счет воздействия на изотропные свойства топлива, которые изменяются при нанесении на поверхность плунжера размерного микрорельефа.

Целью статьи является определение оптимального для топливной аппаратуры высокого давления способа нанесения регулярного микрорельефа и изучение комплексного взаимодействия регулярного микрорельефа и изотропных свойств топлива на эксплуатационные параметры прецизионной пары втулка – плунжер ТНВД.

Изложение материала исследования. В качестве наиболее оптимального способа нанесения регулярного микрорельефа нами был выбран способ виброобкатывания поверхности, применение которого возможно как в исследовательской лаборатории, так и в условиях судна (при соблюдении определенных технологических мероприятий). При этом процесс нанесения микрорельефа заключается в перемещении деформирующего инструмента, которому дополнительно сообщается осциллирующее колебание, по поверхности детали. Данный способ обеспечивает образование на поверхности деталей регулярных (или близких к ним) и, следовательно, аналитически рассчитываемых микрорельефов [5].

Способы виброобкатывания может иметь три основных назначения:

- 1) обработка, обеспечивающая образование заданного для различных условий эксплуатации микрорельефа поверхностей;

2) упрочняющая обработка, повышающая усталостную прочность и износостойкость поверхностей;

3) восстановление размеров деталей.

При виброобработке поверхностей, производимой при малых усилиях вдавливания инструмента (шара или конуса) происходит сглаживание микронеровностей исходной поверхности за счет деформации вершин выступов, а при увеличении усилия вдавливания происходит «выжимание» металла из основного слоя, лежащего ниже уровня микронеровностей исходной поверхности. При этом становится возможным формирование нового микрорельефа поверхности, отличающегося от исходного большими радиусами выступов и впадин и малыми углами наклона их образующих.

В настоящее время для виброобкатывания используются алмазный инструмент. Основными параметрами режима виброобкатывания являются:

1) число двойных ходов (число осцилляций деформирующего элемента в единицу времени) – n_1 ;

2) число оборотов заготовки – n_2 ;

3) продольная подача деформирующего элемента (или заготовки) – S ;

4) амплитуда осцилляции деформирующего элемента – A .

Поскольку до последнего времени виброобкатывание применялось в условиях мелкосерийного и опытного производства, для его осуществления применялись универсальные устройства – виброголовки к металлообрабатывающим станкам.

Наибольшее применение способ виброобкатывания получил для обработки цилиндрических поверхностей и поэтому большинство виброголовок спроектировано применительно к токарным станкам. В этом случае задача реализации кинематической схемы виброобкатывания существенно упрощается, так как для вращения заготовки и поступательного перемещения виброголовки с деформирующим элементом используются главное и вспомогательное движение токарного станка. В этом случае основным назначением виброголовки является осуществление осцилляционного движения деформирующего элемента, которое осуществляется механическим, электромагнитным или пневматическим приводом.

Исходный микрорельеф трущихся поверхностей определяет не только длительность приработки и первоначальный износ, но и скорость нормального изнашивания. Это вытекает не только из дискрет-

ности контактирования трущихся поверхностей, но и связано с решающим влиянием на их изнашивание таких факторов, как несущая поверхность, маслоемкость при работе со смазкой, способность удерживать при трении всухую твердые частицы, вызывающие абразивный износ. Эти факторы оказывают влияние не только на скорость изнашивания, но и на такие характеристики трения как коэффициент трения, температура узла трения и др.

Одним из основных факторов, приводящих к уменьшению износа виброобкатанных поверхностей, является (помимо увеличения их маслоемкости) возникновение гидродинамической подъемной силы в слое жидкости, разделяющей поверхности трения, и интенсификация структуры в топливной пленке [1, 6].

Проведем для случая виброобкатанного плунжера топливного насоса оценку обеих составляющих данного эффекта. Анализ выполним используя схему, показанную на рис. 1.

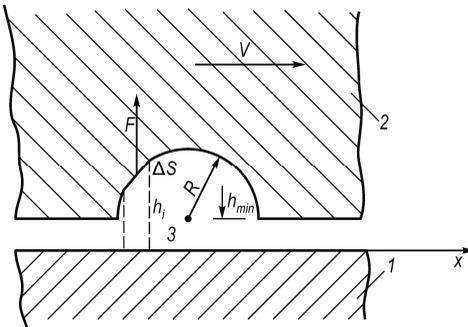


Рис. 1. Продольный разрез плунжера с нанесенной канавкой и характер действующих сил в этой плоскости: 1 – участок плунжера; 2 – участок втулки; 3 – разделяющий слой топлива

Рассмотрим элементарную площадку ΔS на криволинейной поверхности канавки радиусом кривизны R , образованной на поверхности плунжера при виброобкатывании. При перемещении плунжера со скоростью V на рассматриваемую площадку будет действовать со стороны жидкости гидродинамическая подъемная сила F , причем наличие регулярного микрорельефа на поверхности плунжера приводит к когерентному сложению всех гидродинамических подъемных сил, возникающих на канавках виброобкатки [6].

Суммарную сила P , действующая на единичный отрезок длины плунжера, может быть определена как

$$P = \left(\pi D \int_{x_1}^{x_2} F dx \right) n = \pi D \frac{4,9\mu VR}{h_{\min}} n,$$

где D – диаметр плунжера,

μ – вязкость смазочного материала,

h_{min} – минимально расстояние между плунжером и втулкой.

n – число канавок на единичном отрезке длины плунжера.

Оценка суммарной величины силы P , отжимающей плунжер от поверхности втулки, проведенная по формуле для плунжеров топливных насосов 6L42MC, дает значение $P = 80 \text{ кг/см}^2$ [3].

В работе были подвергнуты исследованию микрорельефы, имеющие косо-винтовые канавки. Нанесение такого микрорельефа на боковую поверхность плунжера топливного насоса можно произвести на стандартных токарно-винторезных станках, используя дополнительную оснастку.

Для нанесения регулярного микрорельефа используется устанавливаемое в резцедержателе приспособление (рис. 2) состоящее из корпуса 1 с приваренной к нему пластиной 2, служащей для зажима приспособления в резцедержателе токарного станка.

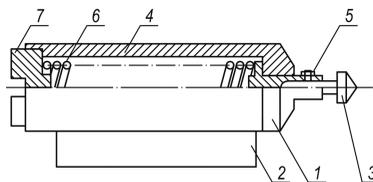


Рис. 2. Приспособление для нанесения регулярного микрорельефа на боковую поверхность плунжеров топливных насосов высокого давления

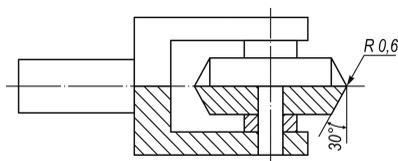


Рис. 3. Схема твердосплавного выглаживателя

Инструмент для нанесения микрорельефа 3 укрепляется в цилиндрическом держателе 4 и фиксируется винтом 5. Пружина 6 и гайка 7 обеспечивают необходимое давление выглаживателя на обрабатываемый плунжер.

Твердосплавный выглаживатель может быть изготовлен по схеме, показанной на рис. 3. Все размеры, кроме радиуса закругления диска, который принимается равным $R = 0,6$ мм, могут быть выбраны произвольно. Материал выглаживателя – сталь с твердостью HRC62. Поверхность выглаживателя обрабатывается до 12 класса чистоты поверхности.

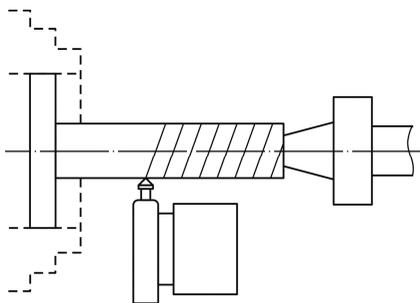


Рис. 4. Схема нанесения регулярного микрорельефа на поверхность плунжера ТНВД на токарном станке

Для нанесения регулярного микрорельефа обрабатываемый плунжер устанавливается в патрон токарного станка и подпирается центром (рис. 4).

К плунжеру подводится приспособление с выглаживателем, отрегулированным на определенное давление. Нанесение регулярного микрорельефа производится при числе оборотов шпинделя $n = 50 \dots 100$

об/мин и продольной подаче выглаживателя $S = 0,7 \dots 0,9$ мм/оборот.

Давление выглаживателя на плунжер подбирается обычно экспериментально на пробном плунжере таким образом, чтобы обеспечить свободный ход обработанного плунжера во втулку топливного насоса, т.е. чтобы высота навалов, образующихся вдоль наносимых канавок, не превышала $0,5 \dots 1$ мкм. Обычно усилие выглаживателя составляет $100 \dots 300$ Н. В том случае, если нанесение регулярного микрорельефа производится с целью восстановления гидростатической плотности, давление на выглаживатель должно быть увеличено, чтобы высота навалов стала большей и скомпенсировала утерянный размер плунжера. В этом случае после операции нанесения регулярного микрорельефа, необходимо дополнительно проводить шлифовку плунжера к втулке.

Нанесение регулярного микрорельефа интенсифицирует формирование ориентационно-упорядоченного пристенного слоя топлива, дает сильное сцепление слоев топлива с опорной поверхностью и является фактически механическим методом управления ориентацией молекул [7].

Рассмотрим два основных предельных случая ориентации молекул топлива относительно микрорельефа (планарная и гомеотропная структура). В случае возникновения гомеотропной структуры молекул топлива в граничном слое (когда оси молекул располагаются перпендикулярно канавкам микрорельефа поверхности плунжера) при совершении хода нагнетания требуется затрата дополнительной энергии, так как между ориентированным слоем топлива и поверхностью металла имеет место сильное сцепление. При планарной ориентации (в случае, когда оси молекул расположены параллельно по-

верхности плунжера) такой энергии не требуется, и, следовательно, она является энергетически более выгодной.

Испытания топливных насосов высокого давления с нанесенным на поверхности плунжера микрорельефом производились на судовом дизеле 6L42MC.

На двух новых плунжерах топливных насосов наносился регулярный микрорельеф в виде косых винтовых канавок (рис. 5). Такой же микрорельеф наносился на двух отбракованных плунжерах, использование которых было прекращено из-за повышенного износа их поверхностей. Два плунжера использовались в качестве контрольных. Общая наработка при проведении эксперимента составила 3150 часов.

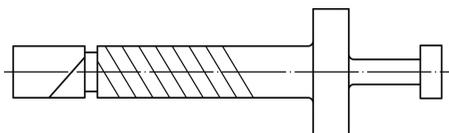


Рис. 5. Косые винтовые канавки, нанесенные на поверхность плунжера ТНВД

После проведения виброобработки и доводки поверхностей плунжеров на них нарезаются контрольные лунки по методу искусственных баз. Нарезание поясов лунок производилось в 6-ти поясах. В каждом поясе нарезаются две лунки, распо-

ложенные в одной диаметральной плоскости.

После установки плунжерных пар до момента первого контроля их износа двигатель проработал 910 часов, в них около 95% на тяжелом топливе, до второго контроля – 2250 часов, из них около 95% на тяжелом топливе, до третьего контроля 3150 часов, из них около 90% на тяжелом топливе.

На рис. 6 приведены результаты износа плунжеров, представляющих собой значение среднего износа, измеренного в 6-ти поясах на 12-ти контрольных точках.

Как видно из рис. 6, протекание износа плунжерных пар во времени носит обычный характер, причем износ контрольных плунжеров значительно превышает износ виброобработанных плунжеров, как новых, так и восстановленных с помощью нанесения регулярного микрорельефа после отбраковки.

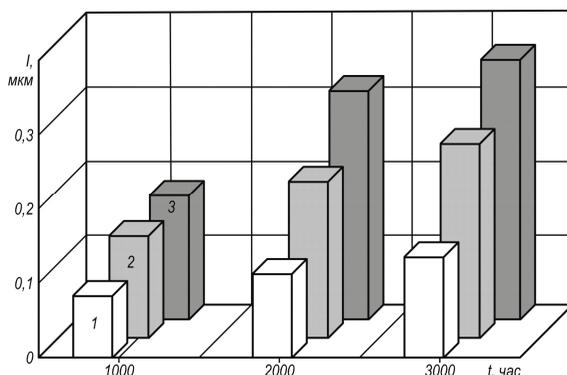


Рис. 6. Средний износ плунжеров за время проведения эксперимента:

1 – новый плунжер с нанесением регулярного микрорельефа; 2 – плунжер, восстановленный нанесением регулярного микрорельефа; 3 – контрольный плунжер

Выводы и перспективы дальнейших исследований. Полученные результаты проведения натурных испытаний плунжерных пар топливных насосов дизелей 6L42MC, эксплуатируемых на тяжелом топливе, позволяют утверждать следующее:

1) средний линейный износ контрольных плунжеров, на поверхность которых упорядоченный микрорельеф не наносился, превышает износ плунжеров, на поверхности которых наносился микрорельеф, примерно в 2,1...2,6 раза;

2) восстановленные виброобработкой (из отбракованных) плунжера топливных насосов выдержали более 3000 часов эксплуатации, что соответствует примерно 30% от срока нормальной эксплуатации новых плунжерных пар на тяжелом топливе;

3) возможно предположить, что нанесение регулярного микрорельефа с целью повышения износостойкости можно проводить не только для плунжерных пар ТНВД, но и для игл распылителей;

4) воздействие на изотропные свойства топлива за счет создания регулярного микрорельефа приводит к увеличению ресурса работы топливной аппаратуры высокого давления.

Дальнейшие исследования предполагаются в направлении изучения влияния расклинивающего давления, образующегося в районе нанесения регулярного микрорельефа, а также влияния двухпрофильного микрорельефа (на поверхности плунжера и внутренней поверхности втулки) на износ плунжерных пар ТНВД.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Заблоцкий Ю. В. Снижение энергетических потерь в топливной аппаратуре судовых дизелей / Ю. В. Заблоцкий, В. Г. Солодовников // Проблемы техники: наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 3. – Одесса: ОНМУ. – С. 46-56.
2. Кочин А. Н. Влияние регулярного микрорельефа на эксплуатационные показатели деталей машин / А. Н. Кочин, Желонкин М. В., Головин А. А. // Сб. трудов Нижегородского ГТУ. – 2015. – № 3 (110). – С. 104-109.
3. Пушкарев Д. В. Формирование регулярного микрорельефа в отверстиях малого диаметра / Д. В. Пушкарев, И. В. Батинов // Сб. ст. по материалам XXXIII междунар. науч.-практ. конф. № 4 (29). Новосибирск: СибАК, 2014. – С. 87-96.
4. Буканова И. С., Моделирование процесса накатывания частично регулярного микрорельефа при определении его фактической площади / И. С. Буканова, И. И. Ятло // Ползуновский вестник. – № 1 (1), 2012. – 46-50.
5. Шнейдер Ю. Т. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом / Ю. Т. Шнейдер. – Л. : Машиностроение, 1982. – 248 с.
6. Заблоцкий Ю. В. Определение механических нагрузок в парах трения топливной аппаратуры судовых дизелей / Ю. В. Заблоцкий // Проблемы техники: наук.-виробн. журнал. – 2014. – № 2. – Одесса : ОНМУ. – С. 71-78.
7. Сагин С. В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей / С. В. Сагин, Ю. В. Заблоцкий // Проблемы техники: наук.-виробн. журнал. – 2012. – № 4. – Одесса : ОНМУ. – С. 68-81.

УДК 629.5.064.5

Захарченко В.Н., Шевченко В.А.
НУ ОМА

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ УПРАВЛЕНИЯ СУДОВОЙ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКОЙ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ НАГРУЗКИ

Постановка проблемы. В последние десятилетия рост энерговооруженности судов торгового и специализированного флота, а также их оборудование большим числом генераторных агрегатов и неоднородных по своим характеристикам потребителей актуализировало проблему управления электроэнергетическими установками сложных структур [1]. При этом одним из наиболее важных является вопрос управления электрической станцией в условиях изменения нагрузки в нормальных и аварийных режимах [2, 3], где ключевыми являются задачи согласования уровней генерируемой мощности и мощности, требуемой в данный момент; перехода от одного уровня генерируемой мощности к другому с учетом критериев эффективности; управление составом генераторных агрегатов (ГА) с учетом состояний электростанции и управляющих воздействий от оператора; организация включения/отключения ГА с учетом аварийных состояний ГА и управляющих воздействий от оператора.

Цель исследования. Целью исследования является определение подхода к решению задачи управления составом генераторных агрегатов электроэнергетических установок сложных структур при изменении нагрузки, а также способа ее формализации.

Результаты исследований. В качестве исходной структуры системы управления судовой электростанцией выберем структуру, принятую в [4], и в соответствии с перечисленными выше задачами введем следующие обозначения программных модулей и команд управления: SBCNT – программа счета количества ГА; PRNRY – программа определения необходимого количества ГА; PRSEL – программа выбора резерва; PRST – программа пуска; PRSP – программа останова; PRSY – программа синхронизации; PRSH – программа распределения нагрузки; PRUNL – программы разгрузки останавливаемого ГА; ST(i) – команда на пуск i -го ГА; SP(i) – команда на останов i -го ГА; PH(l) – верхний порог загрузки для l параллельно работающих ГА; PD(l) – нижний порог загрузки для l параллельно работающих ГА.

Исходя из принятой двухуровневой структуры системы управления [4], отнесем программные модули SBCNT, NRY, PRSY и PRSH к верхнему уровню локального координатора (LC), а модули PRSEL, PRST, PRSP и PRUNL – к нижнему уровню локальной подсистемы (LP).

В данном случае программа координатор после каждого технологического цикла $T_{ТЦ}$ должна: определить количество ГА, подключенных к ГРЩ, т.е. выполнить подпрограмму счета SBCNT, порождающую предикат $WRK(l)=И$, если работают l ГА; рассчитать необходимое в соответствии с нагрузкой количество ГА $NRY(l \pm 1)$, т.е. выполнить программу PRNRY, порождающую предикат $NRY(l \pm 1)=И$, если в СЭС необходимы $l \pm 1$ параллельно работающих ГА и выбрать резервный ГА при помощи программы PRSEL для запуска PRST или остановки PRSP.

В общем случае обобщенная конструкция преобразователя состава ГА, отвечающего сформулированным требованиям, имеет вид, представленный на рис. 1, где $GA(N_{GA}) = \bigcup^m GA(i)$ – множество ГА, установленных в СЭС.

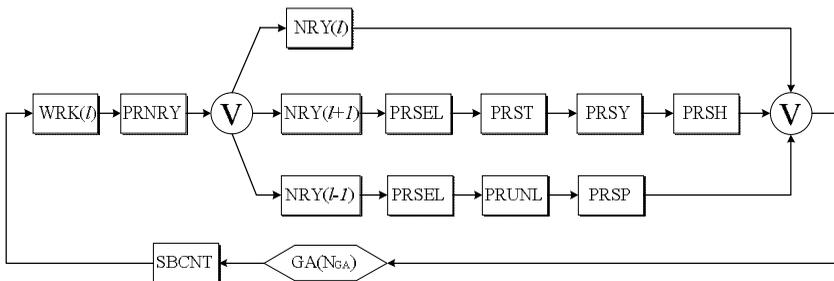


Рис. 1. Обобщенная конструкция преобразователя

Рассмотрим способы формализации заданий для модулей SBCNT и PRNRY.

На первом этапе исследования рассмотрим вопросы, связанные с логическим программированием модуля SBCNT, порождающего предикат:

$$WRK(l) \in WRK(N_l), l \in N_l, N_l = \overline{0, m}, |N_l| = m + 1$$

В качестве входной информации примем сигналы $SWG(i) \in SWG(N_{GA})$, поступающие в контроллер от сигнализаторов состояний (вкл/откл) генераторных автоматических выключателей $SWG(N_{GA})$,

$|N_{GA}|=m$, и образующие на входе устройства ввода, в каждый технологический цикл $T_{ТЦ}$, m – разрядное двоичное слово $S_{SWG}(i) \in S_{SWG}(N_S)$ с количеством возможных различных комбинаций значений переменных, определяемых выражением $2^m=|N_S|$.

Поскольку $|N_l| \neq |N_S|$, то между $WRK(N_l)$ и $S_{SWG}(N_S)$ можно установить функциональное соответствие в виде булевых функций:

$$WRK(l) = \bigvee_{j=1}^{C_m^l} k_j^l$$

где k_j^l - конъюнкция, конституента единицы, в которой l неинверсных и $m-l$ инверсных переменных $S_{SWG}(i)$; \bigvee – дизъюнкция, объединяющая все возможные конъюнкции полной длины.

Такое соответствие можно задать также табличным способом, например, табл. 1 для четырехагрегатной ($m=4$) электростанции.

Таблица 1. Комбинации ГА четырехагрегатной электростанции

	$S_{SWG}(N_S)$															
	0	1	2	4	8	3	5	6	9	10	12	7	11	13	14	15
SWG(1)	0	1	0	0	0	1	1	0	1	0	0	1	1	1	0	1
SWG(2)	0	0	1	0	0	1	0	1	0	1	0	1	1	0	1	1
SWG(3)	0	0	0	1	0	0	1	1	0	0	1	1	0	1	1	1
SWG(4)	0	0	0	0	1	0	0	0	1	1	1	0	1	1	1	1
WRK(l)	WRK(0)	WRK(1)				WRK(2)						WRK(3)				WRK(4)

В данном случае можно предложить несколько способов формирования алгоритмов функционирования модуля SBCNT. Например, если выполнить арифметическое сложение значений входных переменных и результат взять в качестве истинного предиката, то получим следующее правило:

$$while\ SBCNT\ do : \sum_{i=1}^m S_{SWG}(i),\ if\ \sum_{i=1}^m S_{SWG}(i) = l\ then\ WRK(l)\ fi\ od$$

Можно также использовать входное слово $\bigcup S_{SWG}(i)$ в качестве адреса истинного предиката. Тогда некрайним предикатам будут соответствовать вполне определенные группы адресных слов. Например, предикат $WRK(1)$ будет порождаться по правилу:

$$if\ \vee (S_{SWG}(1), S_{SWG}(2), S_{SWG}(4), S_{SWG}(8))\ then\ WRK(1)\ fi$$

Следующий этап исследования связан с вопросами описания модуля PRNRY, порождающего предикаты $NR_Y(l)$, $NR_Y(l+1)$, $NR_Y(l-1)$ в зависимости от загрузки одиночно или параллельно работающих ГА. Здесь прежде всего возникает необходимость в порождении первичных предикатов $PH(N_l)$ и $PD(N_l)$, идентифицирующих достижение нагрузкой верхних и нижних порогов загрузки.

Верхние пороги загрузки будем определять из расчета допустимой по техническим условиям нагрузки P_d на один ГА и необходимого запаса генерируемой мощности $v_1 P_d$, $0 < v_1 < 1$, а нижние пороги из расчета целесообразного по экономическим соображениям запаса $v_2 P_d$, $0 < v_2 < 1$. В таком случае порождение предикатов $PH(l)$, $PD(l)$ можно записать в виде следующего правила:

$$\begin{aligned} \text{while PRNRY do: } & \sum_{i=1}^l P_{\Gamma}(i) \text{ if } \sum_{i=1}^l P_{\Gamma}(i) \geq (\sum_{i=1}^l P_d(i) - v_1 P_d) \\ & \text{then } PH(l) \text{ else if } \sum_{i=1}^l P_{\Gamma}(i) \leq (\sum_{i=1}^l P_d(i) - v_2 P_d) \text{ then } PD(l) \text{ else fi od,} \end{aligned} \quad (1)$$

где $P_{\Gamma}(i)$ – текущая нагрузка i -го ГА. $P_{\Gamma}(i)$ в зависимости от технических условий будет изменяться в пределах [4]:

$$\left(1 - \frac{1 + v_2}{l}\right) P_d \leq P_{\Gamma}(i) \leq \left(1 - \frac{v_1}{l}\right) P_d, \quad P_d = P_H K_{RCL}, \quad (2)$$

где K_{RCL} – коэффициент пересчета мощности при изменении условий окружающей среды; $\left(1 - \frac{1 + v_2}{l}\right)$ – коэффициент загрузки.

Из выражения (2) видно, что с увеличением числа l параллельно работающих ГА коэффициент загрузки возрастает, стремясь в пределе к единице. На рис. 2 показана диаграмма управления составом ГА по принципу «жестких порогов» загрузки, соответствующая управлению четырехагрегатной СЭС при $v_1=0,2$ и $v_2=0,4$.

Из выражений (1, 2) также следует, что изменять пороги загрузки СЭС можно, варьируя параметрами v_1 , v_2 , P_d – отдельно или в различных сочетаниях, т.е. можно реализовывать множество способов управления электростанцией по принципу «гибких порогов» загрузки.

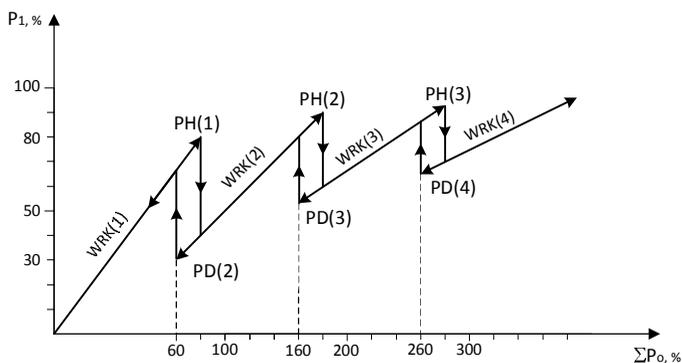


Рис. 2. Диаграмма управления составом ГА по принципу «жестких порогов» загрузки

Тем не менее, эти способы не будут исчерпывающими, так как они предусматривают управление лишь генерируемой мощностью. Если же учесть возможность управления нагрузкой электростанции (потребителями) путем отключения/включения части потребителей, запрета на включение запрашиваемых потребителей на определенный пик загрузки, а также предусмотреть накопители электроэнергии, то область способов управления составом ГА можно значительно расширить. В этом случае потребуются постановка задачи о временных задержках пуска резервного ГА.

С целью фильтрации непродолжительных выбросов нагрузки, связанных, например, с пуском или повторно-кратковременной работой потребителей, целесообразно использовать способ временного разделения выбросов, а для согласования перегрузочных характеристик ГА с временными задержками (способ амплитудно-временного разделения).

В этом случае выбросы не должны учитываться, если их длительность меньше заданного временного интервала $t_{PH}(min) \pm \Delta t_{PH}$, где Δt_{PH} – временной интервал, корректирующий возможную нестабильность длительности выброса.

Если же по истечении $t_{PH}(min)$ выброс $PH(I)=I$, то значение второго временного интервала задержки должно выбираться в зависимости от установившейся величины ΔP_H в соответствии с нагрузочными характеристиками ГА, например,

$$t_{PH} = \begin{cases} t_{PH}(min), & \text{if } \Delta P_{PH} \geq \Delta P_{PH}(max) \\ k_1(\exp(-\Delta P_{PH})), & \text{if } \Delta P_{PH}(min) < \Delta P_{PH} < \Delta P_{PH}(max) \\ t_{PH}(max), & \text{if } 0 \leq \Delta P_{PH} < \Delta P_{PH}(min) \end{cases}$$

или как показано на рис. 3.

