

Министерство образования и науки Украины
ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 9

Одесса
2003

ББК 39.46
С 89
УДК 629.123.066

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник.
Вып. 9. – Одесса: ОНМА, 2003. – 152 с.

Посвящен проблемам судовой энергетики, проектирования, модернизации и эксплуатации судовых энергетических установок, методам повышения эффективности и надёжности использования судовых технических средств.

Для научных работников и специалистов.

Редакционная коллегия: д.т.н., проф. С.И. Барсуков, ОИСВ; к.т.н., доц. Б.П. Богданов, ОНМА (отв. секретарь); д.т.н., проф. Л.В. Вишневский, ОНМА; д.т.н., проф. В.А. Голиков, ОНМА; к.т.н., проф. В.К. Голубев, ОНМА; д.т.н., проф. С.И. Горб, ОНМА; д.т.н., проф. Н.Ф. Гречко, ОНМА; д.т.н., проф. В.Г. Ивановский, ОНМУ; д.т.н., проф. В.В. Капустин, СГТУ; к.т.н., проф. ОНМА М.А. Колегаев, (редактор); д.т.н., проф. М.В. Миусов, ОНМА; д.т.н., проф. Н.С. Молодцов, ОНМА; д.т.н., проф. А.П. Радченко, ОНМА; д.т.н., проф. Г.Ф. Романовский, УГМТУ; д.т.н., проф. С.С. Рыжков, УГМТУ; к.т.н., доц. В.В. Севрюков, Регистр судоходства Украины; д.т.н., проф. П.С. Суворов, ОАОУДП; д.т.н., проф. С.М. Сурин, ОНМА; д.т.н., проф. С.А. Ханмамедов, ОНМА.

Адрес редакционной коллегии: 65029, Одесса, ул. Дидрихсона, 8, Одесская национальная морская академия (ОНМА), кафедра СЭУ.

Контактные телефоны редакции (048) 733-49-24, 733-23-52.
e-mail: seu@ma.odessa.ua

Компьютерная вёрстка Шакун С.Н.

С 3205030000
2003 Без объявления

ББК 39.46

Утверждено научно-техническим советом ОНМА, протокол № 11 от 21.11.2003 г.

ISBN 966-7591-07-8

© Одесская национальная морская академия

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Богданов Б.П., Голобородько В.Н.</i> Температурные поля в крышке цилиндра ДВС.....	5
<i>Голиков А.А.</i> Техническое кондиционирование в судовой энергетике.....	12
<i>Димитров С. В., Ермошкин Н.Г.</i> Процессы адсорбции на поверхности проточной части тепловых двигателей	19
<i>Кирюхин А.Л., Ощепков Ю.Г., Сатица В.В.</i> Влияние обводнения смазочного масла на работоспособность радиальных подшипников скольжения	25
<i>Коноваленко Л.К., Калуев А.Г., Проничкин С.В.</i> Исследование влияния качки на работу системы автоматического регулирования частоты судового дизель-генератора	30
<i>Котриков К.П., Бурденко А.Ф.</i> Трансформаторный пуск мощных судовых электроприводов.....	38
<i>Луковцев В.С.</i> Алгоритм предотвращения выхода судовых вспомогательных двигателей в запредельный скоростной режим.....	45
<i>Завьялов А.А., Небеснов В.В.</i> Тяговые возможности транспортного судна при буксировке.....	49
<i>Половинка Э.М.</i> Расчёт процесса сгорания дизелей	54
<i>Радченко О.П., Ханмамедов С.А., Горбенко А.Н.</i> О процессе обработки топлива в судовом центробежном сепараторе, снабженном свободнодвижущимися шарами	60
<i>Слободянюк И.М., Молодцов Н.С.</i> Повышение ресурса малооборотных судовых дизелей путём использования технологий восстановления головок поршней	66
<i>Сурин С.М., Наконечный М.А., Макаренко А.С.</i> Методика определения массопередачи в сепараторах судовых утилизационных котлов.....	75
<i>Алтоиз Б.А., Ханмамедов С.А.</i> Трибологические особенности граничных смазочных слоев судовых топлив и масел	80
<i>Гершаник В.И., Мазаев В.В., Ханмамедов С.А.</i> К вопросу определения пропульсивных качеств эксплуатируемых судов расчетным путем.....	87
<i>Ермошкин Н.Г., Черныш И.И.</i> Коррекция рабочих параметров двигателя	95
<i>Руденко В.И., Кабанцев Д.А.</i> Сравнительный анализ эксплуатационных характеристик оребренных и гладкотрубных утилизационных котлов	105