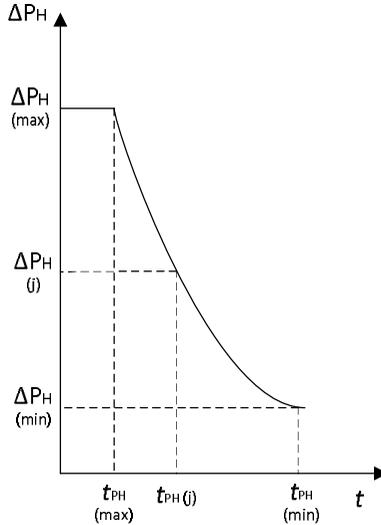


Рис. 3. Диаграмма коррекции временной задержки

Для отсчета задержек $t_{PH}(min)$ и $t_{PH}(j)$ должны быть предусмотрены подпрограммы таймера PR1TM и PRTM, порождающие соответствующие им предикаты T1PH и TPH по правилу:

```

if PH(l) then PR1TM else fi
while PR1TM do procedure: BPHmin, BPHmin - rCNT od;
if BPHmin - rCNT = 0 then T1PH else PR1TM fi;
if PH(l) & T1PH then PRTM else fi;
while PRTM do procedure: BPH, BPH - rCNT od;
if BPH - rCNT = 0 then TPH fi,

```

где $B_{PH}^{min} = t_{PH}^{(min)} / \Delta t_{PH}$ и $B_{PH} = t_{PH} / \Delta t_{PH}$ – числа, отображающие величины временных интервалов при заданном единичном интервале Δt_{PH} ; r_{CNT} – число, соответствующее порядковому номеру текущего

единичного интервала, т.е. текущему значению времени t на отрезке $t_{PH}, t = r_{CNT} \Delta t_{PH}$.

Однако, данный подход к определению временной задержки справедлив для установившегося выброса, когда в течение t_{PH} вероятность дальнейшего увеличения нагрузки мала. В то же время, как показывает практика, на отдельных уровнях загрузки электростанции имеют место существенные колебания стандартного отклонения σ_x относительно средних значений. Неучет этих колебаний может за время задержки привести к перегрузке двигателя, что является существенным недостатком.

Устранить этот недостаток можно путем сравнения значений действительной выработанной к текущему моменту времени r_{CNT} энергии W_T с допустимой W_D на участке $t_{PH} = B_{PH} \Delta t_{PH}$, полученной по результатам замера мощности в нулевом такте $\Delta P_{PH}(0)$, рис. 4, т.е. можно считать, что время задержки истечет в тот момент, когда:

$$W_T - W_D \geq 0;$$

$$W_T = \sum_{j=1}^{r_{CNT}} \Delta P_{PH}(j), \quad W_D = \Delta P_{PH}(0) B_{PH}.$$

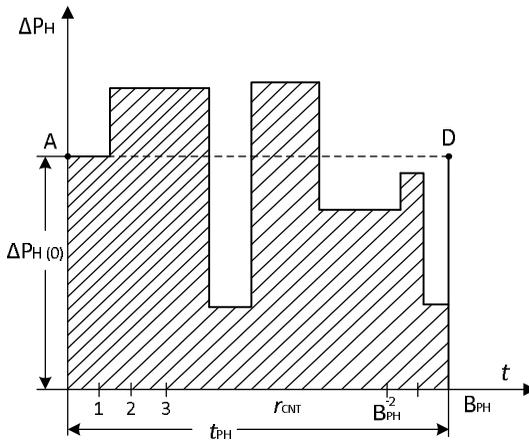


Рис. 4. Нагрузка электростанции:
 а) допустимое значение (линия A-D);

б) действительное значение (заштрихованная область)

В таком случае процедура контроля задержки сводится к следующему правилу:

if PH(*l*) *then* PRTM *else* *fi*;
while PRTM *do* *procedure* CTM: $\Delta P_{PH}(0)$, t_{PH} , Δt_{PH} , B_{PH}
while CTM *do*: $\sum_{j=1}^{r_{CNT}} \Delta P_{PH}(j) - \Delta P_{PH} B_{PH}$ *if*
 $\sum_{j=1}^{r_{CNT}} \Delta P_{PH}(j) - \Delta P_{PH} B_{PH} > 0$ *then* TPH *else* PRTM *fi*

Процедура CTM на основании $\Delta P_{PH}(0)$ определяет t_{PH} , рассчитывает B_{PH} и ведет счет программы таймера.

По истечении t_{PH} , если $\Delta P_{PH} > 0$, можно с целью сохранения текущего состава ГА по критерию выгоды предусмотреть также некоторые меры по их разгрузке, например, путем отключения второстепенных потребителей (CNS) или включения накопителя электроэнергии.

Выводы. В работе сформулированы основные задачи управления электроэнергетической установкой сложной структуры в условиях изменения нагрузки в нормальных и аварийных режимах.

Предложена обобщенная структура преобразователя состава ГА, состоящего из группы программных модулей, участвующих в решении задач управления составом ГА при изменении нагрузок.

Приведены примеры формализации программных модулей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шевченко В. А. Верификация функциональных алгоритмов системы управления многоагрегатной судовой электрической станцией / В. А. Шевченко // Автоматизация судовых технических средств: науч. -техн. сб. – 2015. – Вып. 21. Одесса: ОНМА. – С. 70 – 76.
2. Пипченко А. Н. Проблемы оптимизации судовых электростанций / А.Н. Пипченко, А.А. Толстов // Научн. журнал. – Вып. 6. – Л.: Судостроение, 1985. – С. 77-84.
3. Головки С. В. Моделирование автоматической системы управления судовой электростанции с учетом состояния оборудования / С. В. Головки // Вестник Астраханского государственного технического университета: научн. журнал. – Вып. 3 – Астрахань, 2014. – С. 58 – 63.
4. Пипченко А. Н. О некоторых методологических аспектах построения рациональных структур микропроцессорных систем в су-

довой энергетике / А.Н. Пипченко, В. В. Пономаренко // Электрооборудование и автоматизация установок и систем: сб. науч. тр. – Николаев, НКИ, 1988. – С. 47-58.

УДК 551.508.85 (551.576 +551.577)

Корбан Д.В.
НУ "ОМА"

ОБНАРУЖЕНИЕ И РАЗЛИЧИЕ ПОЛЯРИЗОВАННЫХ СИГНАЛОВ НАВИГАЦИОННЫХ ОБЪЕКТОВ ПРИ НАЛИЧИИ НОРМАЛЬНЫХ ЧАСТИЧНО ПОЛЯРИЗОВАННЫХ ПОМЕХ

Постановка проблемы в общем виде. При радиолокационном обнаружении и распознавании навигационных объектов судовыми РЛС особая роль отводится применению поляризационных объектов радиоволн в целях повышения их потенциальных информационных возможностей. Однако, эхо-сигналы метеорологических объектов на фоне которых производится радиолокационное обнаружение и распознавание объектов, являются частично поляризованными и поэтому возникает необходимость использовать статистические методы исследования.

В настоящее время рассмотрению и применению частично поляризованных радиоволн в задачах радиолокационного обнаружения, распознавания и классификации сигналов на фоне помех посвящены работы [1-3], в которых дается физическая интерпретация, теория и практика поляриметрии. Поляризационная селекция облаков и осадков рассмотрена в работе [4]. Сведения о статистической теории поляризации радиоволн помещены в работе [5].

Однако, в реальных условиях радиолокационного наблюдения навигационных объектов в условиях гидрометеорологических помех, поляризация эхо-сигналов зависит от природы источника ее излучения (рассеяния, отражения) и в большинстве случаев не совпадает с поляризацией принимаемой антенны судовой РЛС. Поляризация гидрометеорологических помех также не совпадает с поляризацией эхо-сигнала навигационного объекта и с поляризацией приемной антенны. Поэтому обработка суммарного эхо-сигнала, без учета его поляризационных характеристик, не является оптимальной и возникает проблема рационального построения функциональной схемы судового поляриметра, реализующего поляризационные эффекты.

Цель статьи. Целью данной статьи является рассмотрение вопросов статистического синтеза алгоритмов обнаружения и различения поляризованных сигналов при наличии частично поляризованных гидрометеорологических помех.

Изложение основного материала. При радиолокационном наблюдении навигационных объектов на фоне флуктуирующих мешающих отражений от частиц облаков и осадков водной и земной поверхности, эхо-сигнал будет представлять совокупность детерминированной и флуктуирующей составляющих. Детерминированная составляющая обусловлена отражениями от навигационных объектов с практически неизменными поляризационными свойствами, а флуктуирующая составляющая обусловлена отражениями от мешающего гидрометеорологического фона, поляризационные свойства которого изменяются во времени.

В составе такого сложного объекта, поляризационные свойства навигационного объекта не зависят от поляризационных параметров отдельных отражателей облаков и осадков, образующих флуктуирующий объект и остаются постоянными в любой момент времени радиолокационного наблюдения. С учетом этого, общие поляризационные свойства совокупности стабильного навигационного объекта и флуктуирующего мешающего объекта можно описать с помощью статистической матрицы рассеяния.

Сформируем радиолокационную модель сложного объекта, на входе которого действует зондирующий сигнал, представленный четырьмя параметрами Стокса $I(t)$, $Q(t)$, $U(t)$, $V(t)$:

$$E^{u3l}(t) = [E_1^{u3l}(t), E_2^{u3l}(t), E_3^{u3l}(t), E_4^{u3l}(t)]. \quad (1)$$

Здесь:

$$E_1^{u3l}(t) = \begin{bmatrix} I_1^{u3l}(t) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \text{где} \quad I_1^{u3l}(t) = E_{x_1}^{2u3l}(t) + E_{y_1}^{2u3l}(t); \quad (2)$$

$$E_2^{u3l}(t) = \begin{bmatrix} I_2^{u3l}(t) \\ Q_2^{u3l}(t) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \text{где} \quad I_2^{u3l}(t) = Q_2^{u3l}(t) = E_{x_2}^{2u3l}(t) + E_{y_2}^{2u3l}(t); \quad (3)$$

$$E_3^{uzl}(t) = \begin{bmatrix} I_3^{uzl}(t) \\ 0 \\ U_3^{uzl}(t) \\ 0 \end{bmatrix}, \text{ где } I_3^{uzl}(t) = U_3^{uzl}(t) = E_{x_3}^{2uzl}(t) + E_{y_3}^{2uzl}(t); \quad (4)$$

$$E_4^{uzl}(t) = \begin{bmatrix} I_4^{uzl}(t) \\ 0 \\ 0 \\ V_4^{uzl}(t) \end{bmatrix}, \text{ где } I_4^{uzl}(t) = V_4^{uzl}(t) = E_{x_4}^{2uzl}(t) + E_{y_4}^{2uzl}(t); \quad (5)$$

Отраженный объект сигнал запишется в виде:

$$E^{omp}(t) = [E_1^{omp}(t), E_2^{omp}(t), E_3^{omp}(t), E_4^{omp}(t)] \quad (6)$$

или с учетом его задания параметрами Стокса сигнал представим следующим образом:

$$E_1^{omp}(t) = \begin{bmatrix} I_1^{omp}(t) \\ Q_1^{omp}(t) \\ U_1^{omp}(t) \\ V_1^{omp}(t) \end{bmatrix}, \quad (7)$$

$$\text{где } I_1^{omp}(t) = E_{1x}^{2omp}(t) + E_{1y}^{2omp}(t);$$

$$Q_1^{omp}(t) = E_{1x}^{2omp}(t) - E_{1y}^{2omp}(t);$$

$$U_1^{omp}(t) = 2E_{1x}^{omp}(t)E_{1y}^{omp}(t)\cos\Phi_{x_1y_1}(t);$$

$$V_1^{omp}(t) = 2E_{1x}^{omp}(t)E_{1y}^{omp}(t)\sin\Phi_{x_1y_1}(t);$$

$\Phi(t)$ – разность фаз между ортогональными составляющими волны E_x и E_y .

$$E_2^{omp}(t) = \begin{bmatrix} I_2^{omp}(t) \\ Q_2^{omp}(t) \\ U_2^{omp}(t) \\ V_2^{omp}(t) \end{bmatrix}, \quad (8)$$

где

$$I_2^{omp}(t) = E_{2x}^{2omp}(t) + E_{2y}^{2omp}(t);$$

$$Q_2^{omp}(t) = E_{2x}^{2omp}(t) - E_{2y}^{2omp}(t);$$

$$U_2^{omp}(t) = 2E_{2x}^{omp}(t)E_{2y}^{omp}(t)\cos\Phi_{x_2y_2}(t);$$

$$V_2^{omp}(t) = 2E_{2x}^{omp}(t)E_{2y}^{omp}(t)\sin\Phi_{x_2y_2}(t);$$

$\Phi(t)$ – разность фаз между ортогональными составляющими волны E_x и E_y .

$$E_3^{omp}(t) = \begin{bmatrix} I_3^{omp}(t) \\ Q_3^{omp}(t) \\ U_3^{omp}(t) \\ V_3^{omp}(t) \end{bmatrix}, \quad (9)$$

где

$$I_3^{omp}(t) = E_{3x}^{2omp}(t) + E_{3y}^{2omp}(t);$$

$$Q_3^{omp}(t) = E_{3x}^{2omp}(t) - E_{3y}^{2omp}(t);$$

$$U_3^{omp}(t) = 2E_{3x}^{omp}(t)E_{3y}^{omp}(t)\cos\Phi_{x_3y_3}(t);$$

$$V_3^{omp}(t) = 2E_{3x}^{omp}(t)E_{3y}^{omp}(t)\sin\Phi_{x_3y_3}(t);$$

$\Phi(t)$ – разность фаз между ортогональными составляющими волны E_x и E_y .

$$E_4^{omp}(t) = \begin{bmatrix} I_4^{omp}(t) \\ Q_4^{omp}(t) \\ U_4^{omp}(t) \\ V_4^{omp}(t) \end{bmatrix}, \quad (10)$$

где

$$I_4^{omp}(t) = E_{4x}^{2omp}(t) + E_{4y}^{2omp}(t);$$

$$Q_4^{omp}(t) = E_{4x}^{2omp}(t) - E_{4y}^{2omp}(t);$$

$$U_4^{omp}(t) = 2E_{4x}^{omp}(t)E_{4y}^{omp}(t)\cos\Phi_{x_4y_4}(t);$$

$$V_4^{omp}(t) = 2E_{4x}^{omp}(t)E_{4y}^{omp}(t)\sin\Phi_{x_4y_4}(t);$$

$\Phi(t)$ – разность фаз между ортогональными составляющими волны E_x и E_y .

Можно предположить [3], что при взаимодействии электромагнитной волны с объектом будут выполняться следующие условия:

а) Линейность, если зондирующему объект сигналу $E_1^{u3l}(t)$, $E_2^{u3l}(t)$, $E_3^{u3l}(t)$, $E_4^{u3l}(t)$ отвечают соответственно отклики (отраженные сигналы) $E_1^{omp}(t)$, $E_2^{omp}(t)$, $E_3^{omp}(t)$, $E_4^{omp}(t)$, то линейным комбинациям возмущений:

$$n_1 E_{1x}^{u3l}(t) + n_1 E_{1y}^{u3l}(t), \quad (11)$$

$$n_2 E_{2x}^{u3l}(t) + n_2 E_{2y}^{u3l}(t), \quad (12)$$

$$n_3 E_{3x}^{u3l}(t) + n_3 E_{3y}^{u3l}(t), \quad (13)$$

$$n_4 E_{4x}^{u3l}(t) + n_4 E_{4y}^{u3l}(t) \quad (14)$$

отвечают соответственно отклики:

$$n_1 E_{1x}^{omp}(t) + n_1 E_{1y}^{omp}(t), \quad (15)$$

$$n_2 E_{2x}^{omp}(t) + n_2 E_{2y}^{omp}(t), \quad (16)$$

$$n_3 E_{3x}^{omp}(t) + n_3 E_{3y}^{omp}(t), \quad (17)$$

$$n_4 E_{4x}^{omp}(t) + n_4 E_{4y}^{omp}(t). \quad (18)$$

б) Вещественность, когда все компоненты облучаемой волны $E_1^{u3l}(t)$, $E_2^{u3l}(t)$, $E_3^{u3l}(t)$, $E_4^{u3l}(t)$ соответствуют обобщенным функциям $E_1^{u3l}(t) \in D'$, $E_2^{u3l}(t) \in D'$, $E_3^{u3l}(t) \in D'$, $E_4^{u3l}(t) \in D'$ и стремятся к нулю в D' , тогда и все компоненты отклика $E_1^{omp}(t)$, $E_2^{omp}(t)$, $E_3^{omp}(t)$, $E_4^{omp}(t)$ как обобщенные функции $E_1^{omp}(t) \in D'$, $E_2^{omp}(t) \in D'$, $E_3^{omp}(t) \in D'$, $E_4^{omp}(t) \in D'$ также стремятся к нулю в D' .

в) Трансляционная инвариантность, если исходным возмущениям $E_n^{u3l}(t)$ отвечает отклик $E_n^{omp}(t)$, то для любого временного сдвига τ справедливы следующие соответствия:

$$E_1^{u3l}(t - \tau) \rightarrow E_1^{omp}(t - \tau); \quad (19)$$

$$E_2^{u3l}(t - \tau) \rightarrow E_2^{omp}(t - \tau); \quad (20)$$

$$E_3^{u3l}(t - \tau) \rightarrow E_3^{omp}(t - \tau); \quad (21)$$

$$E_4^{u3l}(t - \tau) \rightarrow E_4^{omp}(t - \tau). \quad (22)$$

В соответствии с [3], эти условия эквивалентны существованию единственной $n \times n$ матрицы $S(t)$, элементы которой также являются обобщенными функциями $S_{ij}(t) \in D^{ij}$ и связывают облучение и отражение (возмущение и отклик) операций свертки, т.е.

$$SE^{u3l}(t) = E^{omp}(t). \quad (23)$$

В (23) линейный преобразователь $S(t)$ описывается матричной обобщенной функцией $S(t) \in D'$, независимой от зондирующего сигнала $E^{u3l}(t) \in D'$. С помощью матрицы S в (23) можно определить отраженный сигнал (отклик) на любой зондирующий сигнал (входной) $E^{u3l}(t) \in D'$.

Радиолокационный эхо-сигнал медленно флуктуирующей точечной цели (навигационного объекта с изменяющимся ракурсом) с матрицей рассеяния S при наличии фона пространственно распределенных рассеивателей (частиц облаков и осадков) согласно [1], запишется в виде:

$$E^{omp}(t) = SE_d^{uzl}(t) + E^{cl}(t) + N(t), \quad (24)$$

где в излучаемой волне $E_d^{uzl}(t)$ нижний индекс d указывает на появление возможного доплеровского сдвига в зондирующем сигнале при его рассеянии на движущемся навигационном объекте;

$E^{cl}(t)$ - отражение от метеообразований;

$N(t)$ - совокупность аддитивных гаусовских шумов во всех каналах приемного устройства судового поляриметра.

Выделяя в сигнале $E^{omp}(t)$ его составляющих $E_d^{uzl}(t)$, $E^{cl}(t)$, $N(t)$ вектор комплексных огибающих и заменяя все сигналы на их комплексные огибающие, матрица рассеяния $S(t)$ становится в (23) комплексной и поэтому только в этом случае взаимодействие электромагнитной волны с рассеивателем можно представить в виде произведений.

Реальная среда, в которой распространяются радиолокационные сигналы, имеет электродинамические параметры, соответствующие вещественной симметричной и положительно определенной поляризационной матрице. Матрица рассеяния является имманентной характеристикой объекта радиолокационного наблюдения и поэтому необходимо, по определенным соображениям, производить выбор наиболее рационального ее представления. При этом определение характеристик состояния объекта (радиолокационной цели) производится как некоторых функционалов от матрицы рассеяния для выбранного ее представления.

По системе собственных функций можно представить электромагнитную волну на излучение и прием поляризационными параметрами Стокса, после чего по определенной для функционального анализа методике осуществляется представление матрицы рассеяния объекта, которая является полной характеристикой рассеивающих свойств объекта, поскольку с помощью ее определяется поляризационная структура рассеянного сигнала при любом спектральном со-

ставе поляризованной облучающей волны и любых фиксированных условий радиолокационного наблюдения.

Навигационные объекты, находящиеся в зоне выпадающих осадков, являются радиолокационными объектами, эхо-сигналы которых имеют детерминированную и флуктуирующую составляющие, а поляризационные свойства имеют различные сочетания стабильный и флуктуирующий компонент эхо-сигнала.

Флуктуирующая составляющая является мешающим фоном, затрудняющим радиолокационное распознавание навигационного объекта и обработки его эхо-сигналов. Учет степени воздействия флуктуирующей составляющей (помехи) на эхо-сигнал навигационного объекта можно осуществить методами статистического анализа [6]. Подбор оптимальной поляризации антенны судовой РЛС на передачу и прием для каждого конкретного образца сочетания поляризационных свойств эхо-сигнала объект + помеха должен уменьшить в суммарном эхо-сигнале интенсивности от помехи и оптимально использовать поляризационные свойства антенны при приеме эхо-сигнала объекта. В идеальном случае эффект достигается, когда поляризация антенны ортогональна эллипсу поляризации помехи и полностью согласована с поляризацией эхо-сигнала навигационного объекта.

Будем рассматривать радиолокационное обнаружение детерминированного сигнала по поляризационной матрице рассеяния объекта, при наличии частично поляризованной помехи.

Пусть радиолокационный сигнал $S(t)$ в произвольном поляризационном базисе характеризуется матрицей, элементы которой S_{ik} ($i, k = 1 \dots 16$) являются детерминированными функциями времени:

$$\begin{bmatrix} \dot{S}_{11}(t) & \dot{S}_{12}(t) & \dot{S}_{13}(t) & \dot{S}_{14}(t) \\ \dot{S}_{21}(t) & \dot{S}_{22}(t) & \dot{S}_{23}(t) & \dot{S}_{24}(t) \\ \dot{S}_{31}(t) & \dot{S}_{32}(t) & \dot{S}_{33}(t) & \dot{S}_{34}(t) \\ \dot{S}_{41}(t) & \dot{S}_{42}(t) & \dot{S}_{43}(t) & \dot{S}_{44}(t) \end{bmatrix}. \quad (25)$$

Матрица (25) определяется с помощью судового радиолокатора, имеющего два ортогональных приемных канала. По аналогии с (25)

поляризованная матрица частично поляризованной помехи запишется в виде:

$$\begin{bmatrix} \dot{i}_{11}(t) & \dot{i}_{12}(t) & \dot{i}_{13}(t) & \dot{i}_{14}(t) \\ \dot{i}_{21}(t) & \dot{i}_{22}(t) & \dot{i}_{23}(t) & \dot{i}_{24}(t) \\ \dot{i}_{31}(t) & \dot{i}_{32}(t) & \dot{i}_{33}(t) & \dot{i}_{34}(t) \\ \dot{i}_{41}(t) & \dot{i}_{42}(t) & \dot{i}_{43}(t) & \dot{i}_{44}(t) \end{bmatrix}. \quad (26)$$

С учетом (25) и (26) суммарный частично поляризованный эхосигнал $S(t)$, поступающий на вход приемника судовой РЛС, можно представить также в виде поляризационной матрицы, в которой $S(t)$ представлен параметрами Стокса $I(t)$, $Q(t)$, $U(t)$, $V(t)$:

$$\begin{bmatrix} I_{11}^{np}(t) & I_{12}^{np}(t) & I_{13}^{np}(t) & I_{14}^{np}(t) \\ Q_{21}^{np}(t) & Q_{22}^{np}(t) & Q_{23}^{np}(t) & Q_{24}^{np}(t) \\ U_{31}^{np}(t) & U_{32}^{np}(t) & U_{33}^{np}(t) & U_{34}^{np}(t) \\ V_{41}^{np}(t) & V_{42}^{np}(t) & V_{43}^{np}(t) & V_{44}^{np}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{S}_{11}(t) + \dot{i}_{11}(t) & \dot{S}_{12}(t) + \dot{i}_{12}(t) & \dot{S}_{13}(t) + \dot{i}_{13}(t) & \dot{S}_{14}(t) + \dot{i}_{14}(t) \\ \dot{S}_{21}(t) + \dot{i}_{21}(t) & \dot{S}_{22}(t) + \dot{i}_{22}(t) & \dot{S}_{23}(t) + \dot{i}_{23}(t) & \dot{S}_{24}(t) + \dot{i}_{24}(t) \\ \dot{S}_{31}(t) + \dot{i}_{31}(t) & \dot{S}_{32}(t) + \dot{i}_{32}(t) & \dot{S}_{33}(t) + \dot{i}_{33}(t) & \dot{S}_{34}(t) + \dot{i}_{34}(t) \\ \dot{S}_{41}(t) + \dot{i}_{41}(t) & \dot{S}_{42}(t) + \dot{i}_{42}(t) & \dot{S}_{43}(t) + \dot{i}_{43}(t) & \dot{S}_{44}(t) + \dot{i}_{44}(t) \end{bmatrix}. \quad (27)$$

Соотношение (27) записано с учетом того, что помеха является стационарной и статистически независимой от радиолокационного сигнала.

Определим оптимальную процедуру обработки поляризованного эхо-сигнала при наличии частично поляризованной коррелированной помехи. Пусть на вход антенны судовой РЛС поступает частично поляризованный эхо-сигнал от каждого облучения объекта электромагнитной волной четырех фиксированных поляризаций и содержа-

щий две ортогональные составляющие $E_1^{np}(t)$, $E_2^{np}(t)$, мощность которых $E_1^{2np}(t)$ и $E_2^{2np}(t)$, из которых поляризационное устройство (преобразователь) формирует 16 вещественных параметров Стокса при каждом облучении сложного объекта электромагнитной неполяризованной волной (H) линейной вертикальной поляризации ($ЛВ$), линейной поляризованной с наклоном электрического вектора 45° ($Л45$) и волной круговой поляризации ($К$):

$$\begin{matrix} I_{11}^H & I_{12}^{Л6} & I_{13}^{Л45} & I_{14}^K \\ Q_{21}^H & Q_{22}^{Л6} & Q_{23}^{Л45} & Q_{24}^K \\ U_{31}^H & U_{32}^{Л6} & U_{33}^{Л45} & U_{34}^K \\ V_{41}^H & V_{42}^{Л6} & V_{43}^{Л45} & V_{44}^K \end{matrix}, \quad (28)$$

где параметры Стокса отраженной волны связаны следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} I_{11}^H &= E_1^2 + E_2^2; \\ Q_{21}^H &= E_1^2 - E_2^2; \\ U_{31}^H &= 2E_1E_2\cos\Phi_{12}; \end{aligned} \quad (29)$$

$$\begin{aligned} V_{41}^H &= 2E_1E_2\sin\Phi_{12}; \\ I_{12}^{Л6} &= E_1^2 + E_2^2; \\ Q_{22}^{Л6} &= E_1^2 - E_2^2; \\ U_{32}^{Л6} &= 2E_1E_2\cos\Phi_{12}; \end{aligned} \quad (30)$$

$$\begin{aligned} V_{42}^{Л6} &= 2E_1E_2\sin\Phi_{12}; \\ I_{13}^{Л45} &= E_1^2 + E_2^2; \\ Q_{23}^{Л45} &= E_1^2 - E_2^2; \\ U_{33}^{Л45} &= 2E_1E_2\cos\Phi_{12}; \end{aligned} \quad (31)$$

$$\begin{aligned} V_{43}^{Л45} &= 2E_1E_2\sin\Phi_{12}; \\ I_{14}^K &= E_1^2 + E_2^2; \\ Q_{24}^K &= E_1^2 - E_2^2; \\ U_{34}^K &= 2E_1E_2\cos\Phi_{12}; \end{aligned} \quad (32)$$

$$V_{44}^K = 2E_1E_2\sin\Phi_{12}.$$

С учетом (27) параметры Стокса эхо-сигналов навигационного объекта и помехи запишутся следующим образом:

$$\begin{aligned} I_{11(o+n)}(t) &= \dot{S}_{11}(t) + \dot{I}_{11}(t); \\ I_{12(o+n)}(t) &= \dot{S}_{12}(t) + \dot{I}_{12}(t); \\ I_{13(o+n)}(t) &= \dot{S}_{13}(t) + \dot{I}_{13}(t); \\ I_{14(o+n)}(t) &= \dot{S}_{14}(t) + \dot{I}_{14}(t); \end{aligned} \quad (33)$$

$$\begin{aligned} Q_{21(o+n)}(t) &= \dot{S}_{21}(t) + \dot{I}_{21}(t); \\ Q_{22(o+n)}(t) &= \dot{S}_{22}(t) + \dot{I}_{22}(t); \\ Q_{23(o+n)}(t) &= \dot{S}_{23}(t) + \dot{I}_{23}(t); \\ Q_{24(o+n)}(t) &= \dot{S}_{24}(t) + \dot{I}_{24}(t); \end{aligned} \quad (34)$$

$$\begin{aligned} U_{31(o+n)}(t) &= \dot{S}_{31}(t) + \dot{I}_{31}(t); \\ U_{32(o+n)}(t) &= \dot{S}_{32}(t) + \dot{I}_{32}(t); \\ U_{33(o+n)}(t) &= \dot{S}_{33}(t) + \dot{I}_{33}(t); \\ U_{34(o+n)}(t) &= \dot{S}_{34}(t) + \dot{I}_{34}(t); \end{aligned} \quad (35)$$

$$\begin{aligned} V_{41(o+n)}(t) &= \dot{S}_{41}(t) + \dot{I}_{41}(t); \\ V_{42(o+n)}(t) &= \dot{S}_{42}(t) + \dot{I}_{42}(t); \\ V_{43(o+n)}(t) &= \dot{S}_{43}(t) + \dot{I}_{43}(t); \\ V_{44(o+n)}(t) &= \dot{S}_{44}(t) + \dot{I}_{44}(t), \end{aligned} \quad (36)$$

а параметры Стокса с эхо-сигналами помехи связаны следующими зависимостями:

$$\begin{aligned} I_{11(n)}(t) &= \dot{I}_{11}(t); \\ I_{12(n)}(t) &= \dot{I}_{12}(t); \\ I_{13(n)}(t) &= \dot{I}_{13}(t); \\ I_{14(n)}(t) &= \dot{I}_{14}(t); \end{aligned} \quad (37)$$

$$\begin{aligned} Q_{21(n)}(t) &= \dot{i}_{21}(t); \\ Q_{22(n)}(t) &= \dot{i}_{22}(t); \\ Q_{23(n)}(t) &= \dot{i}_{23}(t); \end{aligned} \quad (38)$$

$$\begin{aligned} Q_{24(n)}(t) &= \dot{i}_{24}(t); \\ U_{31(n)}(t) &= \dot{i}_{31}(t); \\ U_{32(n)}(t) &= \dot{i}_{32}(t); \\ U_{33(n)}(t) &= \dot{i}_{33}(t); \end{aligned} \quad (39)$$

$$\begin{aligned} U_{34(n)}(t) &= \dot{i}_{34}(t); \\ V_{41(n)}(t) &= \dot{i}_{41}(t); \\ V_{42(n)}(t) &= \dot{i}_{42}(t); \\ V_{43(n)}(t) &= \dot{i}_{43}(t); \\ V_{44(n)}(t) &= \dot{i}_{44}(t). \end{aligned} \quad (40)$$

Особенностью решения поставленной задачи является необходимость оперировать не с одной случайной функцией, а с шестнадцатью. Оптимальной процедурой обработки такого сложного частично поляризованного сигнала является алгоритм, формирующий следующие отношения правдоподобия:

$$\begin{aligned} R(I_{11}, I_{12}, I_{13}, I_{14}, Q_{21}, Q_{22}, Q_{23}, Q_{24}, U_{31}, U_{32}, U_{33}, U_{34}, V_{41}, V_{42}, V_{43}, V_{44}) = \\ = \\ \frac{W_{S+l} \left[I_{11}^1, I_{12}, I_{13}, I_{14}^N, Q_{21}^1, Q_{22}, Q_{23}, Q_{24}^N, U_{31}^1, U_{32}, U_{33}, U_{34}^N, V_{41}^1, V_{42}, V_{43}, V_{44}^N \right]}{W_l \left[I_{11}^1, I_{12}, I_{13}, I_{14}^N, Q_{21}^1, Q_{22}, Q_{23}, Q_{24}^N, U_{31}^1, U_{32}, U_{33}, U_{34}^N, V_{41}^1, V_{42}, V_{43}, V_{44}^N \right]} \end{aligned} \quad (41)$$

и принимает решение о наличии ($R \geq R_0$) или отсутствии ($R < R_0$) поляризованного сигнала $S_{ij}(t)$. Здесь R_0 – порог, определяемый критерием выбора решения задачи, а W_{S+l} и W_l – функции правдоподобия наблюдаемых координат при условии наличия либо отсутствия эхо-сигналов объекта и помехи соответственно, а элементы поляризационной матрицы помехи (2) являются нормальными случайными функциями с нулевым средним значением.

Рассмотренный алгоритм принятия решения является оптимальным для любого критерия качества выбора решения, определяемого величиной порога R_0 .

Выводы и перспективы дальнейших исследований

Полученная в работе оптимальная процедура обработки сложного частично поляризованного сигнала, алгоритм которой формирует отношение правдоподобия, позволяет повысить эффективность радиолокационного распознавания судовыми поляриметрами навигационных объектов при наличии гидрометеорологического фона.

При обнаружении по поляризационной матрице детерминированного сигнала при наличии частично поляризованной коррелированной помехи дальнейшие исследования будут направлены на поиск зависимости

$P_D = f(P_F)$, где P_D - вероятность правильного обнаружения объекта, а P_F - вероятность ложной тревоги и построения функциональной схемы обнаружителя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Канарейкин Д.Б. Поляризация радиолокационных сигналов / Д.Б. Канарейкин, Н.Ф. Павлов, В.А. Потехин . – М.: Изд-во «Советское радио», 1966. – 440 с.
2. Канарейкин Д.Б. Морская поляриметрия / Д.Б. Канарейкин, В.А. Потехин, И.Ф. Шишкин . – Л.: Судостроение, 1968. – 328с.
3. Поляризация сигналов в сложных транспортных радиоэлектронных комплексах / [В.Б. Авишев, Ю.В. Алексеев, В.М. Бернер и др]; под ред. А.И. Козлова и В.А. Сарычева. – Санкт-Петербург: «Хронограф», 1994. – 460с.
4. Корбан В.Х. Поляризаційна селекція хмар і опадів / В.Х. Корбан . – Одеса, 2004. – 248 с.
5. Поздняк С.И. Введение в статистическую теорию поляризации радиоволн / С.И. Поздняк, В.А. Мелитицкий. – М.: Изд-во «Советское радио», 1974. – 480 с.
6. Левин Б.Р. Теоретические основы статистической радиотехники / Б.Р. Левин. – М.: Изд-во «Советское радио». – Кн. 1, 1968. – 273 с.

УДК 621.436.1 (621.431.74)

Литвиненко В.П.,
Азовский морской институт НУ «ОМА»

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО РАСШИРЕНИЯ ПОСРЕДСТВОМ ОЦЕНКИ ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫХ ПРОЦЕССОВ ОБЪЕМНЫМИ ПОКАЗАТЕЛЯМИ

Введение. Степень предварительного расширения является одним из фундаментальных параметров, используемых в расчете дизеля. Его применяют, например, при определении количества подводимого – q_1 и отводимого – q_2 тепла в цикле работы дизеля, в расчетах термодинамического к.п.д., отображающего связь по сути всех параметров цикла. В тоже время, расчет этого параметра осуществляется по многокритериальным зависимостям, на основании ряда допущений, которые ограничивают возможность получения относительно точных значений.

Анализ состояния проблемы. В сложившейся теории, расчет степени предварительного расширения выполняется по условию определения температуры в конце видимого сгорания – T_Z , основываясь на ряде теоретических допущений. Задаются наибольшим давлением сгорания – P_Z , либо степенью повышения давления – λ , определяющей – P_Z .

Используя первый закон термодинамики, из расчета, что теплота сгорания топлива расходуется на повышение внутренней энергии рабочего тела и на совершение работы расширения в изобарном процессе, рассматривается следующее соотношение:

$$\xi_Z \cdot Q_H = (U_Z)_{T_c}^{T_z} + L_{ZZ} \quad (1)$$

где ξ_Z – коэффициент выделения тепла;

Q_H – низшая теплота сгорания топлива;

$(U_Z)_{T_c}^{T_z}$ – приращение внутренней энергии рабочего тела в интервале температур в такте сжатия – T_C и в активной фазе сгорания – T_Z .

$$(U_Z)_{T_c}^{T_z} = (U_Z)_0^{T_z} - (U_C)_0^{T_c} \quad (2)$$

где $(U_Z)_0^{Tz}$ и $(U_C)_0^{Tc}$ - внутренняя энергия рабочего тела в такте сжатия и в активной фазе сгорания.;

$L_{ZZ'}$ - работа расширения в изобарном процессе.

После относительно сложного ряда преобразований и допущений определяется уравнение сгорания смешанного цикла, выражаемое следующим соотношением:

$$\frac{\xi_Z \times Q_H}{\alpha \times M_0} + (C_{V\mu}' + 1,986\lambda) \cdot T_C + \gamma_2 \cdot (C_{V\mu}'' + 1,986\lambda) \cdot T_C = \beta_Z \cdot (1 + \gamma_2) \cdot C_{P\mu}'' \cdot T_Z \quad (3)$$

где α - коэффициент избытка воздуха;

M_0 - теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг;

$C_{V\mu}'$ - средняя молярная изохорная теплоемкость для сухого воздуха, кДж/моль $^{\circ}\text{K}$;

$C_{V\mu}''$ - средняя молярная изохорная теплоемкость для продуктов сгорания, кДж/моль $^{\circ}\text{K}$;

λ - степень повышения давления;

$C_{P\mu}''$ - средняя молярная изобарная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/моль $^{\circ}\text{K}$;

T_C, T_Z - температура рабочего тела в такте сжатия и фазе активного сгорания, $^{\circ}\text{K}$;

γ_2 - коэффициент остаточных газов.

В дальнейших расчетах, посредством подстановки числовых значений, выражение (3) приводят к квадратному уравнению относительно температуры – T_Z , поскольку средняя молярная теплоемкость $C_{P\mu}''$ содержит – T_Z . Уравнение (3) принимает следующий вид:

$$A \cdot T_Z^2 + B T_Z - C = 0 \quad (4)$$

Это уравнение решается способом последовательных приближений за счет априорного выбора значений T_Z - методом последовательных приближений.

В другом случае допускается, что степень предварительного расширения связана с окончанием расширения, что учитывается со-

отношением $\left(\frac{P_B}{P_Z}\right)^{\frac{1}{n_2}}$ и используется зависимость вида:

$$\rho = \left[\frac{(\zeta_\delta - 1) \times (1 - \psi_P)}{1 - \psi_C} + 1 \right] \cdot \left(\frac{P_B}{P_Z} \right)^{\frac{1}{n_2}} \quad (5)$$

где ζ_δ - действительная степень сжатия;

ψ_C - доля объема цилиндра, занятая процессом на ходе сжатия;

ψ_P - доля объема цилиндра, занятая процессом при расширении;

P_B - давление газов на линии расширения, МПа;

P_Z - давление газов в активной фазе сгорания, МПа;

n_2 - показатель политропы расширения, 1,2 – 1,3.

В последующем, с целью установления связи между степенью нарастания давления – λ и степенью предварительного расширения – ρ , процессы сжатия и расширения, а по сути сгорания объединяются в единую систему в виде соотношения:

$$\frac{P_z V_z}{P_c V_c} = \frac{M + M_2}{M_1 + M_2} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (6)$$

где, M_1 - количество свежего заряда воздуха.

Из соотношения (6) посредством простых преобразований взаимосвязь между степенью нарастания давления – λ и степенью предварительного расширения – ρ , представляется в виде выражения:

$$\lambda \rho = \beta_z \frac{T_z}{T_c} \quad (7)$$

откуда, определяется степень предварительного расширения:

$$\rho = \frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c} \quad (8)$$

Анализируя выражения (4-8) можно сделать вывод о том, что используемые при проектировании и в инженерной практике расчеты показателя предварительного расширения оказываются сложными и

характеризуются низкой точностью. Такое положение привносит необходимость использования в расчетах известные параметры, характерные для двигателей принятых в качестве аналогов. Однако при таком подходе не обеспечивается возможность анализа совершенства конструкции дизелей, с учетом особенностей организации внутрицилиндровых процессов на конкретном дизеле. Ограничиваются условия выявления характера влияния привносимых в конструкцию дизеля инноваций на процессы преобразования тепловой энергии.

Целью исследования в статье стало совершенствование подходов к проектированию конструкции дизелей.

Таким образом, на основании обзора состояния рассматриваемого вопроса, [1-4], в статье ставилась задача расчета показателя степени предварительного расширения, решение который оказалось бы простым и доступным при использовании в инженерной практике. При этом принималось во внимание необходимость учета характера протекания внутрицилиндровых процессов.

Изложение нового материала. В основу исследования было положено допущение о том, что отношение N_e/P_e определяет скорость процесса образования движущей силы в цилиндре двигателя. Так, что с учетом коэффициента пропорциональности эта скорость может быть представлена соотношением:

$$V_{об} = k \cdot \frac{N_e}{P_e} \quad (9)$$

где, $V_{об}$ - объемная скорость, $м^3/с$;

N_e - эффективная цилиндровая мощность дизеля, $кВт$;

P_e - среднее эффективное давление цилиндра, $бар$;

k - коэффициент пропорциональности.

Заметим, что в сложившейся теории мощность двигателя - N_e определяется из соотношения:

$$N_e = \frac{P_e \cdot U_h \cdot n \cdot i}{m} \quad (10)$$

где, U_h - рабочий объем цилиндра;

i - количество цилиндров;

n - число оборотов двигателя;

m - коэффициент тактности.

Так, что с учетом выражения (9) объемная скорость определится из выражения:

$$V_{об} = \frac{U_h \cdot n \cdot i}{m} \quad (11)$$

Рассматривая процесс для одного цилиндра двухтактного двигателя, заметим, что в этом случае $m=1$, $i=1$ выражение (11) примет вид:

$$V_{об} = U_h \cdot n \quad (12)$$

и, при условии, что $U_h = S \cdot h$,

где S - площадь поршня;

h - ход поршня. Имеем:

$$V_{об} = S \cdot h \cdot n \quad (13)$$

Заметим, что воздействие расширяющихся газов на поршень зависит от скорости его перемещения, которая обеспечивает высвобождение объема цилиндра за счет сил инерции, установившихся вследствие вращения коленчатого вала.

Так, что условие оптимальности выразится в соотношении: $V_{об} \geq V_{ц}$, где $V_{ц}$ – скорость высвобождения объема цилиндра по ходу движения поршня, m^3/c . Заметим что условие при котором $V_{об} \geq V_{ц}$ и будет указывать на объем цилиндра, высвобождаемый вследствие «мгновенного» воздействия расширяющихся газов в цикле дизеля. То есть является объемом предварительного расширения, которое характеризует процесс при постоянном давлении сгорания - P_z .

В целях проверки выдвинутых положений, определялась скорость высвобождения объема по ходу движения поршня в такте расширения использованием известного соотношения, определяемого линейное перемещение поршня [2].

$$V_n = R \cdot \omega (\sin \alpha + 0,5 \lambda \sin 2\alpha) \quad (14)$$

где R – радиус кривошипа;

ω – угловая скорость коленчатого вала;

α – угол поворота коленчатого вала;

λ – постоянная кривошипно-шатунного механизма,

$$\lambda = \frac{R}{L} \quad (15)$$

где L – длина шатуна.

Принимая во внимание сделанные ранее допущения, выражение (14) преобразовывалось к удобному для расчетов виду, с этой целью параметры R , λ и ω заменялись соответствующими выражениями: $R=H/2$, $\lambda=H/2L$ и $\omega=\pi n/30$. Тогда, с учетом допущений, выражение (14) преобразовывалось к виду удобному для выполнения расчетов скорости высвобождаемого объема в результате перемещения поршня.

$$V_y = 0,041 \cdot D^2 \cdot n \cdot (H \sin \alpha + 0,25 \frac{H^2}{L} \sin 2\alpha) \quad (16)$$

где n – число оборотов коленчатого вала двигателя.

Используя технические характеристики дизелей, приведенные в табл. 1, в работе выполнен расчет - $V_{об}$ и $V_{ц}$. Определен угол поворота коленчатого вала - α , при котором соблюдается условие $V_{об} \geq V_{ц}$, а также объем цилиндра - V_x , высвобождаемый при перемещении поршня за счет поворота коленчатого вала на рассчитанное значение угла. В расчете (V_x), при известном угле (α) определялось как произведение площади поршня - (S_n) его перемещения - (S_x) при повороте коленчатого вала на определенный угол.

$$V_x = S_n \cdot \frac{H}{2} \cdot (1 - \cos \alpha) \cdot (1 + 0,25 \frac{H^2}{L} (1 + \cos \alpha)) \quad (17)$$

Расчет степени предварительного расширения - ρ осуществлялся по прямому соотношению между объемом, высвобождаемым в результате движения поршня под воздействием расширяющихся газов - V_z и объемом камеры сжатия - V_c .

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} \quad (18)$$

При этом учтено, что $V_z = V_x + V_c$.

Таблица 1 Результаты расчета степени предварительного расширения

№ п/п	Модель двигателя	Цилиндрическая мощность, кВт.	Среднее эффективное давление, $P_{\text{эф}}$, бар	Номинальное число оборотов, n , мин ⁻¹	Диаметр цилиндра, D , мм	Холостая высота, H , мм	Объемная скорость проточка, $V_{\text{пр}}$, м ³ /с	α при $V_{\text{пр}}$	Холостая по предварительному расширению, $S_{\text{М}}$	Объем цилиндра по предварительному расширению, $V_{\text{пр}}$, м ³	Рабочий объем цилиндра - $V_{\text{рб}}$, м ³	Объем камеры сгорания - $V_{\text{сг}}$, м ³	Степень предварительного расширения ρ
3	K90MC-C	4560	18	104	900	2300	2,533	13 ⁰ 37	0,0435	0,0277	1,243	0,073	1,378
4	K80MC-C	3610	18	104	800	2300	2,006	13 ⁰ 29	0,044	0,0221	0,982	0,058	1,381
5	K98MC-C	5710	18,2	104	980	2400	3,137	13 ⁰ 24	0,0452	0,0341	1,537	0,090	1,379
1	K98MC	5720	18,2	94	980	2660	3,143	13 ⁰ 09	0,0487	0,0367	1,705	0,100	1,367
2	L35MC	650	18,4	210	350	1050	0,353	13 ⁰ 07	0,0193	0,0019	0,0858	0,005	1,370
6	S50MC	1430	18	127	500	1910	0,794	12 ⁰ 57	0,0348	0,0068	0,319	0,019	1,359
7	S70MC	2810	18	91	700	2674	1,561	12 ⁰ 57	0,0486	0,0187	0,874	0,051	1,365
8	S42MC	1080	19,5	136	420	1764	0,554	12 ⁰ 57	0,0320	0,0044	0,208	0,012	1,369
9	S80MC	3840	19	79	800	3056	2,021	12 ⁰ 56	0,0553	0,02778	1,305	0,077	1,361
10	S60MC	2040	18	105	600	2292	1,133	12 ⁰ 56	0,0415	0,0117	0,551	0,032	1,366
11	S26MC	400	18,5	250	260	980	0,216	12 ⁰ 55	0,0177	0,00094	0,041	0,002	1,469
12	S46MC-C	1310	19	129	460	1932	0,689	12 ⁰ 36	0,0345	0,00573	0,273	0,016	1,358
13	S80MC-C	3880	19	76	800	3200	2,042	12 ⁰ 31	0,0563	0,02828	1,366	0,08	1,354
14	S90MC-C	4890	19	76	900	3188	2,574	12 ⁰ 31	0,0562	0,0357	1,723	0,102	1,350
15	S70MC-C	3105	19	91	700	2800	1,634	12 ⁰ 30	0,0505	0,0192	0,915	0,054	1,356
16	S50MC-C	1580	19	127	500	2000	0,832	12 ⁰ 30	0,0351	0,0069	0,334	0,020	1,344
17	S60MC-C	2255	19	105	600	2400	1,187	12 ⁰ 29	0,0412	0,0116	0,576	0,034	1,342
18	S35MC	740	19,1	183	350	1400	0,387	12 ⁰ 10	0,0225	0,0022	0,114	0,007	1,309

Объем камеры сжатия рассчитывался из условия, что рабочий объем цилиндра может быть определен из известных конструктивных соотношений дизелей, с учетом части объема предусмотренной для органов газообмена в такте расширения в виде коэффициента потерянного объема - ψ_p . Так, что объем камеры сжатия рассчитывался по выражению:

$$V_c = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot H \cdot (1 - \psi_p)}{4(\varepsilon - 1)} \quad (19)$$

где, ε - действительная степень сжатия, в расчетах принята равной 18 единицам для всех рассматриваемых дизелей.

Результаты выполненных таким образом расчетов приведены в табл. 1.

Выводы. Допущения относительно целесообразности использования показателей развития объемных процессов, использованием объемной скорости в определенной мере подтвердились, поскольку полученные расчетом значения степени предварительного расширения в полной мере коррелируются с известными значениями, которые находятся в интервале 1,2 – 1,6. Рассмотренная методика расчета степени предварительного расширения дизеля характеризуется четким физическим смыслом и не требует, каких либо допущений и эмпирических показателей для применения в инженерной практике.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Васькевич Ф.А. Двигатели внутреннего сгорания. Теория, эксплуатация, обслуживание: учебное пособие / Ф. А. Васькевич. – Новосибирск: НГМА, 2001. – 296с.
2. Истомин П. А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания / П. А. Истомин. – Л.: Судостроение, 1964. – 287с.
3. Миклос А. Г. Судовые двигатели внутреннего сгорания / А. Г. Миклос, Н. Г. Чернявская, С. Г. Червяков. - Л.: Судостроение, 1986. - 360 с.
4. Гогин А. Ф. Судовые дизели: основы теории, устройство и эксплуатация / А. Ф. Гогин, Е. Ф. Кивалкин, А. А. Богданов. - М.: Транспорт, 1988. - 439 с.

УДК 621.431

Сагин С.В., Семенов А.В.
НУ «ОМА»

ОЦЕНКА ВЯЗКОСТИ МАСЛА ПРИ ОБЕСПЕЧЕНИИ РЕЖИМОВ СМАЗЫВАНИЯ ЦИЛИНДРОВОЙ ГРУППЫ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Введение. Эксплуатация судовых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) невозможна без использования рабочих жидкостей, одной из которых является смазочное масло. Судовые ДВС характеризуются наличием большого числа трибосопряжений, работоспособность которых происходит при различных условиях смазывания и обеспечивается моторными маслами с различными эксплуатационными свойствами. Для современных судовых дизелей основными узлами смазывания являются цилиндропоршневая группа (ЦПГ) и подшипники движения (рамовые, мотылевые, крейцкопфные). Подачу моторного масла к этим элементам осуществляется с помощью лубрикаторной (цилиндровой) и циркуляционной систем смазывания. Даже кратковременное отклонение от заданного режима смазывания как в одной, так и в другой системе, может привести к опасным аварийным ситуациям и повреждениям либо ЦПГ, либо колленчатого вала и его подшипников. Это, в свою очередь, вынуждает ограничивать электроснабжение судна (в случае возникновения такой ситуации со вспомогательным дизель-генератором), либо полностью выводить судно из ходового режима (в случае отказа в работе главного двигателя).

Постановка проблемы. Работа моторного масла в судовых дизелях сопровождается изменением его физико-химического состояния, в том числе деформацией. Для смазочного материала, находящегося в зоне контакта, характерны основные признаки деформации: наличие приложенной извне механической силы и изменение формы, которое заключается в смещении частиц тела (в данном случае молекул) относительно друг друга. Подобные изменения в организации строения мономолекулярных слоев проявляют свои свойства в области микронных прослоек масла, разделяющих контактирующие поверхности и обеспечивающих граничный режим смазывания (предотвращая таким образом сухое трение и адгезионный контакт). При этом происходящее изменение характеристик смазочного материала, являющегося составным компонентом триады трения металл – смазочный слой – металл, не учитывается ни в практике эксплуатации

судовых ДВС, ни в большинстве научных исследований, посвященных трибологическим явлениям в тепловых двигателях.

Целью исследования является определение диапазона стратификации вязкости моторного масла, возникающей в условиях граничного и гидродинамического смазывания цилиндропоршневой группы судовых малооборотных дизелей, а также разработка модели зоны трения поршневое кольцо – цилиндровая втулка с учетом разницы диаметрального зазора в сопряжениях поршень – втулка и кольцо – втулка.

Изложение материала исследования. Поступательное движение поршня в цилиндре дизеля не только обеспечивает полезную работу, но и способствует механическим нагрузкам на ЦПП и кривошипно-шатунный механизм.

В случае рассмотрения пары поршневое кольцо – втулка цилиндра в качестве механической силы на молекулы масла действует нормальная сила, прижимающая поршень к стенке цилиндра, а в случае пары вал – вкладыш подшипника – радиальная сила кривошипно-шатунного механизма. Как в том, так и в другом случае, приложенная нагрузка вызывает появление внутренних сил, противодействующих внешним усилиям, которые равны, но противоположны им по направлению. Силу и напряжение можно разделить на нормальные (давление) и касательные (напряжение сдвига). Для пары трения поршневое кольцо – цилиндровая втулка деструктирующее действие на масляный слой оказывает именно напряжение сдвига, способствующее срыву молекул масла с контактирующих поверхностей.

Реологические характеристики смазочного материала, находящегося в трибосопряжении поршневое кольцо – цилиндровая втулка, наиболее характеризует напряжение сдвига, которое может быть определено как

$$\tau = \frac{F}{S}, \quad (1)$$

где F – действующая сила кН;

S – площадь контакта, м².

Закон Ньютона для так называемых истинно-вязких (ньютоновских) жидкостей связывает внешнее напряжение и скорость перемещения отдельных слоев:

$$P = \frac{F}{S} = \eta \frac{du}{dx}, \quad (2)$$

где η – динамическая вязкость, Па·с;

$\frac{du}{dx}$ – градиент скорости [1].

С учетом (1) выражение (2) можно записать как

$$\tau = \eta \cdot \gamma', \quad (3)$$

где γ' – скорость сдвига, с^{-1} .

Скорость сдвига γ' представляет собой градиент скорости поперек зазора и математически выражается в виде дифференциала:

$$\gamma' = \frac{dv}{dy}, \quad \frac{\text{м/с}}{\text{м}} = \text{с}^{-1}. \quad (4)$$

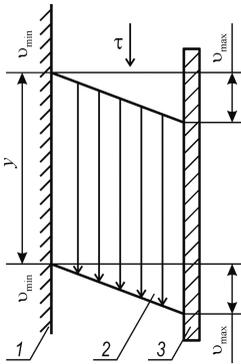


Рис. 1. Модель течения жидкости между соосными плоскостями:

- 1 – неподвижная плоскость;
- 2 – жидкость;
- 3 – движущаяся плоскость

Таким образом, скорость сдвига в паре поршневое кольцо – цилиндрическая втулка можно рассчитать, зная линейную скорость перемещения поршня и геометрические размеры поршневого кольца.

Напряжение сдвига и скорость сдвига могут быть проиллюстрированы моделью параллельных плоскостей (рис. 1), аналогичной процессам трения в паре поршневое кольцо – цилиндрическая втулка.

Напряжение сдвига τ вызывает характерную картину поперечного распределения скоростей в слое жидкости. Максимальная скорость течения v_{max} наблюдается у границы раздела жидкости с движущейся плоскостью.

По мере удаления от подвижной плоскости скорость течения снижается и на расстоянии y от нее, на границе с неподвижной плоскостью, $v_{\min} = 0$.

Еще одной характеристикой такой дисперсной системы как моторное масло является вязкость, значение которой может быть рассчитано по уравнению Эйнштейна, выведенного им на основании учета гидродинамического сопротивления течению, которое оказывают частицы дисперсной фазы:

$$\eta = \eta_0(1 + \alpha\chi),$$

где η – вязкость дисперсной системы;

η_0 – вязкость дисперсионной среды;

α – коэффициент, учитывающий форму частиц дисперсной фазы (для сферических частиц $\alpha=2,5$);

χ – объемная доля дисперсной фазы.

Уравнение Эйнштейна не учитывает многих особенностей дисперсных систем и поэтому справедливо лишь при соблюдении целого ряда условий.

Для нормальных жидкостей вязкость не зависит от приложенного давления при ламинарном режиме течения.

Наряду с нормальными жидкостями имеются аномально-вязкие системы, проявляющие повышенную вязкость при небольших давлениях; это связано с образованием в них своеобразных пространственных структур вследствие взаимодействия частиц дисперсной фазы.

Большинство дисперсных систем имеет аномальный характер вязкости, т.е. они не подчиняются закону Ньютона. Такие системы (а, следовательно, и жидкости их образующие) называются неньютоновскими. Вязкость таких систем является функцией напряжения, сдвига. Основной причиной аномальной вязкости может быть пространственная структура, возникающая при взаимодействии частиц дисперсной фазы между собой. К подобным системам можно отнести структурированные тонкие слои смазочного материала, находящегося в узком зазоре металлических пар трения втулка-поршень и вал-вкладыш. Наличие пространственной структуры придает этим системам своеобразные механические свойства: упругость, прочность, пластическую вязкость [2, 3].

Система поршневое кольцо – цилиндровая втулка судового ДВС относится к стандартной трибологической системе, состоящую из двух металлических деталей, разделенных между собой слоем смазочного материала. Такую систему характеризуют: состав (детали и свойства деталей системы); внутренние связи (связи между деталями системы); внешние связи (вход, выход); функциональные системы (соотношение вход–выход).

Основным компонентом системы поршневое кольцо – цилиндровая втулка на который возможно накладывать управляющее воздействие, является смазочный материал. Его свойства и характеристики определяются не только его собственной структурой, но и зависят от воздействия металлических поверхностей, которые он разделяет [4].

Отличительной характеристикой смазочного материала, входящего в рассматриваемую трибологическую систему, является его способность образовывать структурно упорядоченные граничные смазочные слои, обладающие свойствами жидких кристаллов. При этом происходит отличие некоторых индивидуальных свойств тонких слоев жидкости от аналогичных свойств в большом объеме. Жидкокристаллическое состояние граничного слоя смазочного слоя приводит к анизотропии ряда его свойств, в частности таких как оптическая и диэлектрическая проницаемость, вязкость, прочность.

Компоненты системы поршневое кольцо – смазочный материал – цилиндровая втулка оказывают взаимное влияние. Это взаимодействие будет различным в зависимости от того, находится ли трибологическая система в статическом или динамическом состоянии. В динамическом состоянии внешние воздействия вызывают дополнительные процессы, которые в статическом состоянии отсутствуют, и повышают интенсивность процессов, происходящих в статическом состоянии.

Основными режимами трения и связанного с ним смазывания, происходящими в судовых дизелях, являются гидродинамический и граничный. Несмотря на стремление обеспечить гидродинамический режим смазки в трибосопряжении поршневое кольцо – цилиндровая втулка судового дизеля, процесс смазывания этого узла происходит в условиях граничного трения. Это обуславливается рядом причин, основная из которых – минимизация зазора в паре трения поршневое кольцо – цилиндровая втулка для обеспечения герметичности камеры сгорания и максимального преобразования энергии расширяющихся в цилиндре газов в полезную работу. Кроме того, в процессе

эксплуатации на поверхностях названной пары происходят образование окислов и отложение нагаров, что также способствует уменьшению зазора и переходу из гидродинамического в режим смешанного и граничного трения.

Представление о режимах смазывания цилиндровой группы можно проиллюстрировать на примере модели, показанной на рис.2. Гидродинамический режим смазывания наблюдается в тех местах, где смазочный материал разделяет поверхности поршня и втулки. В

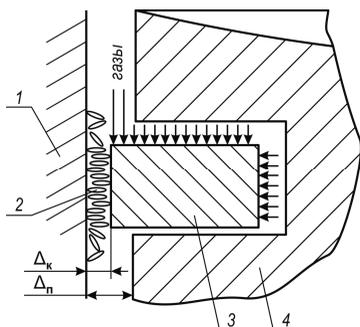


Рис.2. Модель трибологической системы цилиндра – втулка – смазочный материал – поршневое кольцо: 1 – втулка цилиндра; 2 – смазочный материал; 3 – кольцо; 4 – поршень

паре трения поршневое кольцо – цилиндровая втулка режим трения и смазывания меняется на граничный. Это связано с тепловым расширением кольца (благодаря наличию «кольцевого» замка), а также с выполнением кольцом компрессионного действия, когда на верхнюю и внутреннюю часть кольца действуют газы, а наружная поверхность кольца прижимается к поверхности цилиндровой втулки. При этом зазоры в парах трения поршень – втулка Δ_p и кольцо – втулка Δ_k имеют разное значение и соответствуют разным режимам смазывания.

Характеристики смазочного материала, входящего в трибологическую систему поршневое кольцо – смазочный слой – втулка цилиндра, как правило, описываются с точки зрения гидродинамической теории смазки. При этом учитываются только «объемные» свойства смазочного материала, и не рассматриваются аномалия этих свойств, происходящая в тонких граничных слоях и обуславливающая их жидкокристаллической структурой.

При эксплуатации моторного масла в дизеле происходит изменение его физических и химических свойств. Кроме того, при этом меняются и его реологические характеристики, и в первую очередь вязкость [5].

Большинство дисперсных систем (в том числе и моторное масло) имеет аномальный характер вязкости, т.е. они не подчиняются закону Ньютона для так называемых истинно-вязких (ньютоновских)

жидкостей. Вязкость таких систем является функцией напряжения или сдвига. Основной причиной аномальной вязкости является пространственная структура, возникающая при взаимодействии частиц дисперсной фазы между собой. По своим реологическим свойствам структурированные системы занимают промежуточное положение между жидкостями и твердыми телами и обладают свойствами жидких кристаллов. К подобным системам можно отнести структурированные тонкие слои смазочного материала, находящегося в узком зазоре металлических пар трения втулка – поршневое кольцо.

Неоднократно отмечалось, что характеристики тонких смазочных слоев, образующихся в условиях граничного трения, зависят не только от структурного состояния масла, но и от действия твердой подложки, вблизи которой они находятся [2, 4]. Образование вблизи твердой поверхности (особенно металлической) структурированных жидкокристаллических слоев с анизометричной формой молекул приводит к заметному отличию физических свойств тонких прослоек жидкости от их свойств в «объемной» фазе. Заметная структурная неоднородность граничных смазочных слоев, определяя неньютоновский характер вязкого течения, значительным образом влияет на диссипативные свойства смазочного материала, особенно в трибоузлах, работающих в режиме граничного и смешанного трения. Одним из параметров, величина которого имеет различное значение для случаев объемной жидкости и граничного слоя, является вязкость.

С целью подтверждения этого высказывания выполнялось моделирование процессов трения, происходящих при смазывании ЦПГ судового дизеля 12K98ME-C7 фирмы DOOSAN-MAN-B&W, установленного в качестве главного двигателя на судне APL Southampton дедвейтом 131360 тонн. Основные характеристики дизеля:

тип дизеля – двухтактный, крейцкопфный;

номинальная мощность – $N_{\text{ном}} = 54120$ кВт;

номинальная частота вращения – $n_{\text{ном}} = 97$ об/мин;

количество цилиндров – 12;

диаметр цилиндра – $D = 0,98$ м;

ход поршня – $S = 2,66$ м;

система смазывания ЦПГ – лубрикаторная (цилиндровая).

Смазывание ЦПГ дизеля обеспечивалось маслом Mobilgard570 фирмы Mobil, основные показатели которого приведены в табл. 1.

Масло, находящееся в зазоре пары трения поршневое кольцо – втулка цилиндра, подвергается напряжению сдвига. Скорость сдвига γ' , согласно (4) может быть рассчитана как

$$\gamma' = \frac{v_m}{h_k}, \quad (5)$$

где v_m – средняя скорость поршня, м/с, которая, в свою очередь, определяется как

$$v_m = \frac{Sn}{30}, \quad (6)$$

где S – ход поршня, м;

n – частота вращения коленчатого вала, об/мин;

h_k – высота поршневого кольца, м.

Диапазон эксплуатационных режимов рассматриваемого дизеля определяется частотами вращения от минимально устойчивой n_{\min} до максимально допустимой номинальной $n_{\max} = 1,03n_{\text{ном}}$ и лежит в интервале 53...100 об/мин. Тогда, с учетом геометрических размеров поршневого кольца дизеля $h_k = 0,025$ м, а также согласно (5) и (6), скорость сдвига в зазоре пары трения поршневое кольцо – втулка цилиндра составит $\gamma' = 188...355 \text{ с}^{-1}$.

Моделирование подобных процессов трения в лабораторных условиях выполнялось с помощью экспериментальной установки, основу которой составлял ротационный вискозиметр [6, 7]. При этом для различной скорости сдвига возможно было определить вязкость смазочного материала в граничном смазочном слое $v_{\text{гр}}$. Ее величина определялись при толщине смазочного слоя 15 мкм, величина которого соответствовала эксплуатационному зазору в паре трения поршневое кольцо – цилиндровая втулка. Значение объемной вязкости $v_{\text{об}}$ определялось с помощью капиллярного вискозиметра фирмы Unitor. Эксперименты, как по определению объемной вязкости $v_{\text{об}}$, так и вязкость в граничном смазочном слое $v_{\text{гр}}$, проводились при температуре смазочного материала 40° С.

Лабораторные исследования проводились для моторных масел Mobilgard570 (использующегося при эксплуатации судового дизеля), а также для судового моторного масла М-20Е70, основные характе-

ристики которых приведены в табл. 1. Результаты измерений приведены в табл. 2.

Таблица 1. Основные характеристики моторных масел, использующихся при проведении эксперимента

Параметр, размерность	Марки моторного масла	
	Mobilgard570	M-20E70
Плотность при 15°C, кг/м ³	820	840
Кинематическая вязкость: при 40° С, сСт при 100° С, сСт	229	205
	21	18,5
Температура вспышки, °С	256	212
Общее щелочное число, мгКОН/г	70	70
Класс SAE	50	50

Таблица 2. Результаты реологических испытаний судовых масел

Тип смазочного материала и его характеристика		Частота вращения вала дизеля, n , об/мин									
		0	–	–	–	50	60	70	80	90	100
		Скорость сдвига, $\dot{\gamma}$, с ⁻¹									
		0	50	100	150	177	213	248	284	319	355
Mobilgard570	Объемная вязкость, $\nu_{об}$, сСт	228									
	Вязкость граничного слоя, $\nu_{гр}$, сСт	256	239	233	223	221	218	216	215	214	
M-20E70	Объемная вязкость, $\nu_{об}$, сСт	197									
	Вязкость граничного слоя, $\nu_{гр}$, сСт	208	198	193	186	183	178	177	175	174	

В табл. 2 для частоты вращения вала n дизеля 12K98ME-C7 и соответствующей ей скорости сдвига $\dot{\gamma}$ приведены значения полученной в лабораторных условиях объемной вязкости $\nu_{об}$, а также вязкости граничного смазочного слоя $\nu_{гр}$.

По результатам табл. 2 построены зависимости $\nu = f(\dot{\gamma})$, показанные на рис. 3. Отметим, что зависимости имеют идентичный характер и отличаются лишь интенсивностью снижения вязкости при увеличении скорости сдвига.

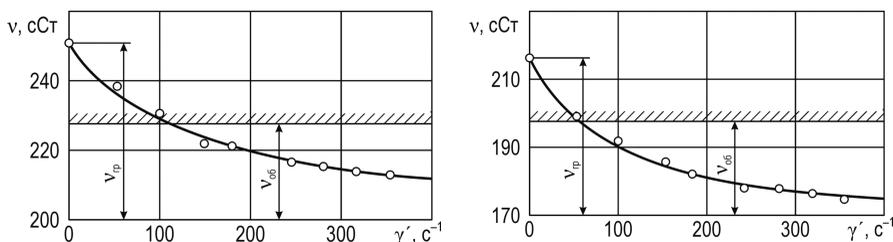


Рис. 3. Зависимость вязкости моторного масла (в граничном слое $v_{гр}$ и в большом объеме $v_{об}$) от скорости сдвига γ' при толщине масляного слоя 15 мкм: а) масло Mobilgard570; б) масло M-20E70

Выводы и перспективы дальнейших исследований. Установленная в результате проведенных исследований зависимость вязкости ν от скорости сдвига γ' (рис. 3), подтверждает «неньютоновский» характер течения смазочного материала в узком зазоре пары трения поршневое кольцо – втулка цилиндра. Кроме того, полученные результаты совпадают с утверждениями, высказанными в [2, 4, 7], о том, что прилегающие к металлической поверхности триады трения граничные масляные слои более вязкие и обладают ориентационной упорядоченностью молекул.

При лабораторных исследованиях экспериментально установлено, что при увеличении линейной скорости перемещения в масляном слое возникают сдвиговые усилия, способствующие уменьшению его вязкости. Этот факт необходимо учитывать при выборе сорта масла для смазывания ЦПГ, а также при определении браковочных показателей масла, т.к. и в том и в другом случае определяется значение вязкости для большого объема жидкости, а эксплуатация ЦПГ происходит при значениях вязкости, характерных для граничного слоя.

Следует отметить, что при отсутствии сдвиговых нагрузок, а также при начальном движении контактируемых поверхностей, вязкость граничного смазочного слоя на 10...12% превышает объемную вязкость масла. Этот эффект особенно важен для пусковых режимов работы судовых дизелей, когда скорость перемещения поршня еще не позволяет равномерно распределить масляную пленку по поверхности цилиндрической втулки и создать требуемый режим смазывания.

Дальнейшие исследования предполагаются в направлении определения и изучения критической толщины смазочного слоя, обеспечивающего максимально возможное изменение вязкости смазочного материала при одновременном обеспечении заданных режимов трения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шрамм Г. Основы практической реологии и реометрии / Г. Шрамм; пер. с англ. И. А. Лавыгина; под. ред. В. Г. Куличихина. – М. : Колос, 2003. – 312 с.
2. Кириян С. В. Эпитропные жидкокристаллические слои синтетических масел и их влияние на сдвиговое течение / С. В. Кириян, Б. А. Алтоиз // Физика аэродисперсных систем. – 2008. – № 45. – С. 72-77.
3. Ахматов А. С. Молекулярная физика граничного трения / А. С. Ахматов. – М. : Физматгиз, 1963. – 472 с.
4. Поповский Ю. М. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения / Ю. М. Поповский, С. В. Сагин, С. А. Ханмамедов, М. Н. Гребенюк // Вестник машиностроения. – 1996. – № 6. – С. 7–11.
5. Мацкевич Д. В. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя / Д. В. Мацкевич, С. В. Сагин, С. А. Ханмамедов // Судовые энергетические установки: Одесса, 2010. – Вып. 25. – С. 109-118.
6. Алтоиз Б. А. Ротационный вискозиметр для исследования микронных прослоек / Б. А. Алтоиз, С. К. Асланов, А. Ф. Бутенко // Физика аэродисперсных систем. – 2005. – № 42. – С. 53–65.
7. Кириян С. В. Реология моторных масел с квазижидкокристаллическими слоями в триаде трения / С. В. Кириян, Б. А. Алтоиз // Трение и износ. – 2010. – Т. 31 ; № 3. – С. 312–318.

УДК 621.431.74

Половинка Э.М., Ткач Ю.И.
НУ «ОМА»

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВНО- ВОЗДУШНОЙ СМЕСИ СИСТЕМОЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ СУДОВОГО СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Постановка проблемы в общем виде. Одним из направлений исследований по развитию методов и средств топливоподачи в судовых дизелях, проводимых на кафедре СЭУ НУ «ОМА», является поиск возможностей нетрадиционного управления характеристикой впрыскивания путем воздействия на свойства подаваемого топлива. В этой области достаточный интерес представляет использование двухфазных рабочих тел, которыми могут быть, в первую очередь, топливно-воздушные смеси (ТВС).

Существенно уменьшить неоднородность в распределении топлива по окислителю можно за счет впрыскивания предварительно подготовленной газотопливной смеси в оптимальной пропорции. Преимуществом такого впрыскивания является дополнительное диспергирование топлива и более равномерное распределение его по окислителю. Тем самым уменьшается вероятность образования зон, переобогащенных топливом.

Применение газов как присадки к топливу представляет большой интерес является перспективным направлением в области развития процессов топливоподачи и привлекает в последнее время интерес исследователей. Так, в работе [1] рассмотрена насос-форсунка типа РТД фирмы Cummins, которая получила название эмульсионной из-за того, что в ее открытый распылитель после окончания впрыскивания неизбежно попадают горячие газы из цилиндра двигателя. Присутствие подогретых газов в смеси с топливом под плунжером следует считать одним из факторов, обеспечивающих в широком диапазоне режимов работы высококачественное распыливание первой порции топлива благодаря расширению пузырьков воздуха на выходе из сопловых отверстий.

Свистула А.Е. и Дудкин В.И. представили в своих работах [2, 3] результаты исследования топливной аппаратуры дизеля с использованием воздуха в качестве присадки к топливу. Воздух подводился непосредственно в подигольную полость распылителя форсунки. В

ряде работ [4, 5, 6] подготовка топливно-воздушной смеси осуществлялась перед топливным насосом высокого давления (ТНВД). Во всех случаях авторы отмечают положительное влияние на экономические (снижение расхода топлива на 3 - 8 %) и экологические показатели работы дизеля.

Отдельные работы кафедры по данному вопросу [7, 8] рассматривают ограниченный круг условий и носят характер предварительных оценок влияния добавок воздуха на параметры впрыскивания ТВС.

Целью исследования статьи стало экспериментальное исследование влияния режимных параметров на впрыскивание ТВС. Экспериментальная установка представлена на рис. 1, состоит из безмоторного стенда и системы подвода воздуха в канал форсунки.

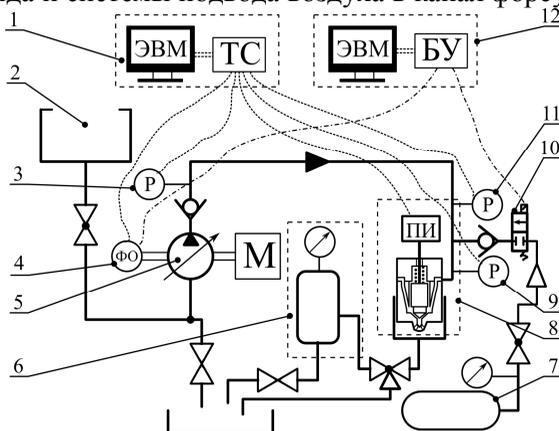


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки.

1 - система сбора данных; 2 - бак с дизельным топливом; 3, 9, 11 - тензодатчики давления; 4 - фазовый отметчик и датчик поворота вала насоса; 5 - ТНВД и мотор; 6 - система контроля состава смеси; 7 - баллон со сжатым воздухом; 8 - форсунка; 10 - электромагнитный клапан; 12 - система управления.

В канал форсунки воздух проходит через электромагнитный клапан (рис. 2 и 3), который управляется при помощи блока управления (БУ) и ЭВМ. БУ подачей воздуха предусматривает задание двух параметров: момента подачи сигнала открытия клапана и продолжительность его действия — углов смещения и удержания: φ_c и φ_u . Алгоритм ориентирован на использование в качестве начального значения φ_c контрольной метки датчика угла поворота. Оба параметра могут задаваться как в угловых, так и временных единицах.

Электромагнитный клапан (рис. 3) построен на базе электрогидравлической форсунки фирмы Bosch высокооборотного дизеля Multijet 2.8. Оригинальная гайка форсунки была заменена на модифицированную, установлен не возвратный клапан для предотвращения попадания топлива в воздушную систему.

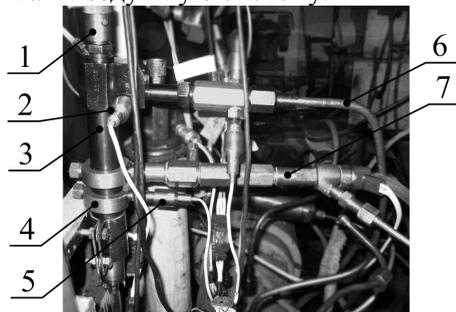


Рис. 2. Форсунка с дополнительным оборудованием:

1 - датчик подъема иглы форсунки, 2 - датчик давления на входе в форсунку, 3 - корпус форсунки, 4 - монтажное кольцо, 5 - датчик давления в канале форсунки, 6 - линия высокого давления (ЛВД), 7 — электромагнитный клапан для подвода воздуха.

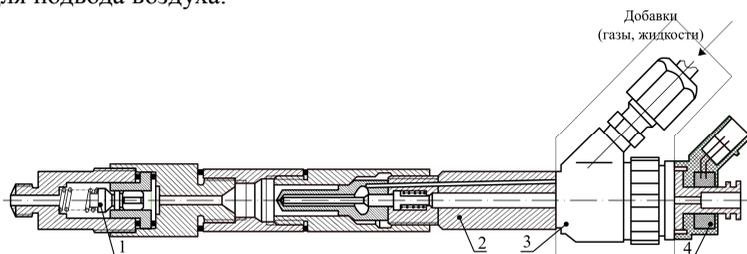


Рис. 3. Электромагнитный клапан для подвода воздуха

1- не возвратный клапан, 2 - корпус форсунки, 3 - управляющий клапан, 4 - катушка электромагнита.

Система сбора данных состоит из ЭВМ и тензометрической станции, построенной на базе модуля АЦП LTR11 фирмы L-Card. В качестве датчиков давления в штуцере насоса Рн, на входе в форсунку Рфвх, в канале форсунки (после места подвода воздуха) Рфк используются тензометрические датчики, величина подъема иглы (ПИ) Z регистрируется фото датчиком, фазовый отметчик представляет собой индуктивный датчик и делает отметку каждые 60 °п.р.в. Все эти сигналы, а также сигнал на управление подводом воздуха подаются на тензометрическую станцию и выводятся на ЭВМ. Про-

граммное обеспечение LGraph2 позволяет просматривать графика изменения параметров в режиме реального времени, а также сохранять в память ЭВМ.

Изложение основного материала исследования. Для анализа процесса впрыскивания ТВС был проведен эксперимент с варьированием давления подъема иглы форсунки рО на следующих уровнях: 0, 30, 50, 70, 90 бар, на двух режимах скоростной характеристики системы: при номинальной частоте вращения распределительного вала $n_p = 250$ об/мин и минимальной $n_p = 50$ об/мин. Положение рейки ТНВД выбрано: $M = 15$ мм. Давление воздуха в баллоне во время эксперимента составляло $p_{возд} \approx 132...128$ бар. Настройки управления подачи воздуха: смещение $\varphi_c = 150^\circ$ п.р.в., удержание $\varphi_u = 10^\circ$ п.р.в.

Стоит отметить, что в для рО = 90 бар характер протекания процесса топливоподачи не изменился, из этого можно заключить что воздух в систему не поступал.

На рис. 4. представлены осциллограммы впрыскивания топлива при давлении затяжки иглы форсунки рО = 50 бар при работе ТА на чистом топливе (ЧТ) и ТВС на двух скоростных режимах — 50 и 250 об/мин. Сигнал открытия воздушного клапана поступает при -60 и -66 оп.р.в. условной шкалы рис. 4(б) и 4(г). Подъем давление в системе на участке, прилегающем к датчику рфк начинается практически мгновенно, в штуцере форсунки давление рН изменяется незначительно на режиме $n_p = 250$ об/мин, однако четко видно на режиме $n_p = 50$ об/мин. С запаздыванием 4...6 оп.р.в. происходит подъем иглы форсунки на обоих скоростных режимах. Характерным отличием является снижения максимальных давлений в системе, а также наличие колебательного процесса после отсечки насоса, как видно из рисунка амплитуда колебаний в штуцере форсунки значительно больше, чем в канале форсунки.

В сравнении с работой на ЧТ, угол начала подачи форсунки фНПФ смещается в сторону верхней мертвой точки (ВМТ) на 1..2 оп.р.в. Это происходит из-за того, что часть энергии прямой волны расходуется на сжатие воздуха в системе, так как газ имеет значительно большую сжимаемость, как следствие скорость распространения возмущений (скорость звука) снижается. Стоит отметить, что изменения скорость звука по длине ЛВД неравномерно. Так на участке от штуцера ТНВД до штуцера форсунки скорость звука практически не изменилась и составляла от 1200 до 1300 м/с, а на участке от штуцера форсунки до места установки датчика давления в канале форсунки при работе на ТВС снизилась до 330 - 150 м/с.

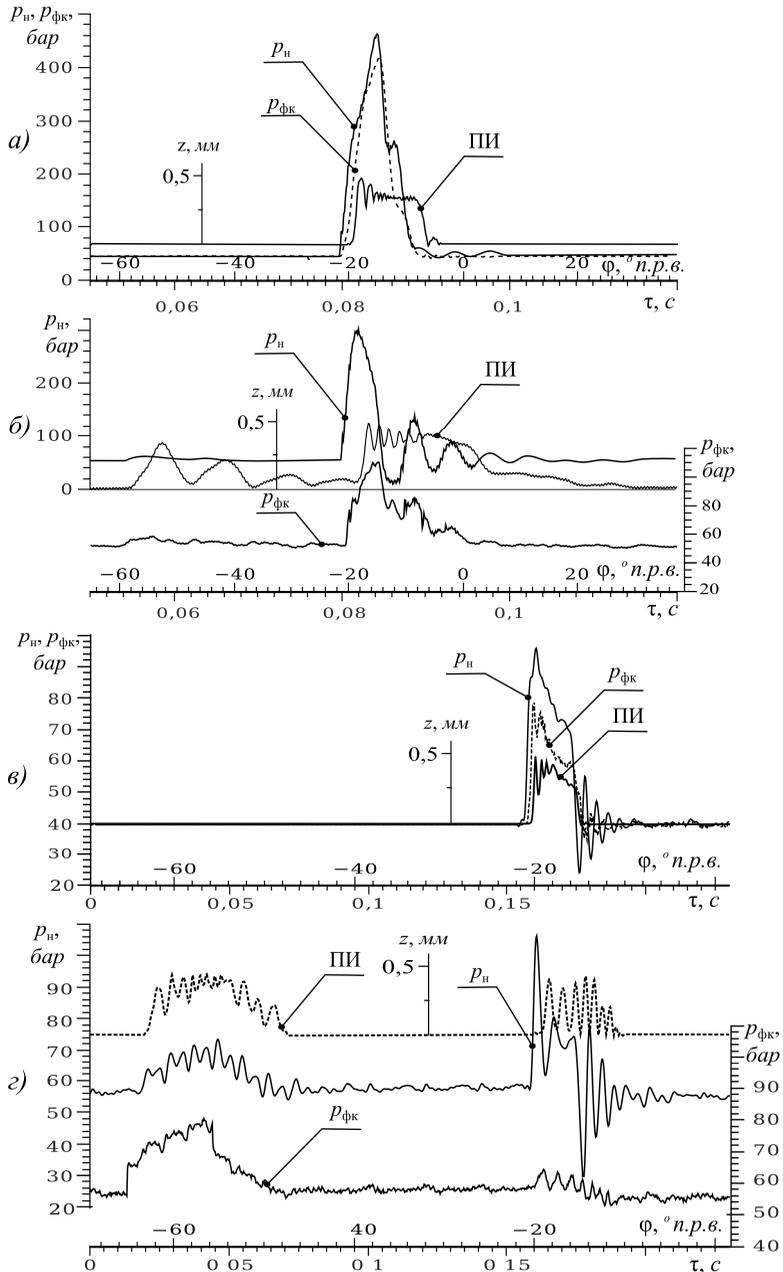


Рис. 4. Осциллограммы впрыскивания топлива: а — работа на ЧТ, $n_p = 250$ об/мин, б — работа на ТВС, $n_p = 250$ об/мин, в — работа на ЧТ, $n_p = 50$ об/мин, г — работа на ТВС, $n_p = 50$ об/мин,

Общий угол впрыскивания при подаче ТНВД $\varphi_{\text{в}}$ режиме $n_p = 50$ об/мин при различных значениях затяжки иглы форсунки изменился незначительно, а на режиме $n_p = 250$ об/мин наблюдалось увеличение $\varphi_{\text{в}}$ во всех случаях в 2 и более раза.

Рассмотрим совмещенные осциллограммы процесса Атопливо-поддачи при различных значения p_0 — рис. 5 и 6. Из кривых давления в штуцере насоса и в канале форсунки видно, что с увеличением давления затяжки иглы форсунки максимальное давление в системе растет. Длительность колебательного процесса в штуцере насоса не зависит от p_0 , скорость затухания не меняется, однако амплитуда снижается с уменьшением давления затяжки иглы.

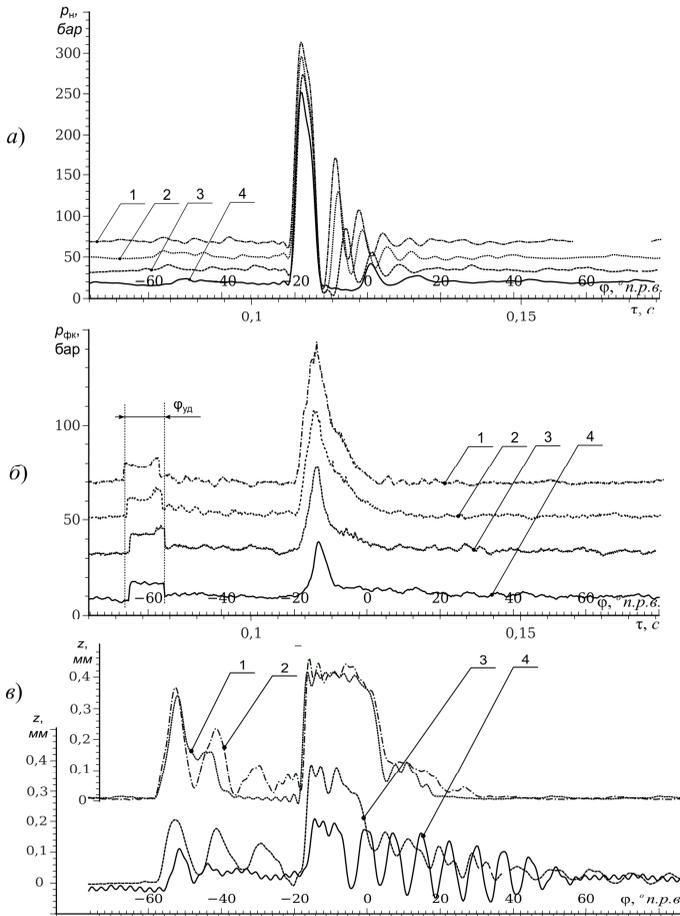


Рис. 5. Совмещенные осциллограммы впрыскивания топлива при различных

значениях p_0 на режиме $n_p=250$ об/мин : 1 - 70 бар; 2 - 50 бар; 3 - 30 бар; 4 - 0 бар.

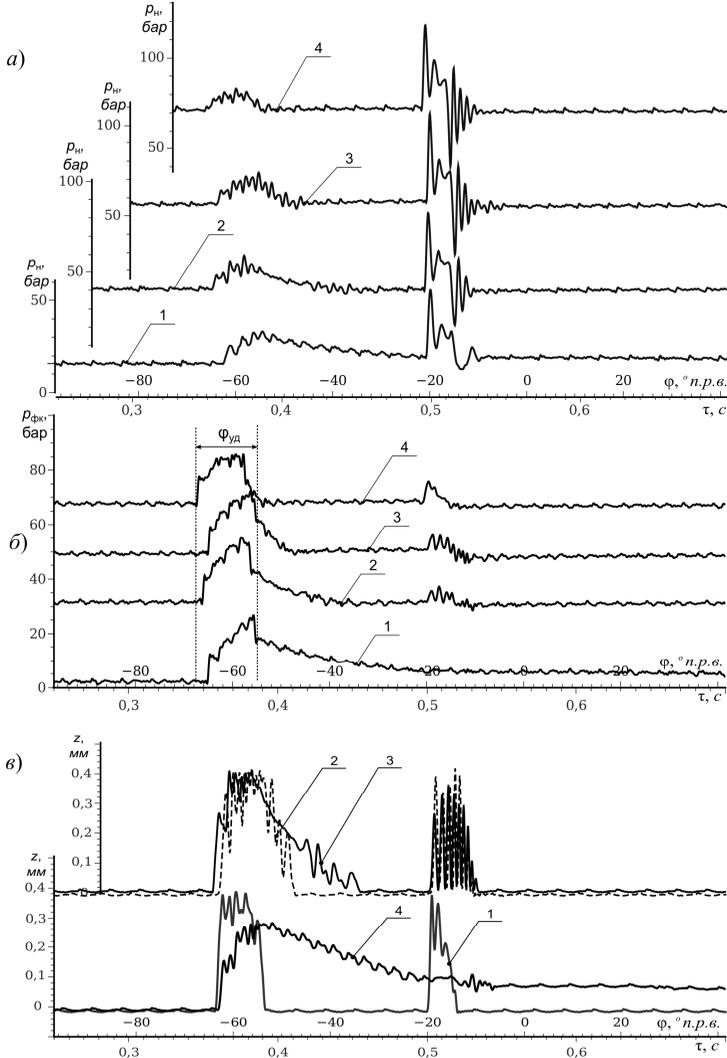


Рис. 6. Совмещенные осциллограммы впрыскивания топлива при различных значениях p_0 на режиме $n_p=50$ об/мин : 1 - 70 бар; 2 - 50 бар; 3 - 30 бар; 4 - 0 бар.

На кривых давления у форсунки (рис. 5(б) и 6(б)) виден момент подвода воздуха в канал форсунки. Несмотря на то, что давление воздуха составляло $p_{возд} \approx 132...128$ бар, при открытии клапана подвода воздуха давление в канале форсунки поднималось на 10 бар на режиме $n_p = 250$ об/мин и на 15...18 бар $n_p = 50$ об/мин. Такое явление

можно объяснить небольшим сечением (3 мм) и большой длиной (5 м) трубопровода подвода воздуха, кроме того воздух подводится в канал форсунки на небольшом расстоянии от распылителя, значит этот конечный участок трубопровода имеет небольшое сопротивление.

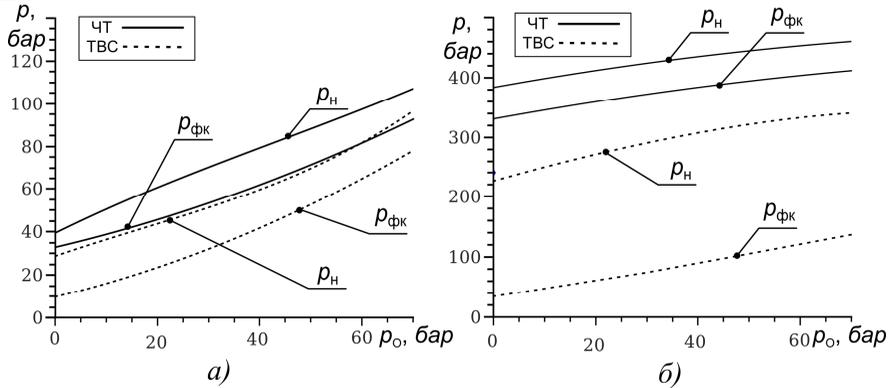


Рис. 7. Зависимость максимального давления у насоса p_n и максимального давления у форсунки $p_{фк}$ от величины давления затяжки иглы форсунки при работе ТА на ЧТ и ТВС: а) - $n_p=50$ об/мин; б) - $n_p=250$ об/мин.

Выводы

Основное изменение параметров впрыскивания при переходе на ТВС — снижение максимальных давлений (на режиме $n_p = 50$ об/мин давление у насоса снизилось на 20-25%, у форсунки — на 20-38%, на режиме $n_p = 250$ об/мин p_n снилось на 34%, а $p_{фк}$ — на 68-79%) и, как следствие, уменьшение нагруженности деталей системы и привода ТНВД.

Наряду с уменьшением максимальных давлений в системе другим качественным отличием является существенная разница в параметрах колебательного процесса у насоса и форсунки после отсечки. Так в штуцере насоса видны значительных по амплитуде колебания, которые просматриваются слабо на входе в форсунку эти колебания, а в канале форсунки не регистрировались. Можно предположить существование границы раздела сред ЧТ и ТВС.

Подвод воздуха сильно влияет на характеристики среды в ЛВД. Скорость звука по длине трубопровода неравномерна — на участке от штуцера форсунки до места установки датчика давления в канале форсунки составила 330 - 150 м/с. Вследствие увеличения сжимаемости смеси угол начала подачи форсунки смещается в сторону ВМТ на 1-2 °п.в.

Повышение давления затяжки иглы форсунки при работе на ТВС приводит к повышению максимальных давлений в системе — от 29 до 95 *бар* и от 240 до 320 *бар* в штуцере насоса насоса, от 10 до 74 *бар* и от 35 до 138 *бар* в канале форсунки на режимах $n_p = 50$ *об/мин* и $n_p = 250$ *об/мин* соответственно. Амплитуда колебаний в штуцере насоса после отсечки на режиме $n_p = 250$ *об/мин* возросла от 30 до 160 *бар*.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вихерт М. М., Мазинг М. В. Топливная аппаратура автомобильных дизелей: Конструкция и параметры. — М.: Машиностроение, 1978.— 176 с.
2. Матиевский Д.Д. Свистула А.Е. Повышение экономичности и снижение вредных выбросов дизеля воздействием на рабочий процесс присадки газа к топливу / Ползуновский альманах №2/2000 Алтайского государственного технического университета им. И.И. Ползунова. Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2000.
3. Дудкин В.И. Диагностика альтернативной системы питания дизеля / Известия Алтайского государственного университета, 2011, No. 1-2(69).
4. Yasuhito N., Takashi W., Toshihiko E. Experimental investigation on diesel engine performance using nano air-bubbles mixed into gas oil / Journal of energy and power engineering, 2013, No. 7, 827 — 833.
5. Yasuhito N., Shintaro K., Kenta S., Toshihiko E., Takashi W. Effect of nano air-bubbles mixed into gas oil on common-rail diesel engine / Energy, 2013, No. 59, 233-239.
6. Kanji Ohashi, Yoshitada Uchiyama, Kazuo Kontani. Reduction of Diesel Exhaust Smoke by Air – Mixed Fuel Injection. //Mechanical Engineering Laboratory MITI, Japan. 1990, pr. 900638, 9 p.
7. Половинка Э. М., Ткач Ю. И. Гидродинамические характеристики двухфазных сред в системах впрыскивания дизелей / Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 30. - Одесса: НУ «ОМА», 2012. - 214с.
8. Половинка Э. М., Ткач Ю. И. Математическое моделирование рабочих процессов в системах впрыскивания дизелей при двухфазном состоянии топлива / Материалы научно-технической конференции «Энергетика судна: эксплуатация и ремонт», 26.03.2014 — 28.03.2014. Часть I. - Одесса: НУ «ОМА», 2014. - 176с.

УДК 621. 317.39

Sandler A.K., assistant professor

Tsupko Y.M., professor

National University “Odessa maritime academy”

FIBER OPTIC pH-METER FOR CONTROL OF COOLING SYSTEMS

Сандлер А.К., доцент

Цюпко Ю.М., профессор

Национальный университет «Одесская морская академия»

ВОЛОКОННО-ОПТИЧЕСКИЙ pH-МЕТР ДЛЯ КОНТРОЛЯ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

Сандлер А.К., доцент

Цюпко Ю.М., профессор

Національний університет «Одеська морська академія»

ВОЛОКОННО-ОПТИЧНИЙ pH-МЕТР ДЛЯ КОНТРОЛЮ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ**Анализ проблемы и постановка цели исследования**

Водные режимы систем охлаждения двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и газотурбинных установок (ГТУ) должны обеспечивать предотвращение кавитационно-коррозионных разрушений втулок и блоков цилиндров и образования накипи, осадков в полостях охлаждения, клапанах и теплообменниках. Водные режимы в системах охлаждения ДВС и ГТУ определяются качеством охлаждающей воды, применением присадок и промывкой системы [1].

Одним из показателей, определяющим качество охлаждающей воды, является концентрация водородных ионов (показатель pH). Для контроля этого показателя водной среды используются разнообразные химические сенсоры, которые дают прямую информацию о химическом составе среды, в которую погружен датчик, без отбора анализируемой пробы и ее специальной подготовки (рис. 1) [2].

Использование pH -метров позволяет измерять pH в более широком диапазоне и более точно (до 0,01 единицы pH), чем с помощью индикаторов.

В тоже время, анализ существующих устройств контроля водной среды показал следующее. Возможности большинства используемых pH -метров не позволяют реализовать эффективный мониторинг систем охлаждения ДВС и ГТУ [2].

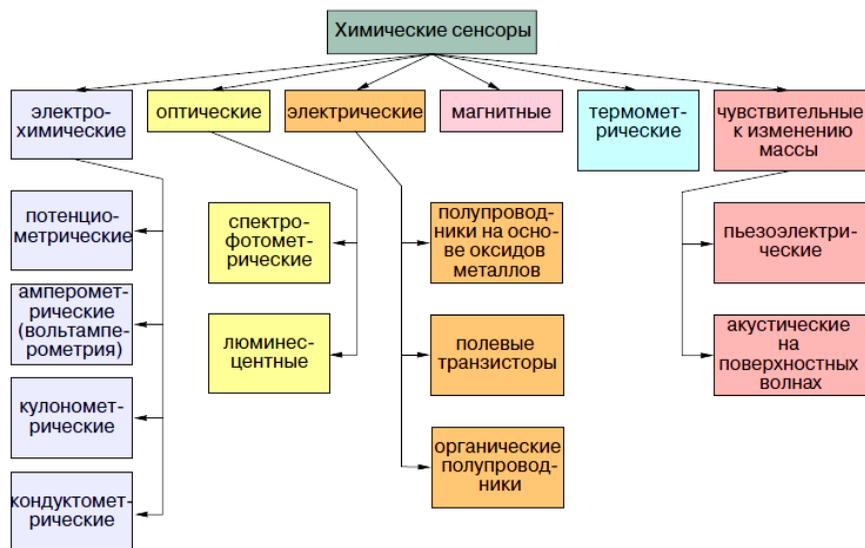


Рис. 1. Виды и типы химических датчиков, используемых для контроля показателя pH водной среды

Для выявления причин возникшего дисбаланса в задачах контроля водных режимов ДВС и ГТУ были рассмотрены конструкции наиболее распространенных типов pH -метров.

Известный pH -метр, основой которого является pH -электрод, состоящий из стеклянной трубки с тонкой стеклянной мембраной на конце, платиновой проволоки и водного буферного раствора электролита, находящегося с внутренней стороны мембраны (рис. 2) [3]. Наружная сторона этого мембранного стекла формирует гелевый слой, когда мембрана входит в контакт с водным раствором.



Рис. 2. Схема pH -электрода с чувствительной мембраной

Подобный гелевый слой также формируется на внутренней поверхности мембранного стекла, так как электрод также наполнен водным раствором электролита. H^+ -ионы в гелевом слое и вокруг него могут диффундировать как внутрь слоя, так и из него в зависимости от значения pH и, следовательно, от концентрации H^+ -ионов в измеряемом растворе. Если раствор щелочной, H^+ -ионы диффундируют из слоя и на наружной стороне мембраны устанавливается отрицательный заряд. Поскольку стеклянный электрод имеет внутренний буферный раствор с постоянным значением pH , потенциал на внутренней поверхности мембраны остаётся постоянным в течение измерения.

Наличие платиновой проволоки, мембраны и водного раствора электролита нашло свое отражение в таких недостатках прибора:

- наличие элементов, выполненных из материалов с различными коэффициентами теплового расширения;
- необходимость компенсации изменений свойств буферного раствора электролита под влиянием колебаний температуры и естественных деградиационных процессов старения;
- необходимость применения дорогостоящей платиновой проволоки та электрического питания устройства.

В меньшей степени эксплуатационные факторы влияют на метрологические характеристики волоконно-оптического pH -метра (рис. 3) [4].

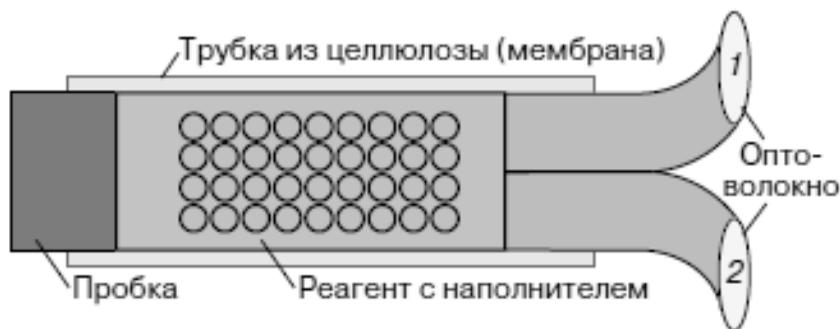


Рис. 2. Схема обратимого волоконно-оптического pH -метра: 1 - излучение от источника; 2 – детектируемое излучение

Устройство такого сенсора является достаточно простым: два пластиковых волокна вмонтированы в целлюлозную трубочку, содержащую краситель фиолетовый красный, иммобилизованный с помощью ковалентного связывания на полиакриламидных микроша-

риках. Кроме этих микрошариков внутрь трубочки помещены такого же размера шарики из полистирола для лучшего рассеяния света. Волонные световоды служат для подвода и отвода излучения. Интенсивность выходящего потока света измеряется детектором, настроенным на соответствующую область длин волн. Величина информативного сигнала обусловлена тушением флуоресценции реагента при взаимодействии с контролируемой средой.

Использование оптического волокна гарантирует инвариантность ко многим дестабилизирующим факторам. Однако, характеристики сенсора существенно ограничивают:

- необходимость компенсации изменения свойств красителя и жидкого реагента под влиянием флуктуации температуры естественных деградиационных процессов старения;

- малый эксплуатационный период целлюлозной трубки и микрошариков под влиянием контролируемой среды.

Цель работы - разработка нового схмотехнического решения *pH*-метра.

Изложение основного материала. Новый сенсор позиционировался как конструкция на базе деталей из однородных материалов, обеспечивающая повышенную защищенность элементов прибора. Одновременно предполагалось, что конструктивное исполнение сенсора обеспечит:

- отказ от использования элементов из дорогостоящих материалов и жидких электролитических растворов;

- сохранение высокого уровня чувствительности и быстродействия сенсоров на основе *pH*-электродов или красителя и жидкого реагента.

Для решения поставленной задачи предлагается схема *pH*-метра (рис. 4). К основе 1 из кварцевого стекла прикреплен отражающий слой из сапфирового стекла 2, основной световод 3, торцовыми поверхностями соединенный с отражающим слоем и оптическим разветвителем 7, ветви которого включают на входе мультиплексор 5, а на выходе демультиплексор 6, а также коаксиальный световод из литиевого стекла 4.

В статическом режиме, т.е. при отсутствии контролируемой среды с определенной величиной *pH*, в основном световоде, происходит уменьшение интенсивности проходящего оптического излучения, что обусловлено только затуханием в материале световода.

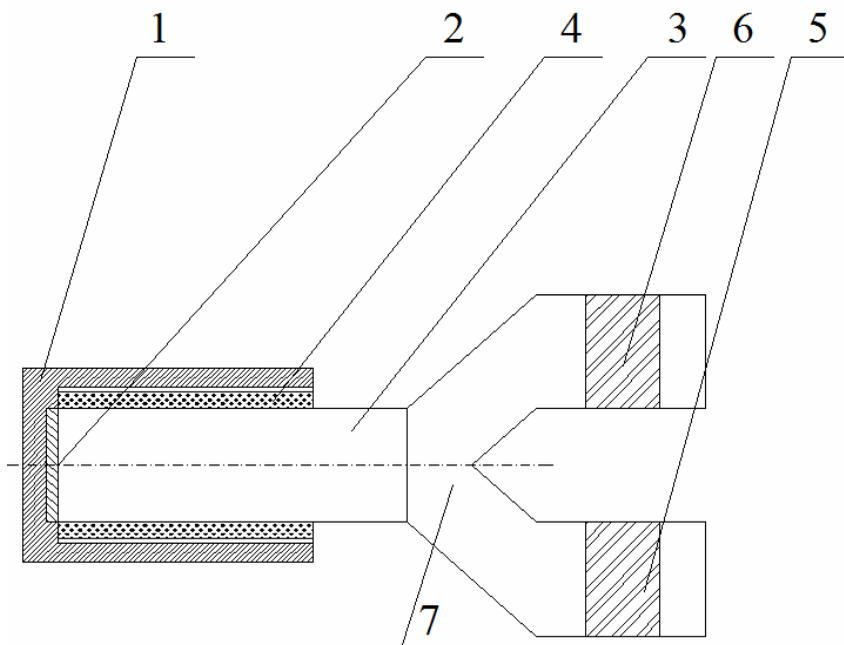


Рис. 4. Волоконно-оптический pH -метр: 1 – основа, 2 – отражающий слой, 3 – основной световод; 4 – коаксиальный световод из литиевого стекла, 5 – мультиплексор; 6 – демультимплексор; 7 – разветвитель

При погружении в среду с уровнем pH , близком к нулевому, происходит фиксация уровня интенсивности излучения. На основе полученной величины затухания выполняется калибрование сенсора.

При погружении в контролируемую среду происходит перекачивание оптического излучения из основного световода через коаксиальный световод в световод, который образован цилиндрической частью основы, т.е. осуществляется оптический туннельный эффект. После этого излучение с измененной интенсивностью отражается от отражающего слоя и через соответствующую ветвь разветвителя поступает к демультимплексору [5, 6]. При контакте коаксиального световода из литиевого стекла с кислотным раствором на поверхности литиевого стекла образуется слой с измененным коэффициентом преломления. Появление этого дополнительного слоя инициирует нарушение условий полного внутреннего отражения света. Как следствие, возникает нарушение условий туннельного перекачивания излучения из основного световода в световода, образованный цилинд-

рической частью основы. Интенсивность зарегистрированного излучения, преобразованного в электрический сигнал, будет пропорциональна величине кислотности охлаждающей воды.

После окончания контакта литиевого стекла с кислотной средой происходит восстановление его оптических свойств.

Выводы

Предложено новое схемотехническое решение волоконно-оптического *pH*-метра. В *pH*-метре предлагаемой конструкции, комбинация оптических элементов обеспечит:

-более адекватное преобразование параметров контролируемой среды в изменение информационного сигнала;

-компенсацию влияния дестабилизирующих факторов за счет использования идентичных материалов;

-увеличение диапазона измерений величины кислотности среды.

Использование *pH*-метра позволит адекватно и достоверно оценивать количественные параметры охлаждающей воды ДВС и ГТУ.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Справочник судового механика по теплотехнике/И.Ф. Кошелев, А.П. Пимошенко, Г.А. Попов, В.Я. Тарасов. – Л.: Судостроение, 1987. – 480 с.
2. Будников, Г.К. Что такое химические сенсоры//Соросовский образовательный журнал. – 1998. - № 3. – С. 72 – 76.
3. Свойства и разработка новых оптических стекол/ Под ред. Е.Н. Царевского. – Л.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
4. Датчики: Справочное пособие/ Под ред. В.М. Шаропова, Е.С. Полищука. – М.: Техносфера, 2012. – 624 с.
5. Удд, Э. Волоконно-оптические датчики. – М.: Техносфера, 2008. – 520 с.
6. Декларацийний патент України на корисну модель № 78611, МПК (2011) G01M 11/02 (2006.1). Волоконно-оптичний газоаналізатор/ Сандлер, А.К., Цюпко, Ю.М. Заявник та правласники Сандлер, А.К., Цюпко, Ю.М.; заявл. 18.09.2012.; опубл. 25.03.2013, бюл. № 6.

УДК 629.5.064-52:621.431.74

Никольский В.В., Оженко Е.М.
НУ «ОМА»

ПРИМЕНЕНИЕ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПОДАЧЕЙ ТОПЛИВА

Постановка проблемы в общем виде. За последние 10 лет существенно изменилась ситуация на рынке нефтепродуктов, что привело к повышению стоимости топлива с 50 до 600 долл./т [1, 2]. Кроме того, ужесточились требования к экологической безопасности судовых дизелей в виде снижения нормы выбросов NO_x , [3] что поставило перед разработчиками комплекс проблем по снижению эмиссии отработавших газов и расхода топлива. А ужесточение конкуренции на мировых рынках потребовало повышения надежности и эффективности двигателей, снижения эксплуатационных расходов и повышения их долговечности.

Для уменьшения выбросов оксида азота, на сегодняшний день существует два подхода: внецилиндровые методы и методы направленные на изменение рабочего процесса двигателя [4].

Первые методы ограничены высокой первоначальной и эксплуатационной стоимостью дополнительного оборудования, а также его массо-габаритными показателями из-за чего судовладельцы не стремятся к их использованию.

Вторые методы распространены значительно шире и кроме повышения экологической безопасности двигателя позволяют оптимизировать рабочий процесс двигателя.

В процессе разработки и эксплуатации было установлено, что традиционные способы привода ТНВД и выпускных клапанов не могут обеспечить необходимой гибкости изменения фаз топливоподачи и газораспределения [5, 6], что вынудило дизелестроителей к созданию новых типов топливных систем, в которых перемещение плунжера топливного насоса не связано жестко с фазами подачи топлива.

Основные развиваемые направления топливных систем высокого давления — это аккумуляторная система, применяемая фирмой Wartsila и система непосредственного действия с гидроприводом топливного насоса, используемая фирмой MAN-B&W.

Целью исследования статьи стало изучение возможностей пьезоэлектрических устройств в системах дистанционного управления дизелем. Для сравнения численных характеристик автоматизированных систем управления подачей топлива из всего многообразия двигателей, нами выбраны двигатели WARTSILA 12RT-Flex96C и MAN-B&W 12K98ME обладающие схожими конструктивными параметрами и одинаковой номинальной мощностью.

Таблица 1. Сравнительные характеристики автоматизированных систем управления подачей топлива фирм MAN-B&W и WARTSILA

Задача	MAN-B&W	WARTSILA
Возможность изменения давления топлива перед форсункой в течение цикла подачи топлива	Есть	Нет
Возможность отключения отдельных форсунок на режимах малого хода	Нет	Есть
Приводная мощность топливных и масляных насосов приводимых в действие от двигателя	Масляные \approx 3100 кВт Топливные – нет	Масляные \approx 500 кВт Топливные \approx 500 кВт
Перемещение исполнительного органа подачи топлива	Плунжер ТНВД – 5...15 см	Золотник БУПТ – 4 мм
Количество аккумуляторов	1	3

Изложение основного материала исследования. Анализируя описанные автоматизированные системы управления подачей топлива видно, что обе системы используют гидропривод исполнительного органа, что позволяет получать большие перестановочные усилия и высокое быстродействие. Так, в системе фирмы WARTSILA применяются соленоидные клапана, которые обеспечивают только два положения исполнительного органа и не позволяют изменять давление топлива в течение цикла, тем самым ограничивая количество применяемых законов подачи топлива. При этом отбор мощности топливными и масляными насосами не превышает 1,47 % мощности двигателя. В свою очередь, АСУ подачей топлива разработанная фирмой MAN-B&W, позволяет задать любую форму закона подачи топлива, оптимизируя рабочий процесс дизеля для работы на различных режимах и в различных условиях, но при этом отбор мощности масля-

ными насосами от двигателя достигает 4,55 % его номинальной мощности.

Таким образом, дальнейшее повышение эффективности автоматизированной системы управления подачей топлива, как вариант, возможно за счет усовершенствования исполнительного механизма, путем исключения гидропривода.

Для дальнейшего исследования выбрана АСУ фирмы WARTSILA, так как она обладает возможностью отдельного отключения форсунок и меньшей энергоемкостью в отличие от автоматизированной системы управления фирмы MAN-B&W.

Анализ существующих типов исполнительных механизмов показал, что совершенствование исполнительных механизмов электромагнитного типа в конструкторско-технологическом направлении в настоящее время практически исчерпаны, что не создает перспективы в их применении. Поэтому очевидна актуальность разработки систем управления с исполнительными механизмами на базе новых физических принципов. В качестве такого исполнительного механизма было предложено использовать наборные столбы пьезоэлектрических шайб, отличающиеся высоким развиваемым усилием и быстродействием, но небольшими величинами перемещения.

Для получения необходимой величины перемещения была разработана конструкция привода (рис. 1), сочетающего в себе пьезопривод и гидравлику [7]. Для оценки работоспособности такой конструкции нами была составлена структурная схема и получена математическая модель пьезоэлектрического привода.

Для расчета момента пьезоэлектрического манипулятора было произведено уточнение геометрических размеров воспринимающего поршня блока управления подачи топлива в цилиндр. Диаметр составляет $d_{ш} = 28$ мм, а его ход $h = 4$ мм. Давление масла управления P в использующейся гидравлической системе 20 МПа.

Площадь поперечного сечения, м^2 ,

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_{ш}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,028^2}{4} = 6,154 \cdot 10^{-4}.$$

Усилие, которое необходимо приложить, Н,

$$F_1 = PS_1 = 200 \cdot 10^5 \cdot 6,154 \cdot 10^{-4} \approx 12300.$$

Перемещение меньшего поршня на 4 мм изменит объем полости масла на $V_1 = S_1 \cdot h = 2,45 \text{ см}^3$. Следовательно, изменение объема V_2 полости масла под большим поршнем должно быть таким же. Ход

поршня большего диаметра зададим 0,18 мм, диаметр ведущего гидроцилиндра $d_2 = \sqrt{4V_1/(\pi \cdot h_2)} = 13,2$ см, тогда площадь поперечного сечения цилиндра большего диаметра $S_2 = 136,8$ см². Сила, которую необходимо приложить к поршню большего диаметра $F_2 = F_1 \cdot S_1/S_2 = 555$ Н.

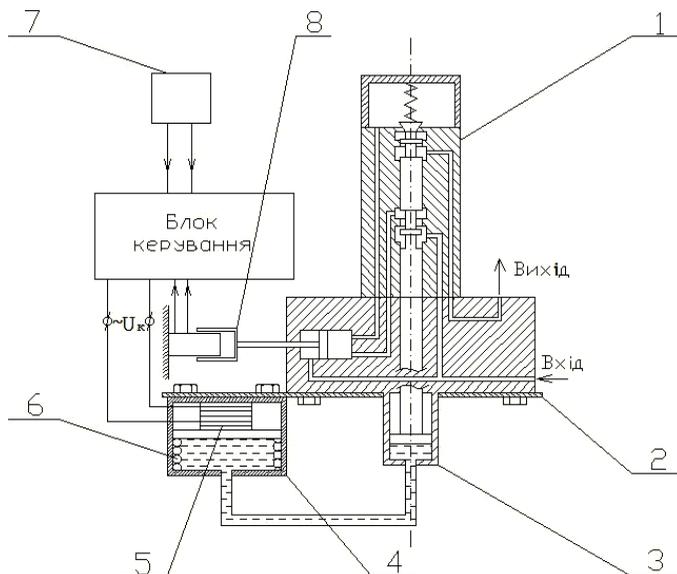


Рис. 1. Конструкция блока управления подачей топлива в цилиндр с пьезоприводом: 1 – блок управления подачей топлива; 2 – основа; 3 – воспринимающий гидроцилиндр; 4 – задающий гидроцилиндр; 5 – наборной столб пьезоэлектрических шайб; 6 – пружина предварительного нагружения; 7 – датчик количества впрыснутого топлива; 8 – датчик положения коленчатого вала

Для наборного столба пьезоэлектрических шайб модели P-056.90 (табл. 2) был выбран материал PIC 255 [8] со следующими параметрами (табл. 3).

Таблица 2. Параметры наборного столба модели P-056.90

Параметр	Значение
Перемещение, м	$180 \cdot 10^{-6}$
Диаметр, м	0,056
Длина, м	0,154

Усилие, Н	78000
Электрическая ёмкость, Ф	$2,7 \cdot 10^{-3}$
Частота резонанса, Гц	7

Таблица 3. Параметры пьезоэлектрического материала PIC 255

Параметр	Значение
Плотность, кг/м^3	7800
Относительная диэлектрическая проницаемость	1750
Пьезомодуль, Кл/Н	$400 \cdot 10^{-12}$
Коэффициент электромеханической связи	0,69
Модуль Юнга, Н/м^2	$10 \cdot 10^{10}$
Механическая добротность	80
Сопrotивление, Ом	50
Коэффициент демпфирования, кг/см^2	$8,9 \cdot 10^{-3}$

Коэффициент упругости K_y равен $1,599 \cdot 10^9$ Н/м, коэффициенты прямого и обратного пьезоэффекта $K_{\text{п}}$ и K_0 равны 49,235 Н/В, масса наборного столба m равна 2,96 кг.

На рис. 2 представлена структурная схема блока управления подачи топлива с пьезоприводом, которая составлена на основе структурной схемы активного упругого компенсатора [9], выполненного из пьезоэлектрического материала.

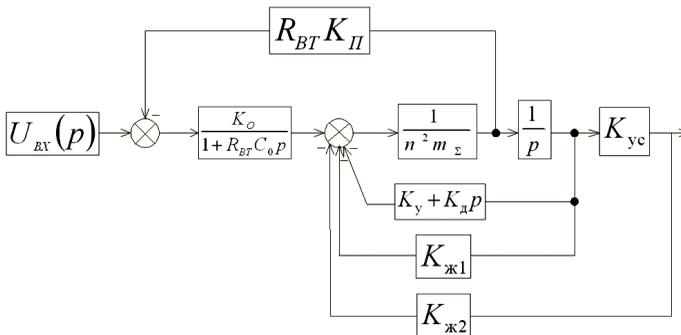


Рис. 2. Модель блока управления подачей топлива в цилиндр с пьезоприводом: $U_{\text{вх}}(p)$ – управляющее напряжение; K_0 – коэффициент обратного пьезоэффекта; $K_{\text{п}}$ – коэффициент прямого пьезоэффекта; $R_{\text{вт}}$ – внутреннее сопротивление пьезостолба; C_0 – емкость пьезостолба; m_{Σ} – эквивалентная приведенная суммарная масса подвижных частей; $K_{\text{ус}}$ – коэффициент усиления воздействия пьезостолба; K_y – коэффициент упругости пьезостолба;

K_d – коэффициент внутреннего демпфирования пьезостолба; $K_{ж1}$ – коэффициент жесткости пружины предварительного нагружения; $K_{ж2}$ – коэффициент жесткости пружины золотника

Сворачивание структуры приводит к следующей передаточной функции пьезостолба с блоком управления подачей топлива, управляемого от источника ЭДС.

$$W_{\Delta}(p) = \frac{K_o K_{yc}}{R_{вт} C_o m_{\Sigma} p^3 + (m_{\Sigma} + R_{вт} C_o K_d) p^2 + (R_{вт} C_o K_d + K_d + R_{вт} C_o K_{ж1} + R_{вт} C_o K_{\Pi} + R_{вт} C_o K_{ж2} K_{yc}) p + K_y + K_{ж1} + K_{yc} K_{ж2}}$$

При подстановке значений получим передаточную функцию следующего вида,

$$W_{\Delta}(p) = \frac{1094}{3,105 \cdot 10^{-3} p^3 + 2,95 p^2 + 1,8 \cdot 10^6 p + 1,599 \cdot 10^9}$$

По полученной передаточной функции в среде MathCad можно получить АЧХ и реакцию на единичное ступенчатое воздействие (рис. 3, 4).

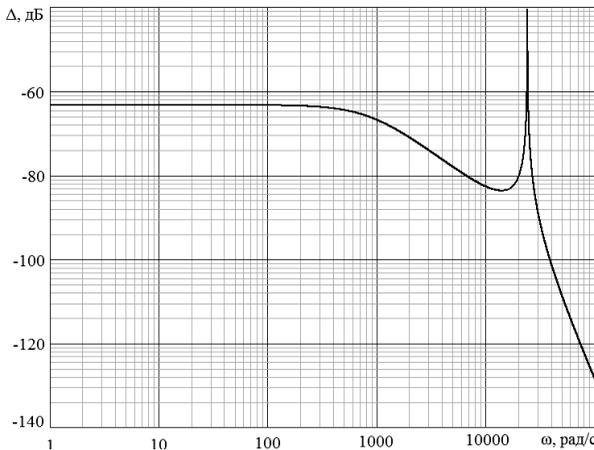


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика модели наборного столба пьезокерамических шайб

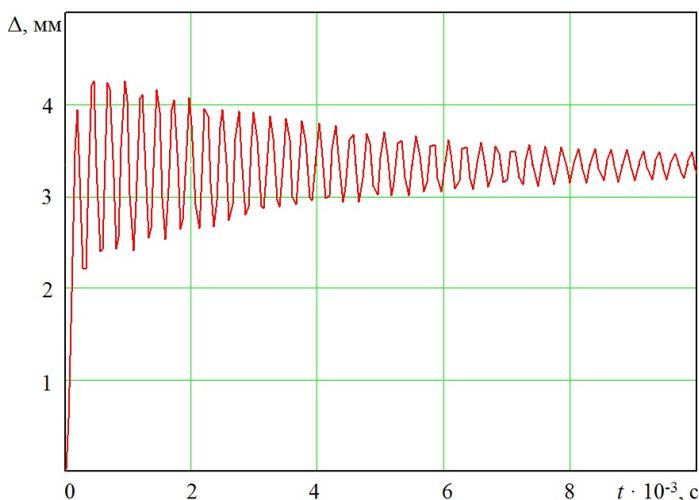


Рис. 4. Перемещение золотника блока управления подачи топлива в цилиндр с пьезоприводом при ступенчатом изменении управляющего напряжения

Анализ зависимостей показал, что при использовании данной конструкции можно получить требуемое перемещение при необходимом усилии, не превысив современных требований по времени переходного процесса, которое составило менее 1 мс при требуемых 6,5 мс. Кроме того, линейность АЧХ в диапазоне частот от 0 до 100 Гц говорит о возможности использования данной конструкции на судовых дизелях с частотой вращения до 6000 мин^{-1} , но из-за сильного внутреннего демпфирования пьезокерамики появляются колебания исполнительного органа (рис. 4), что снижает равномерность подачи топлива, и как следствие, снижает энергетическую и экологическую эффективность двигателя.

Применение системы позиционирования пьезопривода с ПИД-регулятором, позволило снизить амплитуду колебаний (рис. 5) при увеличении времени переходного процесса, но не исключило их полностью.

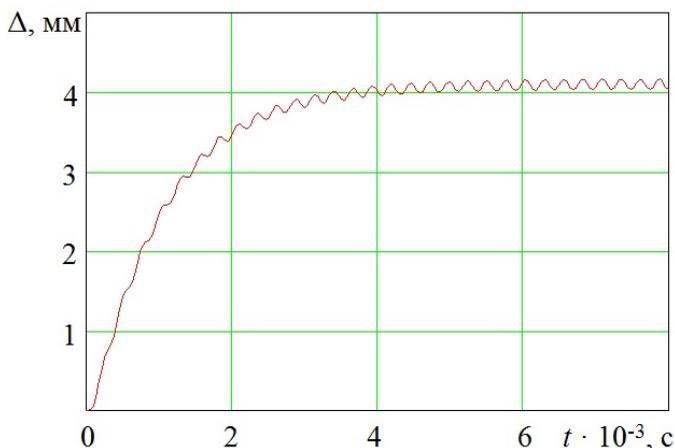


Рис. 5. Перемещение золотника блока управления подачей топлива в цилиндр с пьезоприводом при ступенчатом изменении задания при применении ПИД-регулятора

В тоже время, в [10] показано, что применение нечеткого регулятора приводит к практически полному исключению колебаний в электромеханической системе. Это послужило предпосылкой для создания новой автоматизированной системы управления пьезоприводом (рис. 6), основанной на принципах нечеткой логики.

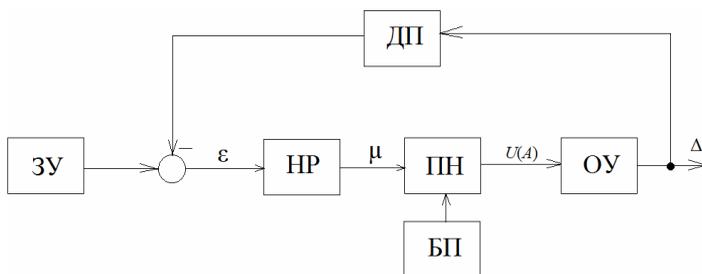


Рис. 6. Функциональная схема нечеткой системы позиционирования золотника блока управления подачей топлива с пьезоприводом: ЗУ – задающее устройство, НР – нечеткий регулятор, ПН – преобразователь напряжения, БП – блок питания, ОУ – объект управления, ДП – датчик перемещения, А – амплитуда, $U(A)$ – напряжение

В предложенной нечеткой системе позиционирования определены функции принадлежности лингвистических переменных «рассо-

гласование» и «управляющее воздействие» (рис. 7 - 8) и составлены (в виде высказываний) следующие правила нечеткого алгоритма:

ЕСЛИ $f(t)$ ОБ, И $f(t)$ ОБ, ТО $U_f(t)$ ОБ, ИНАЧЕ;
 ЕСЛИ $f(t)$ ПБ, И $f(t)$ НО, ТО $U_f(t)$ ОМ и т.д

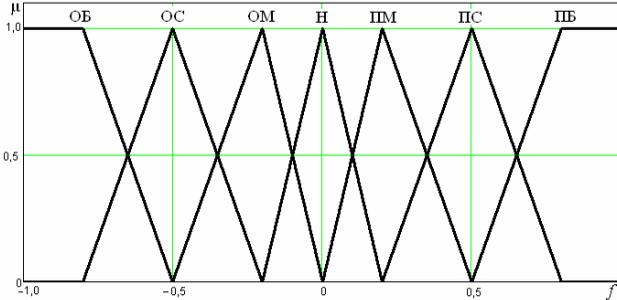


Рис. 7. Функции принадлежности лингвистической переменной «рассогласование»: ОБ – отрицательно большая; ОС – отрицательно средняя; Н – нулевая; ПС – положительно средняя; ПБ – положительная большая

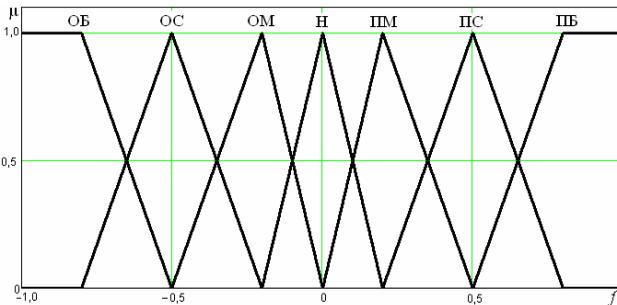


Рис. 8. Функции принадлежности лингвистической переменной «управляющее воздействие»

Апробация предложенной нечеткой системы позиционирования на математической модели (рис. 9 - 10) продемонстрировала ее эффективность. Так, колебания золотника блока управления подачи топлива практически исключены, при соблюдении требований, предъявляемых в [4], к быстрдействию системы.

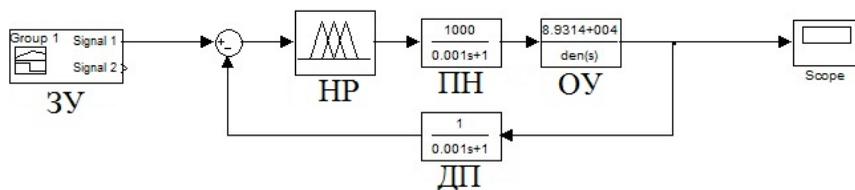


Рис. 9. Модель нечеткой системы позиционирования золотника блока управления подачей топлива с пьезоприводом в среде Matlab

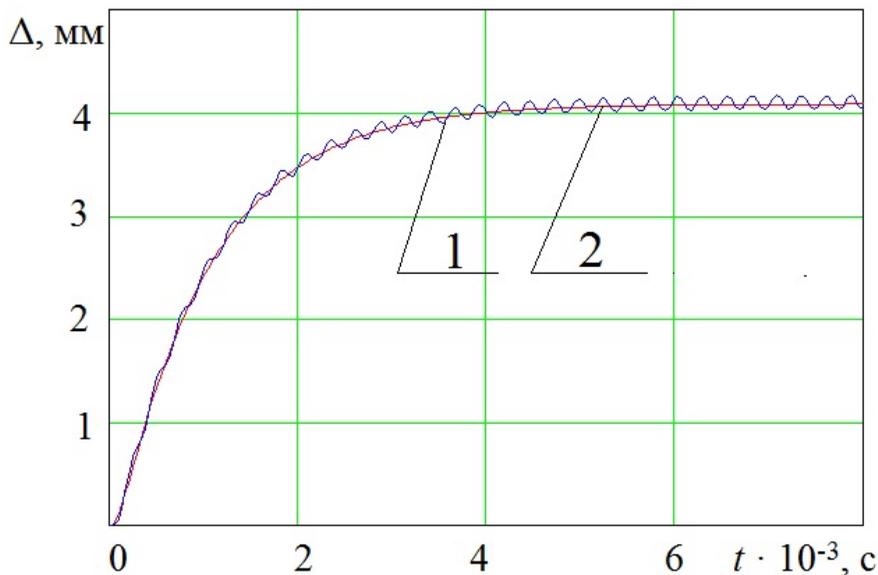


Рис. 10. Перемещение золотника блока управления подачей топлива в цилиндр с пьезоприводом при ступенчатом изменении задания для систем: 1 – с ПИД-регулятором; 2 – с нечетким регулятором

Выводы

Таким образом, применение пьезоэлектрического исполнительного механизма с «нечеткой» системой управления позволит уменьшить энергоемкость двигателя и расширить диапазон возможных законов подачи топлива, повышая энергетическую и экологическую эффективность двигателя. А также сократится количество и емкость аккумуляторов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Bunker price // MER (Marine engineers review). – 2007. – № 5 (May). – P. 21.
2. Bunker price // MER (Marine engineers review). – 2012. – № 2 (February). – P. 14.
3. International maritime organization [Электронный ресурс] / MARPOL. – London: IMO Publishing, 2011. – <http://www.imo.org/>. – ISBN 978-92-801-1532-1.
4. Возницкий, И.В., Пунда, А.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания. – М.: Моркнига, 2008. – 470 с. – ISBN 978-5-903080-38-0.
5. Возницкий, И.В., Судовые двигатели внутреннего сгорания. – М.: Моркнига, 2007. – 284 с. – ISBN 978-5-903080-04-5.
6. Топливо и топливные системы судовых дизелей / Ю.А. Пахомов, Ю.П. Коробков, Е.В. Дмитриевский, Г.Л. Васильев; под ред. Ю.А. Пахомова. – М.: ТрансЛит, 2007. – 469 с. – ISBN 5-94976-640-7.
7. Никольский Виталий Валентинович. Система управления подачею палива «интеллектуального» двигуна [Патент на корисну модель] / В.В. Нікольський, Є.М. Оженко. – МПК (2009) G01N11/10. – № 43426; Опубл. 10.08.2009, Бюл. № 15.
8. Piezoelectric Ceramics, Piezo Actuators, Piezo Motors, PZT Ceramics, Piezo Assemblies, Piezo Transducer [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.piceramic.de/>
9. Никольский Алексей Анатольевич. Точные двухканальные следящие электроприводы с пьезокомпенсаторами [Текст]: монография / А.А. Никольский. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 160 с. – ISBN5-283-00504-6.
10. Онищенко, О.А. Научное обоснование и разработка автоматизированных систем управления холодильно-компрессорными установками малой производительности: дис. ... докт. техн. наук: 05.13.07. – Одесса, 2010. – 244 с.

УДК 621.431.74

Половинка Э.М., Слободянюк Н.В.
НУ «ОМА»

ПРОЦЕСС ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА В СУДОВОМ СРЕДНЕОБОРОТНОМ ДИЗЕЛЕ НА ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ

Постановка проблемы в общем виде. Значительная часть времени эксплуатация двигателей внутреннего сгорания происходит в условиях изменяющихся режимов вследствие воздействия переменных нагрузок природного происхождения, таких как движение судна по большой волне или в ледовых условиях. Другим источником являются изменения, вносимые персоналом в эксплуатационный режим работы, например, маневрирование судна при входе в порт, прохождение каналов, движение с тралом. Наибольшей величиной и частотой изменения режимов работы главных двигателей обладают портовые буксиры.

В качестве примера можно привести запись параметров главного двигателя в процессе маневрирования при входе в порт, представленные на рис.1 [1].

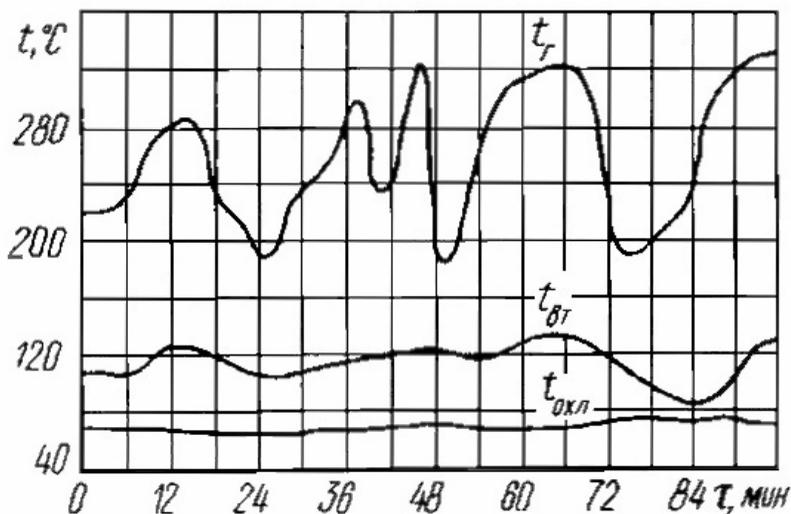


Рис.1. Изменения режимов работы двигателя при маневрировании судна
 t_f – температура выпускных газов; $t_{вт}$ – втулки цилиндров; $t_{охл}$ – охлаждающей цилиндр воды

Интенсивные изменения режимов работы главных двигателей оказывает существенное отрицательное влияние на протекающие рабочие процессы в цилиндрах, вспомогательных механизмах и агрегатах.

Одним из основных факторов, определяющих ухудшение рабочего процесса двигателей на переменных режимах, является изменение процесса впрыскивания топлива. Это наиболее характерно для пусковых режимов. Примером может служить запись подъёма иглы форсунки и график изменения давления топлива при пуске высокооборотных двигателей на рис.2.

Из осциллограммы видно, что подача топлива вялая, растянутая по времени при малом давлении топлива, неполном подъёме иглы и дробном характере её движения. Ухудшение качества распыливания наряду с низкими параметрами воздушного заряда приводит к повышенному расходу топлива, интенсивному износу деталей двигателя и повышенной эмиссии вредных компонентов в составе отработавших газов.

Целью исследования стало совершенствование рабочих процессов дизелей на переменных режимах.

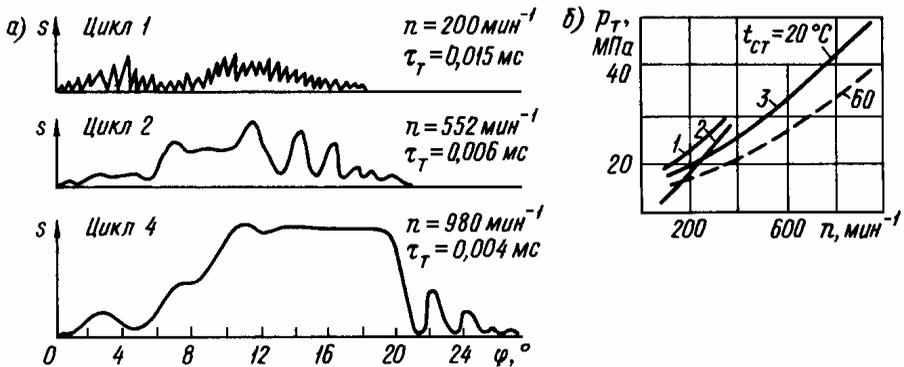


Рис.2. Подъём иглы форсунки и давление топлива при пуске двигателей: а) дизель 8ЧН13/14; б) 1 – ДН23/30, 2 – Ч15/18, 3 – Ч 13/14

В качестве начального этапа исследований особенностей процессов впрыскивания на малых и переменных режимах целесообразно выполнить испытания с изменением частоты вращения при неизменных регулировочных параметрах системы впрыскивания. Для проведения такого эксперимента предпочтительно использовать безмоторный стенд. В этом случае возникает возможность свободного задания

регулируемых параметров, что трудно обеспечить при моторных испытаниях.

Изложение основного материала исследования начато с подготовки опытного применения топливной аппаратуры среднеоборотного судового дизеля ЧН 25/34. Основные параметры топливного насоса высокого давления (ТНВД) следующие: диаметр плунжера 16 мм, ход 16 мм; форсунка закрытого типа с распылителем 9х0,35 мм. Привод распределительного вала стэнда осуществлялся электродвигателем постоянного тока, что обеспечивало бесступенчатое регулирование частоты вращения.

Общий вид системы топливоподачи с датчиками на безмоторном стэнде представлен на рис.3.

В эксперименте записывались следующие параметры:

- давление топлива в штуцере топливного насоса p_n ;
- давление топлива в штуцере форсунки $p_{ф.вх}$;
- давление в топливном канале форсунки $p_{ф.к}$;
- ход иглы распылителя z ;
- определялась частота вращения распределительного вала n_p ;
- фиксировался угол поворота распределительного вала φ ;
- измерялось и время τ .

Выход рейки ТНВД в эксперименте составлял 15 мм.

Осциллографирование, обработка данных и оформление результатов выполнено с помощью программно-аппаратного комплекса на базе тензометрического усилителя, разработанного в НУ"ОМА" на кафедре СЭУ. Запись процессов выполнена на персональный компьютер. Обработка осциллограмм проведена специализированным пакетом, входящим в состав комплекса.

Программой эксперимента предусмотрено повышение и снижение частоты вращения от остановки и до пускового значения. Кроме того, после набора установленной скорости вращения выдерживался промежуток времени, достаточный для стабилизации процесса впрыскивания.

Эксперимент проведен в следующей последовательности. Предварительно задан режим пусковой частоты вращения установкой напряжения электродвигателя. Затем стэнд был остановлен и после начала записи осциллограммы запущен с установленным ранее напряжением. После выхода на пусковую частоту и стабилизации режима двигатель отключался и происходил выбег системы до остановки.

Запись осциллограммы велась непрерывно вплоть до остановки стенда.

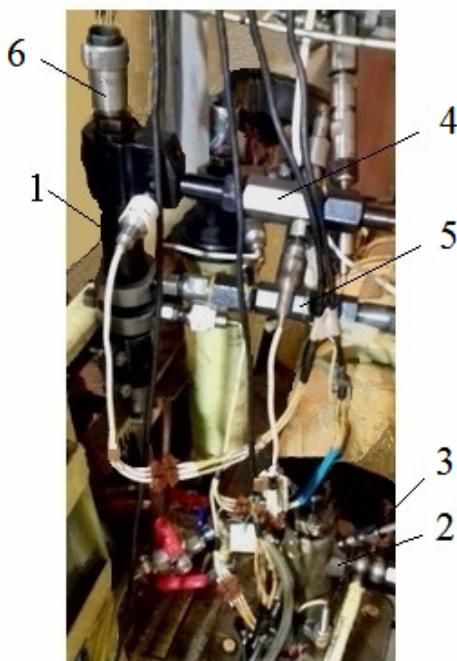


Рис.3. Общий вид стенда системы топливоподачи с датчиками:
1 – форсунка; 2 – ТНВД; 3 – датчик давления в насосе $p_{пн}$; 4 – датчик давление на входе в форсунку $p_{ф.вх}$; 5 – датчик давления в канале форсунки $p_{ф.к}$; 6 – датчик хода иглы форсунки z .

При обработке полученных осциллограмм определены величины давлений и фазы топливоподачи. Распределение данных отнесено к текущему времени опыта (τ с начала записи) и номеру цикла (с момента первого впрыскивания). Испытания проведены при давлении затяжки пружины форсунки близком к нулевому. По этой причине запись линии подъёма иглы превышает конструктивную величину $z_{max} = 0,45$ мм поскольку возможен неконтролируемый отрыв штанги пружины от хвостовика иглы и соответствующее перемещение штока датчика подъёма иглы.

Общая картина эксперимента представлена на рис.4 в форме зависимости максимального давления $p_{ф.вх}$ от времени и номера цикла.

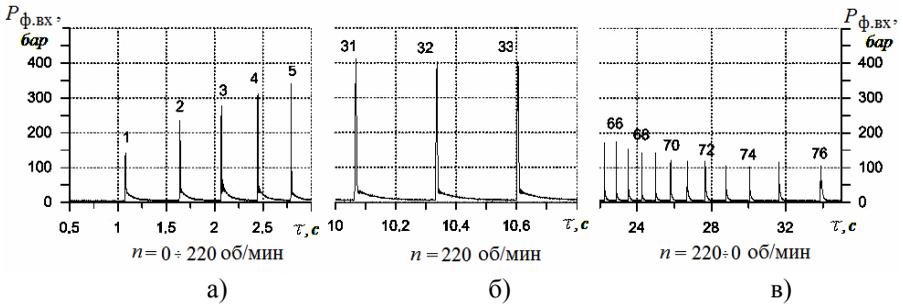


Рис.4 Изменение давления $p_{ф.вх}$ в течение эксперимента:
 а – разгон; б – зона стабильных оборотов; в – выбег

Как следует из графика, продолжительность опыта составила 36 сек, количество циклов в течение записи равно 76.

Для анализа полученных данных необходимо учесть текущее значение частоты вращения (средней скорости вращения в течение цикла впрыскивания). Такие данные приведены на тахограмме рис.5, полученной обработкой исходной записи на участках подачи топлива.

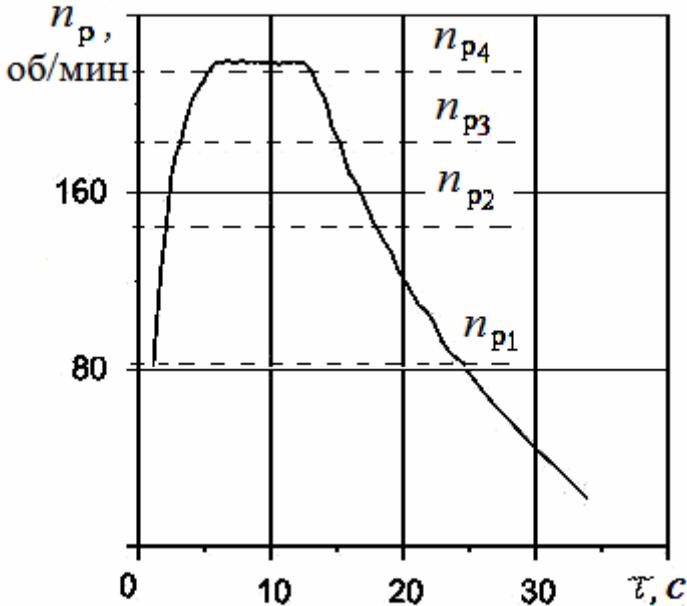


Рис.5. Тахограмма эксперимента

Из сопоставления рис.4,5 следует, что на участке разгона (циклы 1-16) скорость вращения увеличилась с 82 до 220 об/мин. За этот период $p_{ф.вх}$ возросло от 143 до 394 бар. При стабильной частоте вращения, составившей $n_p = 220$ об/мин, давление поддерживалось на уровне 405 бар.

Участок выбега представляет интерес с точки зрения изменения параметров впрыскивания топлива при падении оборотов. Такой режим, естественно, не характерен для работы двигателя, но позволяет детальнее исследовать переходные процессы в топливной аппаратуре.

Тахограмма выбега на рис.5 характерна плавным снижением n_p и приходится на время $\tau = 13-34$ с. Запись давления на рис.4в относится к последним 10 с, когда скорость вращения уменьшилась с 93 до 22 об/мин, а $p_{ф.вх}$ – в диапазоне 170 – 105 бар.

Для анализа процесса топливоподачи на участке разгона (рис.5) выбраны осциллограммы с тремя значениями $n_p = 145, 182, 219$ об/мин (рис.6).

На рис.6а показана разметка осциллограмм для определения условного угла начала впрыскивания φ_n и угла впрыскивания $\varphi_{вп}$.

На рис.6б и 6в совмещенные осциллограммы шестого и шестнадцатого циклов на участке разгона.

Для оценки информативности осциллограмм, записанных в различных точках системы впрыскивания, проведем сравнение кривых $p_n, p_{ф.вх}, p_{ф.к}$. Рассмотрим режим с $n_p = 182$ об/мин (рис.6б). В первую очередь, сопоставим максимальные величины. Минимальное значение имеет $p_{ф.к}$, которое на 43 бар ниже $p_{ф.вх}$ и на 36 бар меньше p_n .

Что касается характера кривых, то можно отметить, что максимумы расположены по ходу волны давления в системе в последовательности $p_n, p_{ф.вх}, p_{ф.к}$. Сдвиг в указанном порядке составляет $\Delta\varphi = 0,5$ и $0,4^\circ$ ПРВ.

Форма осциллограмм существенных отличий не имеет. Колебания на заднем фронте более интенсивны у ТНВД.

Осциллограммы двух других циклов при разгоне представлены на рис. 6а и 6в. Характер кривых давления такой же, как и рассмотренный выше, отличие, естественно, в максимальных величинах.

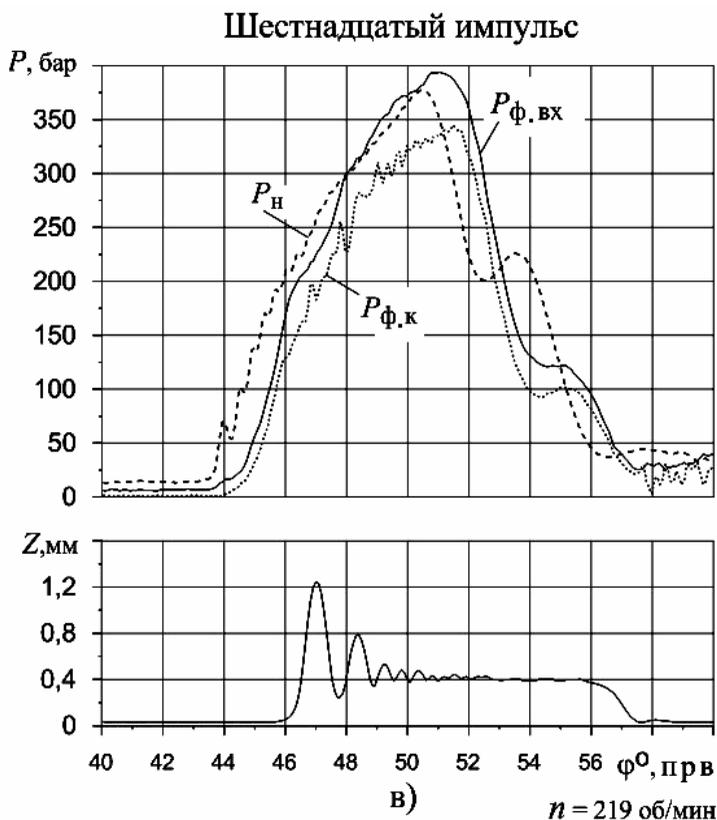


Рис.6. Совмещённые осциллограммы впрыскивания на участке разгона.

Проведенный анализ позволяет для сопоставления процесса впрыскивания при различной частоте вращения использовать выборочные участки системы впрыскивания. Для этого выбраны p_n , $p_{ф.к}$, графики которых приведены на рис.7. Там же показаны кривые $\varphi_{вп}$. Опытные точки нанесены только для разгона. Данные, по которым построены графики, приведены в табл.1.

Полученные зависимости достаточно хорошо аппроксимируются кривыми рис.7, что свидетельствует о стабильности измерений.

Диапазон изменения давлений при изменении частоты вращения как при разгоне, так выбеге практически одинаков. Для p_n это 135 – 370 бар и 361 – 134 бар. Для $p_{ф.к}$: 114 – 328 бар и 328 – 113 бар.

Практически совпадают и значения углов впрыскивания.

Таблица 1. Параметры топливоподачи

п/н, цикла	n_p , об/мин	τ , с	$p_{ф.вх.}$, бар	$p_{ф.к.}$, бар	$p_{н.}$, бар	$\Phi_{вп}^{\circ}$, ПРВ	Участки
1	82	01,07	143	114	135	5,8	разгон
68	84	24,23	143	114	135	7,1	выбег
3	145	02,07	279	236	259	7,3	разгон
56	146	17,80	282	239	265	7,5	выбег
6	182	03,12	345	295	304	10,0	разгон
49	181	15,20	363	301	332	9,9	выбег
14	215	05,46	392	343	322	11,3	разгон
41	216	12,76	389	328	361	11,5	выбег

Для оценки влияния характера изменения частоты вращения (повышения или снижения) даны совмещённые осциллограммы при $n_p = 215$ об/мин (рис.8). Кривые давления топлива $p_{ф.вх.}$ и подъёма иглы практически совпадают. Т.о. направление переходного режима не влияет на развитие процесса топливоподачи.

Соответствующие совмещённые осциллограммы с близкими значениями оборотов распределительного вала n_p приведены на рис.8.

В заключение рассмотрим особенности протекания впрыскивания при минимальной частоте вращения разгона и выбега. Соответствующие значения n_p составляют 82 и 22 об/мин (рис.9). В этом случае частота вращения является определяющим фактором, приводящим к существенному изменению топливоподачи.

В качестве общей оценки можно отметить, что при $n_p = 82$ об/мин (рис. 9а) наблюдается стабильное впрыскивание, а на 22 об/мин (рис.9б) впрыскивание дробное. Кроме того, отличаются и максимальные давления, составившие в первом случае 110 – 150 бар, а при дробной работе колебания происходят в диапазоне 30 – 100 бар. В то же время после окончания стабильного впрыскивания давление составляет 10 – 40 бар, колебательный же процесс заканчивается на уровне 55 – 70 бар.

Значительно меньше при дробной подаче угол впрыскивания, составивший $2,8^{\circ}$ ПРВ против $5,8^{\circ}$ ПРВ для стабильного впрыскивания.

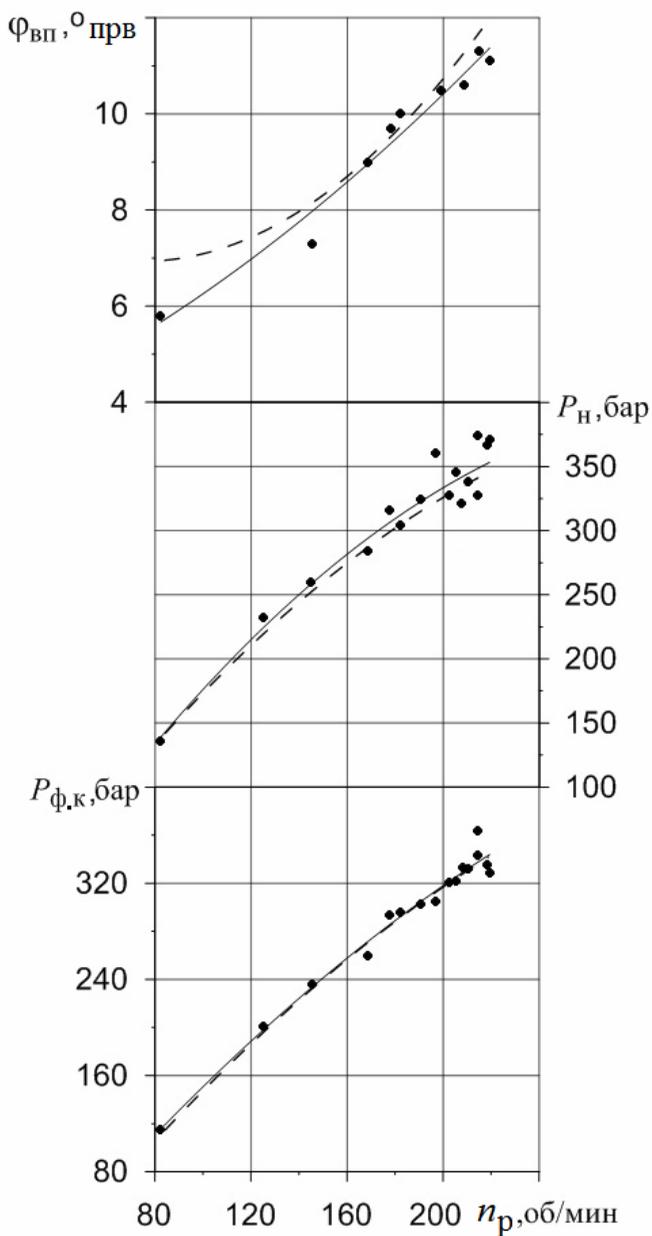


Рис.7. Зависимость параметров топливоподдачи от частоты вращения на переменных режимах: (—) разгон, (---) выбег (обозначения в тексте)

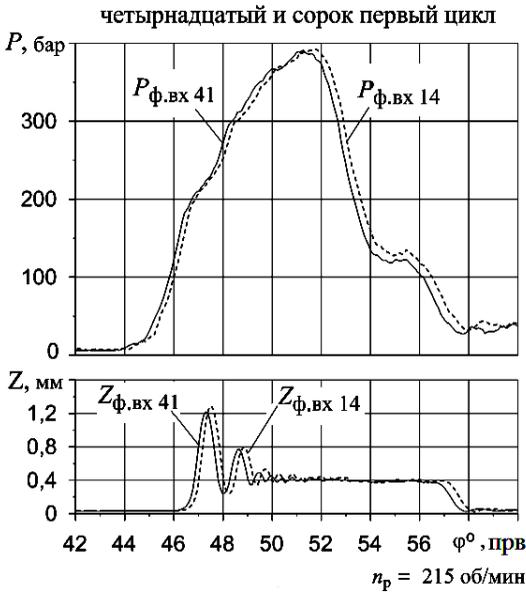


Рис.8. Совмещённые осциллограммы циклов разгона и выбега с близкими значениями оборотов распределительного вала n_p

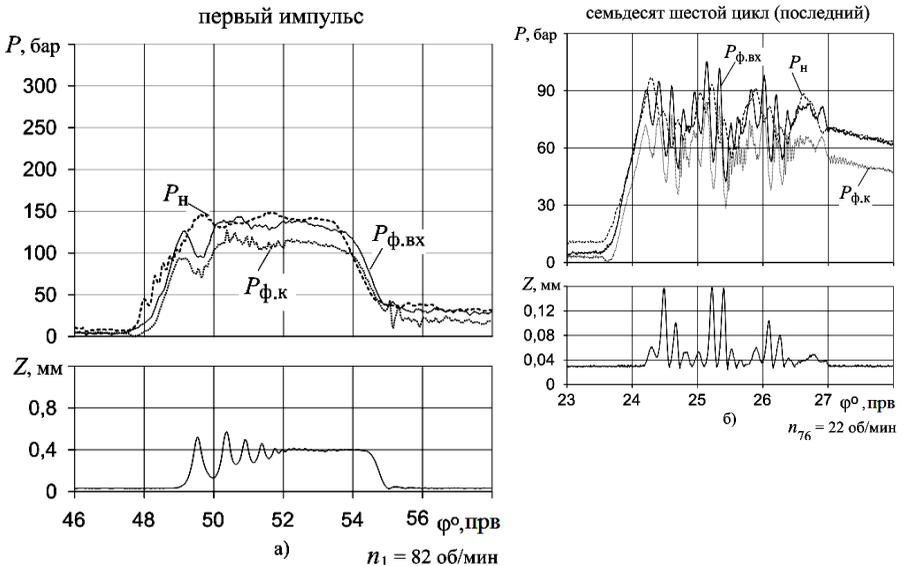


Рис.9 Процессы впрыскивания на крайних режимах эксперимента

а) 1 – цикл; б) 76 – цикл

Выводы

Предложенная и реализованная методика исследования процесса впрыскивания при компактном изменении частоты вращения в условиях одного опыта обеспечивает выполнение эксперимента на переменных режимах в любом необходимом диапазоне частоты вращения.

Направление изменения частоты вращения не влияет на развитие процесса впрыскивания.

Основным фактором, определяющим характеристики топливоподачи на переменных режимах, является частота вращения. В частности, в условиях эксперимента для диапазона 0 – 220 – 0 об/мин составило 5,8 – 11,5 – 2,8°ПРВ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Костин А.К. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник / А. К. Костин, Б. П. Пугачев, Ю.Ю. Кочинев; Под общ. ред. А. К. Костин. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989.- 284 с.: ил.

УДК 656.21.052

Костенко П.А.
НУ «ОМА»

ОСОБЕННОСТИ БУКСИРНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ СУДОВ И ОБЪЕКТОВ

Постановка проблемы в общем виде.

В 21-м столетии роль буксировки судов повысилась с ростом морехозяйственной инфраструктуры вне портового назначения и поддержками в модернизации внутренней инфраструктуры морских и речных портов. Такое обстоятельство требует увеличения размеров, мощности, маневренности и адаптации буксирных устройств к действию в чрезвычайных и аварийных условиях.

К таким условиям следует отнести групповой стиль судовождения и ответственность капитана буксира в период буксировки: морские буксировки требуют первоочередной ответственности капитана/ов буксира/ов, внутри и около портовые буксировки – капитана буксируемого судна, при ледовых проводках – капитана проводимого судна, которое движется под внешним управлением капитана ледокола и обкалывается вспомогательным ледоколом или буксиром ледокольного типа.

Результаты расследования морских аварийных событий с участием буксиров указывают на недостаток опыта у руководителей буксировок эвристического и логического характера.

Анализ результатов предыдущих исследований.

В практике морских буксировок особое место отводится рывкам буксирного троса вызванными: неравномерной работой пропульсивного комплекса буксировщика, рысканиями буксируемого судна, резком повороте буксировщика, страгиванием каравана, внезапно налетевшим шквалом, которые следует сводить до минимума при осуществлении перехода. Чрезмерные натяжения буксирного троса наблюдаются при плавании против волны, по волне и под углом к волне. Они вызваны орбитальным движением частиц воды у поверхности моря до значительных глубин, в следствие чего буксировка становится неравномерной из-за сближения и отдаления судов буксирной системы.

Поэтому капитанам судов при составлении грузовых планов и в процессе их реализации настоятельно рекомендуется обеспечить: одинаковые метацентрические высоты для обоих судов; не иметь

крена; обеспечить объекту буксировки дифферент на корму в $0,6 \square 0,8$ м; наиболее тяжелые грузы размещать в средних трюмах, располагая их по длине трюма; после окончания грузовых операций следует обеспечить полную герметизацию грузовых трюмов и помещений [1].

Целью настоящего исследования является обзор результатов исследований по буксировке судов и объектов.

Так при выборе буксирного троса по методу академика А.Н. Крылова особое внимание уделяется его длине и диаметру: согласно которому длина буксирного троса должна быть кратной длине волны между судами и зависеть от водоизмещения буксируемого объекта, а диаметр троса определяется величиной мощности буксира и скоростью буксировки, колеблющейся в пределах $3 \div 7$ узлов.

Запас прочности троса буксира – $6 \div 10$ кратный, а длина буксирной линии должна обеспечить колебание расстояния между судами не более чем на величину высоты волны, что не позволит возникающим напряжениям в буксирном тросе превысить его прочность.

Минимальная длина буксирной линии не должна быть менее трех длин буксировщика. В противном случае продольная составляющая кильватерной струи будет оказывать влияние на мореходность буксируемого объекта.

Не допускается длина троса более половины величины запаса воды под буксирным тросом на мелководье, а величина отклонения судов каравана от линии пути не должна превышать длину безопасной волны.

Проблемы в управлении буксирным караваном возникают по мере приближения его к зоне штормовых условий, которые разделяют по направлению волн. Волнение с носовых румбов вынуждают снижать скорость каравана и изменять курсовой угол волнения, что уменьшает силу ударов волн в носовую часть, а также днище буксируемого объекта и буксировщика, снижает заливание палубы и повреждения палубных механизмов, обеспечивает равномерность работы двигателей судов, не допуская плавание буксируемого объекта при резонансной волне.

Особую опасность представляет буксировка объекта на попутном волнении из-за угрозы значительной потери остойчивости связанной с непрерывным изменением площади действующей ватерлинии. При попутном волнении, когда скорость буксирного каравана близка к скорости волнения, наблюдаются уменьшение в течение длительно-

го времени, а это может стать причиной опрокидывания и гибели буксируемого объекта.

Наиболее опасным является положение буксируемого объекта на гребне волны. Буксируемый объект медленно ложится на борт и медленно выпрямляется, принимая на палубу большую массу воды. Управление таким объектом осуществляется также снижением скорости и изменением направления движения каравана, не допуская постановки объекта лагом к волне. В шторм буксировщику следует избегать резких переключений руля.

Очень большие сложности в управлении караваном возникают при поворотах на другой курс, которые наблюдаются в виде усиления качки, зарывания судов в волну, заливания палубы, ударов о корпус, увеличения периода качки. Поворот против волны осуществляется судами за минимальный период нахождения в положении лагом к волне до подхода очередной серии высоких волн. При развороте каравана с попутной волны на курсы против волны ход буксируемого состава не форсируется для уклонения от ударов волн в носовую часть.

Штормование каравана в дрейфе аналогично штормованию судна лагом, которое угрожает параметрической качкой для судов. Особенно это относится к объектам в грузу с малым надводным бортом или имеющим большую остойчивость. Контролируется и угроза «сложения» буксирной линии за счет её провисания на глубокой воде.

На малых глубинах буксирный трос ложится на дно, выполняя роль якоря, поэтому создается опасность обрыва буксирной линии от зацепа за препятствие на грунте, а также полной потере управляемости буксировщика при разворачивании кормой к набегающей волне. Выбор способа штормования зависит от опыта капитана буксирующего судна, а весь процесс буксировки – от культуры буксировочного обеспечения перехода судов каравана.

Важнейшим фактором буксировки является буксировочное оборудование судов и крепление буксирной линии. Способ крепления буксирной линии на буксировщиках и буксируемых судах определяется Правилами Регистра судоходства Украины.

Для коротких переходов допускается крепление буксирного троса на носовых кнехтах буксируемого объекта, а для океанских переходов – с помощью глаголь-галка. Наиболее перспективной при морских буксировках остается автоматическая буксирная лебедка.

В процессе организации морской буксировки требуется обеспечить соответствие (гармонию) графо-аналитических логических и эвристических решений, которые включают выбор буксира, расчет буксирной линии и скорости буксировки с одной стороны, учесть рекомендации по управлению буксирным караваном с другой стороны и тщательно отработать действия экипажей судов в особых случаях буксировки перед переходом, а особенно перед началом морской операции.

Буксировки и буксирно-кантовочные операции в портовых водах отличает кратковременность, постоянная работа буксиров по управлению объектами не способными управляться самостоятельно, опасность навала судов друг на друга из-за короткой длины (30 ÷ 40 м) буксирной линии.

Для буксировки танкеров и балкеров предлагаются следующая эмпирическая зависимость тяги буксира F_{δ} (т.с.) от дедвейта буксируемого судна D_c (т):

$$F_{\delta} = 65 + 6 \cdot 10^{-4} D_c, \quad (1)$$

а также количества буксиров для швартовки/от швартовки судна (n_{δ}):

$$n_{\delta} = 1,5 + 1,4 \cdot 10^{-5} D_c. \quad (2)$$

В последнем выражении n_{δ} определяется с точностью до целого числа.

Дальнейшее получение статических и динамических характеристик буксирно-кантовочной системы осуществляется с использованием математической модели предложенной Ю.И. Бурименко [2], отражающей свойства, связи и отношения между буксировщиком и объектом при множестве способов проведения буксирно-кантовочных операций (БКО).

На основании модели БКО разрабатываются структурно-логические схемы (СЛС) для минимума периода операции, точности проводки по траектории, действию ветра и течения и др. Для дальнейшего использования СЛС требуется их практическая корректировка.

В последнее время В.В. Голиков [3], используя средства имитационного моделирования в виде тренажеров, объединил эти три этапа в сценарий БКО, визуализуя его в режиме реального времени. Опыт практического использования таких сценариев при лоцманских проводках указывает на перспективность визуализации операторской деятельности особенности на внутренних водных путях Украины.

Буксировка судов в ледовых условиях выше 44°СШ осуществляется ледоколом на коротком буксире (40 ÷ 50 м) или вплотную в кормовом вырезе ледокола.

Динамика буксируемой системы представлена графо-аналитически используя 2-й закон Ньютона, для поступательного движения каждого из судов. Особое внимание в структурно-логических схемах ледовой проводки уделяется сопротивлению судну во льдах, прочности его корпуса, льдопроходимости, околке судов и прокладке ледового канала.

Эвристическую часть буксировки судов во льдах представляет командный стиль управления караваном под руководством капитана ледокола в море и координатора ледовых проводок в порту, обычно капитана порта.

Выводы

Буксировка судов и объектов требует использования трех способов управления: графо-аналитического, логического и эвристического.

Графо-аналитический способ используется при управлении системой на переходных процессах.

Логическим способом формируются алгоритмы задания ограничений во времени по пути движения каравана, а также правила, назначения и рекомендации декларативного типа.

Эвристическим способом составляются сценарии группового и командного управления буксирной системой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Репетей В.Д. Морские буксировки [текст]/ В.Д. Репетей. – Одесса: Укрморинформ, 2007. – 173 с.
2. Бурименко Ю.И. Портовая буксировка. Технология и безопасность [текст]/ Ю.И. Бурименко, Ю.Б. Попов. – М.: Транспорт, 1991. – 95 с.
3. Голиков В.В. Гарантированное безопасное управление эргатической системой на водном транспорте [текст] / В.В. Голиков – Судовождение: Сб. научн. трудов / ОНМА, Вып. 25. – Одесса: «ИздатИнформ», 2015 – С. 30-39.

РЕФЕРАТЫ

УДК 656.6:629.54

Берестовой А.М., Литвиненко В.П. Оценка работы дизеля в эксплуатации на основе скоростей сгорания топлива // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 9-15.

Предложен способ оценки эффективности дизеля, на основе комплекса экспериментальных и теоретических исследований, применением объемной и линейной скоростей сгорания, который позволяет выявить пути совершенствования его конструктивных элементов.

Рис.3 Список лит. 4.

Berestovoy A. M., Litvinenko V. P. Performance evaluation of a diesel engine in operation is based on the speed of combustion // Ship power plants: Sc.-Tech. Col. – 2015 - №36 – Odessa –P. 9-15.

A method is proposed for evaluating the efficiency of a diesel engine, on the basis of complex experimental and theoretical studies, using the volume and linear velocity of combustion, which allows to identify ways of improving its structural elements.

Fig.3 Bibl. 2.

УДК 621.436.13:621.57

V. A. Golikov, R. M. Radchenko, N. S. Bohdanov. Improving the scavenge air cooling system of cogenerative maine marine diesel engine // Ship power plants: Sc.-Tech. Col. – 2015 - №36 – Odessa –P.16-23.

Abstract. An improved three stage scavenge air cooling system of marine low speed diesel engine (LSDE) of cogenerative type with the use of scavenge air heat for heating a feed water for waste heat recovery steam boiler (WHRSB) and transformation of generated steam heat into a cold by ejector chiller has been proposed. The presence of the third addition low temperature stage of the scavenge air cooler using the cold producing by ejector chiller provides cooling of the scavenge air below the temperature of sea water. With this a depth of three stage scavenge air cooler and consequently its air pressure drop are closed to their values for two stage air coolers of cogenerative type marine LSDE: with high temperature stage for extracting a high potential heat from the scavenge air after the turbo-charger to cool a feed water for WHRSB and the stage for scavenge air cooling by sea water.

Key words: marine low speed diesel engine, waste heat recovery boiler, feed water, cooling, scavenge air, ejector cooling machine, low boiling working fluid.

УДК 621.436.13:621.57

В. А. Голиков, Р. М. Радченко, М. С. Богданов. Вдосконалення системи охолодження наддувного повітря головного суднового дизеля когенераційного типу // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 16-23.

Анотація. Запропонована вдосконалена триступенева система охолодження наддувного повітря суднового малооборотного дизеля (МОД) когенераційного типу з використанням теплоти наддувного повітря для нагріву живильної води парового утилізаційного котла (УК) і трансформацією теплоти отриманої пари в холод ежекторною холодильною машиною. Наявність додаткового третього низькотемпературного ступеня охолоджувача наддувного повітря, що використовує холод, генерований ежекторною холодильною машиною, забезпечує охолодження наддувного повітря нижче температури заборотної води.

При цьому глибина триступеневого охолоджувача наддувного повітря, відповідно і його аеродинамічний опір, порівняні з їхніми величинами для двоступеневих охолоджувачів судових МОД когенераційного типу: з високотемпературним ступенем відведення високопотенційної теплоти від наддувного повітря після турбокомпресора на нагрів питної води УК та ступенем охолодження наддувного повітря заборотною водою.

Ключові слова: судновий малооборотний дизель, утилізаційний котел, живильна вода, охолодження, наддувне повітря, ежекторна холодильна машина, низькокипляче робоче тіло

УДК 621.436.13:621.57

В. А. Голиков, Р. Н. Радченко, Н. С. Богданов. Совершенствование системы охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля когенерационного типа // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 16-23.

Аннотация. Предложена усовершенствованная трехступенчатая система охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля (МОД) когенерационного типа с использованием теплоты наддувочного воздуха для нагрева питательной воды парового утилизационного котла (УК) и трансформацией теплоты полученного пара в холод эжекторной холодильной машиной. Наличие дополнительной третьей низкотемпературной ступени охладителя наддувочного воздуха, использующей холод, генерируемый эжекторной холодильной машиной, обеспечивает охлаждение наддувочного воздуха ниже температуры заборточной воды. При этом глубина трехступенчатого охладителя наддувочного воздуха, соответственно и его аэродинамическое сопротивление, сопоставимы с их величинами для двухступенчатых охладителей судовых МОД когенерационного типа: с высокотемпературной ступенью отвода высокопотенциальной теплоты от надду-

вочного воздуха после турбокомпрессора на нагрев питательной воды УК и ступенью охлаждения наддувочного воздуха заборной водой.

Ключевые слова: судовой малооборотный дизель, утилизационный котел, питательная вода, охлаждение, наддувочный воздух, эжекторная холодильная машина, низкокипящее рабочее тело.

УДК 681.5

Михайлов С.А. Харченко Р.Ю. Гибридные интеллектуальные сети для оптимизации режимов эксплуатации судовых систем комфортного микроклимата // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 24-32.

Hybrid intelligent networks to optimize the operating conditions of ship systems comfortable microclimate

Аннотация. Результаты анализа и компьютерного моделирования показали перспективность применения гибридных интеллектуальных сетей при эксплуатации автоматизированных систем комфортного микроклимата морских судов.

Abstract. The results of the analysis and computer simulations showed the prospect of application of hybrid intelligent networks in the operation of automated systems comfortable microclimate ships.

Илл. 3. Табл. 1 Список лит. 9.

UDC 621.431.004

Molodtsov N. S., Bogach V.M. Analytical prediction of reliability of ship facilities. // Ship power plants: Sc.-Tech. Col. – 2015 - №36 – Odessa –P.33-40.

Shows the current approach to ensuring the reliability of ship technical means. A new approach to secure mates su-Euclidean systems, subordinated to the main goal - the development of a system ensuring the reliability of marine diesel engine, comprising the following major subsystems: engineering work surfaces, methods of technical of with and repair and lubrication regime,

УДК 621.431.004

Молодцов М.С., Богач В.М. Аналітичне прогнозування надійності судових технічних засобів // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 33-40.

Показано актуальні напрямки забезпечення надійності судових технічних засобів. Запропоновано новий підхід до надійності сполучень судових систем, що підкоряється головній меті - розробці системи забезпечення надійності судового дизеля, що включає наступні основні підсистеми: інженерія робочих поверхонь, способи технічного обслуговування й ремонту й режим змазування,

УДК 621.431.004

Молодцов Н.С., Богач В.М. Аналитическое прогнозирование надежности судовых технических средств // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 33-40.

Показаны актуальные направления обеспечения надежности судовых технических средств. Предложен новый подход к надежности сопряжений судовых систем, подчиняющийся главной цели - разработке системы обеспечения надежности судового дизеля, включающей следующие основные подсистемы: инженерия рабочих поверхностей, способы технического обслуживания и ремонта и режим смазывания,

УДК 621.431

Заблоцкий Ю.В. Использование регулярного микрорельефа для оптимизации работы топливной аппаратуры высокого давления судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 65-73.

Рассмотрена возможность нанесения регулярного микрорельефа на поверхность плунжера топливного насоса высокого давления судового двигателя внутреннего сгорания. Приведена технология нанесения регулярного микрорельефа в судовых условиях. Приведены результаты исследований, подтверждающих снижение износа плунжеров топливных насосов высокого давления при нанесении регулярного микрорельефа.

Илл. 6. Библ. 4.

Zablotskii Y. V. Using the regular microrelief to optimize the high-pressure fuel injection equipment marine diesel engines // Ship power plants: Sc.-Tech. Col. – 2015 - №36 – Odessa –P.65-73.

The possibility of applying the regular microrelief on the surface of the plunger injection pump marine internal combustion engine. The technology of drawing a regular microrelief in marine conditions. The results of studies that confirm the reduced wear of plungers high pressure fuel pumps in the application of the regular microrelief.

Fig. 6. Bibl. 4.

УДК 629.5.064.5

Захарченко В.Н., Шевченко В.А. Решение задач управления судовой электроэнергетической установкой при изменении нагрузки // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 74-82.

Предложен подход к решению задачи управления составом генераторных агрегатов при изменении нагрузки.

Формализованы программные модули счета количества параллельно работающих генераторных агрегатов и определения их состава в зависимости от нагрузки электроэнергетической установки.

Ключевые слова: генераторный агрегат, электрическая станция, программный модуль, предикат.

An approach of generating sets configuration control task solving is offered for the case of power plant load variation.

A generating sets number counting and configuration program modules were formalized.

Keywords: generating set, power plant, program modules, predicate.

УДК 551.508.85 (551.576 +551.577)

Корбан Д.В. Обнаружение и различие поляризованных сигналов навигационных объектов при наличии нормальных частично поляризованных помех // Судовые энергетические установки: Сб. научн. трудов / ОНМА, Вып. 36 . - Одесса: «ИздатИнформ», 2015. – С. 83-95.

В статье представлен статистический синтез алгоритмов обнаружения и различения поляризационных сигналов при наличии частично поляризованных помех, которыми являются эхо-сигналы различных метеообразований. Общие поляризационные свойства совокупности стабильного навигационного объекта и флуктуирующего фона метеообразований представлены статистической матрицей рассеяния с комплексными коэффициентами. Оптимальной процедурой обработки сложного частично поляризованного сигнала является алгоритм, формирующий отношение правдоподобия, который может быть рекомендован к использованию в судовых РЛС с поляризационной селекцией сигналов.

Ключевые слова: распознавание, навигационный объект, поляризационная матрица, параметры Стокса, помеха, радиолокационное обнаружение, поляризация, порог, эхо-сигнал, оптимальная процедура, преобразователь.

Литература – 6 источников.

УДК 551.508.85 (551.576 +551.577)

Корбан Д. В. Виявлення і відмінність поляризованих сигналів навігаційних об'єктів при наявності нормальних частково поляризованих перешкод.

// Судовые энергетические установки: Сб. научн. трудов / ОНМА, Вып. 36 . - Одесса: «ИздатИнформ», 2015. – С. 83-95.

У статті представлено статистичний синтез алгоритмів виявлення і розрізнення поляризаційних сигналів при наявності частково поляризованих перешкод, якими є луно-сигнали різних метеоутворень. Загальні поляризаційні властивості сукупності стабільного навігаційного об'єкта і флуктуючого фону метеоутворень представлені статистичною матрицею розсіяння з ком-

плексними коефіцієнтами. Оптимальною процедурою оброблення складного частково поляризованого сигналу є алгоритм, що формує відношення правдоподібності, який може бути рекомендований до використання в судових РЛС з поляризаційною селекцією сигналів.

Ключові слова: розпізнавання, навігаційний об'єкт, поляризаційна матриця, параметри Стокса, перешкода, радіолокаційне виявлення, поляризація, поріг, луно-сигнал, оптимальна процедура, перетворювач.

Corban D. V. The detection of polarized and the difference signals of the navigation objects in the presence of normal partially polarized noise // Ship power plants: Sc.-Tech. Col. – 2015 - №36 – Odessa –P.83-95.

The article presents a statistical synthesis of algorithms of detection and discrimination of polarization signals in the presence of partially polarized noise, which are echo- signals of different formations. The overall polarization properties of a stable aggregate of the navigation object and the background fluktuiruyushchimi formations provided by the statistical scattering matrix with complex coefficients. Optimal processing complex partially polarized signals is the algorithm that forms a likelihood ratio that can be recommended for use in marine radar with polarization selection of signals.

Key words: recognition, navigation object, polarization matrix, parameters of Stokes, hindrance, radio-location discovery, polarization, threshold, echo-signal, optimal procedure, transducer.

УДК 621.436.1 (621.431.74)

Литвиненко В.П. Определение степени предварительного расширения посредством оценки внутрицилиндровых процессов объемными показателями // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 96-103.

В статье рассмотрены вопросы определения степени предварительного расширения дизеля, в зависимости от условий протекания объемных внутрицилиндровых процессов и кинематики кривошипно-шатунного механизма. Сделано допущение о том, что объемные процессы в наибольшей степени согласуются с физико-химическими преобразованиями топливно-воздушной смеси в период их сгорания и по этой причине их оценка может быть осуществлена использованием понятия объемная скорость процесса.

Ключевые слова: степень предварительного расширения, объемная скорость процесса, объем камеры сжатия, скорость высвобождаемого объема по ходу движения поршня.

У статті розглянуті питання визначення міри попереднього розширення дизеля, залежно від умов протікання об'ємних внутрішньо циліндрових процесів і кінематики кривошипно-шатунного механізму. Зроблено допущення про те, що об'ємні процеси найбільшою мірою узгоджуються з фізико-

хімічними перетвореннями паливно-повітряної суміші в період їх згорання і з цієї причини їх оцінка може бути здійснена використанням поняття об'ємна швидкість процесу.

Ключові слова: міра попереднього розширення, об'ємна швидкість процесу, об'єм камери стискування, швидкість об'єму що вивільняється по ходу руху поршня.

Vladimir P. Litvinenko. Determination of pre-expansion degree by estimating of intracylinder processes with volume indicators // Ship power plants: Sc.-Tech. Col. – 2015 - №36 – Odessa –P.96-103.

Abstract: In this article it has been considered the question of the determination of the pre-expansion degree of the engine depending on the conditions of the intracylinder processes and kinematics of crank mechanism. It has been made the assumption that the volume processes conform most of all with the physical and chemical transformation of fuel-air mixture during their combustion and for this reason their evaluation can be performed using the concept of the volume velocity of the process.

Key words: pre-expansion degree, volume velocity of the process, volume of the combustion chamber, velocity of the released volume at the piston stroke.

УДК 621.431

Sagin S.V., Semenov A.V. Оценка вязкости масла при обеспечении режимов смазывания цилиндровой группы судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 104-114.

Рассмотрены вопросы обеспечения режимов смазывания цилиндровой группы судовых малооборотных дизелей. Показано, что для пары трения цилиндровая втулка – поршневое кольцо характерен режим граничного смазывания. Экспериментально доказано, что вязкость моторного масла в граничном смазочном слое отличается от вязкости масла в большом объеме, что объясняется наличием в граничном слое упорядоченной структуры молекул.

Илл. 3. Табл. 2. Библ. 7.

Sagin S.V., Semenov A.V. Estimation of viscosity while providing lubrication of cylinder group of marine diesels // Ship power plants: Sc.-Tech. Col. – 2015 - №36 – Odessa –P.104-114.

We examined the problems while providing lubrication of cylinder group of low speed diesel engine. It is shown that for a couple of friction cylinder bush - piston ring is characteristic of the boundary lubrication regime. It is experimentally proved that the viscosity of engine oil in the boundary layer of lubricating viscosity is different from oil in bulk. This is explained by the presence in the boundary layer of the ordered structure of molecules.

Fig. 3. Tabl. 2. Bibl. 7.

УДК 621.431.74

Половинка Э.М., Ткач Ю.И. Влияние режимных параметров на характеристики впрыскивания топливно-воздушной смеси системой топливоподдачи судового среднеоборотного дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 115-123.

В работе рассмотрено экспериментальное исследование влияния режимных параметров на характеристики впрыскивания топливно-воздушной смеси топливной аппаратурой среднеоборотного дизеля. Исследовано гидродинамические процессы в линии высокого давления.

Илл. 7. Список лит. 8.

Polovinka E.M., Tkach I.I. Influence of operating parameters on the injection characteristics of the fuel-air mixture by medium speed diesel engine fuel injection system. // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2015. – №36. – Odessa: ONMA. – P.115-123.

Paper describes the experimental study of the influence of operating parameters on the fuel-air mixture injection characteristics in the medium speed diesel engine. Hydrodynamic processes investigated in the high pressure line.

Fig. 7. Bibl. 8.

Email iuriiiv89@gmail.com

УДК 621.317.39

Сандлер А.К., Цюпко Ю.М. Волоконно-оптический рН-метр для контроля систем охлаждения // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 124-129.

В статье приведены результаты разработки нового схмотехнического решения рН-метра.

В статі наведені результати розробки нового схмотехнічного рішення рН-метру.

The article presents the results of the development of a new circuit solution of рН-meter.

Ил. 4. Список лит.: 6 наз.

Ключевые слова: система охлаждения, показатель концентрации H^+ -ионов, волоконно-оптический сенсор

УДК 62-932.2

Никольский В.В., Оженко Е.М. Применение пьезоэлектрического исполнительного механизма для повышения эффективности автоматизированной системы управления подачей топлива // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 130-140.

Показано, что энергетическую и экологическую эффективность современных малооборотных судовых дизелей с электронным управлением можно повысить, применив в качестве привода блока управления подачей топлива наборной столб пьезоэлектрических шайб, который с помощью гидравлической системы может создать необходимые перемещение и усилие.

Илл. _10_. Табл. _3_ Список лит. _10_.

Vitaliy V. Nikolskiy, Yevgen M. Ozhenko.

Demonstrated that energy and ecology efficiency of modern slow speed ships engines with electronic control can be increase by using the piezoelectric drive of injection control unit. The piezoelectric drive with hydraulic cylinder system can generate sufficient displacement and force.

Рис. _10_. Tables _3_ References _10_.

УДК 621.431.74

Половинка Э.М., Слободянюк Н.В. Процесс впрыскивания топлива в судовом среднеоборотном дизеле на переменных режимах //Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.-2015.- № 36 Одесса: НУ «ОМА».- С. 141-151.

Представлены результаты экспериментального исследования процесса топливоподачи системой судового среднеоборотного дизеля на переменных режимах. Испытания проведены по ускоренной методике в условиях разгона и выбега на безмоторном стенде. Основным фактором, определяющим давления и фазы топливоподачи, является текущее значение частоты вращения.

Ключевые слова: процесс впрыскивания, среднеоборотный дизель, переменные режимы.

Polovinka E. M., Slobodianiuk N. V. The process of fuel injection in the medium-reverse marine diesel engine at varying duties//Ship power plants: scientific and technical collection. – 2015. - № 36 - Odessa: NU «ОМА». P. 141-151.

The results of experimental research of the process of the fuel supply system of the medium-reverse marine diesel engine at varying duties. Tests were carried out under the speeded procedure in terms of acceleration and rundown on the motorless stand. The main determinant of phase and pressure of fuel injection, is the current value of the rotational speed.

Keywords: the process of fuel injection, the medium-reverse diesel engine, varying duties.

УДК 656.21.052

Костенко П.А. Особенности буксирного обеспечения судов и объектов. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 152-156.

В статье рассмотрен обзор результатов исследований по буксировке судов и объектов по результатам которого произведен вывод о трех способах управления буксировкой судов и объектов.

Илл. 0. Табл. 0. Список лит. 3.

Kostenko P.A.. Features of towing support vessels and objects // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2015. – №36. – Odessa: ONMA. – P.152-156.

The article describes an overview of the results of research on the towage of vessels and objects as a result of which made the conclusion of the three manage methods of towing vessels and objects.

Fig. 0. Table. 0. lit. List. 3.

ПРАВИЛА

оформления и представления рукописей для сборника «Судовые энергетические установки»

Научно-технический сборник национального университета «Одесская морская академия» «Судовые энергетические установки» является научным изданием, в котором в соответствии с постановлением Президиума ВАК Украины могут публиковаться основные результаты диссертационных работ по профилю судовой энергетики.

Рукопись представляется на электронном носителе в формате «Microsoft Word» с бумажной копией, подписанной всеми авторами, и с контактной информацией: адреса, телефоны. К статье обязательно прилагается реферат объёмом *не более* 300 печатных знаков на русском и английском языках. Объём статьи — до 0,5 авторского листа с учётом иллюстраций и подрисовочных подписей.

Статья должна содержать постановку проблемы в общем виде и её связь с важными научными или практическими задачами, анализ последних исследований и публикаций по теме статьи, формулирование целей статьи (постановку задачи), изложение основного материала с необходимыми обоснованиями, выводы и перспективы дальнейших исследований.

Требования к оформлению.

Формат бумаги А5 (148×210) Все поля — 16 мм. Текст- через 1 интервал, *Times New Roman*, 11 пт; таблицы, заголовки таблиц, подрисовочные подписи — 10 пт.

Переменные, функции, векторы, матрицы и т.п. оформляются шрифтом *Antiqua*. Переменные выполняются наклонным шрифтом, векторы — полужирным, без наклона; греческие символы — во всех случаях без наклона; индексы: латинские — с наклоном, кириллические — без наклона. Размеры в *Equation (MathType)*: основной — 11 пт, увеличенный — 16,5 пт, индекс — 7 пт, субиндекс — 6 пт. Во всех случаях разметка формул в копии рукописи обязательна. Нумеруются только те формулы, на которые есть ссылки в тексте. Формулы отделяются от текста строками высотой 2 пт.

Таблицы следует располагать на одной странице (кроме случаев, когда таблица занимает больше 1 страницы). Заголовок — 10 пт, без переноса, интервал перед — 8 пт, после — 2 пт, основной шрифт таблицы — 10 пт. Рисунки отделяются от текста сверху интервалом 8 пт, от названия — 2 пт. Название рисунка — кегль 10 пт, без переноса, интервал после — 8 пт. На все таблицы и рисунки должны быть ссылки в тексте статьи.

Единицы физических величин должны соответствовать ГОСТ 8.417-81 «Единицы физических величин» и иметь общепринятые обозначения.

Перед названием статьи указываются индекс УДК, фамилии и инициалы авторов, сокращённые наименования учреждений, где работают авторы. Заголовок статьи оформлять стилем Заголовок 1, кегль 11 пт, без переноса, все прописные, интервал: перед — 8 пт, после — 2 пт.

Иллюстрации, подготовленные в графических редакторах, дополнительно прилагаются на CD (DVD) диске в качестве отдельных файлов в исходном формате. Размер надписей должен обеспечивать их читаемость (8-10 пт). Для сканированных рисунков прилагается оригинал в туши на белой бумаге достаточной плотности. На обороте указывается номер и принадлежность к статье.

Библиографические описания должны соответствовать требованиям ВАК.

Редакция предоставляет электронный шаблон статьи с примерами оформления.

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

e-mail: zhuravlov.y@ya.ru

Судовые энергетические установки:
научно-технический сборник.
Выпуск 36.

Подписано к печати 30.11.2013. Формат 60×84/16.
Уч.-изд. л. 9,89. Тираж 100. Зак. № И12-12 52.

НУ «ОМА», центр „Видавінформ”
Свидетельство ДК № 1292 от 20.03.2003
65029, г. Одесса, ул. Дидрихсона, 8
тел./факс: (0482) 34-14-12
publish@ma.odessa.ua