<i>Гаврилюк М.Н., Черныш И.И.</i> Влияние изменения фаз газораспределения на характеристики ДВС.....	109
<i>Аболешкин С.Е.</i> Оценка мощности главного судового дизеля по параметрам рабочего процесса.....	119
<i>Радченко А.П., Будашко В.В.</i> Векторне управління допоміжним гребним асинхронним електродвигуном контейнеровозів типу ULCV	122
<i>Сандлер А.К.</i> Совершенство амплитудных волоконно-оптических датчиков	128
<i>Холчев Е.С., Васильев А.Е.</i> исследование процесса диффузии водяных паров в замкнутом картерном пространстве.....	134
<i>Сторожев В.П.</i> Безотказность поршневых колец малооборотных двигателей	139
<i>Штабов В.О.</i> Метод расчета гидравлического поршневого демпфера в топливных насосах высокого давления дизелей.....	146
Рефераты.....	146

УДК 621.793.74:621.431.74-222.4

Богданов Б.П., Голобородько В.Н.
ОНМА

ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ПОЛЯ В КРЫШКЕ ЦИЛИНДРА ДВС

Проверка реализованных проектных решений и рациональное проектирование такого важного узла судовых ДВС, как днище поршня и крышка цилиндра, непрерывно взаимодействующих при работе двигателя, требуют рассмотрения задачи формирования температурных полей этих деталей.

В развитие полученных ранее результатов [1, 2] решена задача математического моделирования нестационарных температурных полей крышки цилиндра и головки поршня для случаев без защитного покрытия и с защитными покрытиями (окись алюминия Al_2O_3 и диоксид циркония ZrO_2) различной толщины. После детального рассмотрения существующих методов решения (аналитических и численных на ЭВМ) задач теплопроводности, теплосодействия омывающих сред и их течения по гидравлическим трактам двигателя разработчики программы остановились на варианте методики конечно-разностной аппроксимации исходных уравнений нелинейной нестационарной теплопроводности — разностной схеме Кранка-Николсона [3]. Определение параметров газа в камере сгорания основано на использовании разработанной на кафедре ДВС ОНМУ профессором В.С. Семеновым программы, базирующейся на дифференциально-разностном методе расчета рабочего цикла с учетом реальных законов тепловыделения в процессе сгорания топлива в цилиндре [1, 2]. Для исследования температурных полей в прилегающей к покрытию зоне, т.е. в поверхностных слоях материала деталей со стороны подвода тепла, учитывалось влияние температурного поля всей детали, определенного за цикл. В частности, на первом этапе определялись температурные поля в квазистационарном режиме, когда в качестве граничных условий принимались среднеинтегральные за цикл значения температуры в камере сгорания и коэффициента теплообмена. По полученным температурным полям вычислялись значения тепловых источников $\omega = -\partial^2 T / \partial l^2$ для опасных точек (ось l ориентировалась нормально к плоскости сечения, в котором исследовались температурные волны). При этом отмечено, что влияние величины ω в поверхностных слоях материала практически отсутствовало.

Температурные поля деталей цилиндрично-поршневой группы (ЦПГ) формируются под действием омывающих сред — окружающий воздух, рабочее тело, продувочный воздух, охлаждающая вода втулки и крышки, охлаждающая жидкость поршня, а также тепловых потоков от трения и контактирующих элементов.

Теплообмен с омывающими средами характеризуется их температурой и коэффициентами теплоотдачи. Определяющими факторами при этом являются — температуры, давление и расходы рабочего тела в цилиндре, кольцевом уплотнении поршня, в продувочных и выхлопных трактах, аналогичные параметры охлаждающих сред в системах охлаждения крышки, поршня и втулки, скорость вращения коленчатого вала двигателя. Закон изменения указанных параметров в цилиндре и гидравлических каналах дизеля во времени определяется процессами теплообмена с элементами ЦПГ омывающих сред, течения их по гидравлическим трактам, способом управления энергетической установкой, ее нагрузочной характеристикой.

Температурные поля деталей ЦПГ, строго говоря, являются нестационарными при любом режиме. Периодичность изменения параметров рабочего тела и взаимного положения деталей ЦПГ приводит к тому, что тепловые потоки даже при установившемся режиме работы двигателя, оставаясь постоянными от цикла к циклу, переменны за время цикла.

Указанное обстоятельство, а также геометрия деталей ЦПГ требуют использования в качестве математической модели — трехмерного уравнения нестационарной теплопроводности, записанного в цилиндрической системе координат:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_{\circ} \frac{\partial T}{\partial \ln r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\lambda_{\circ} \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{\circ} \frac{\partial T}{\partial z} \right) = c\rho \frac{\partial T}{\partial \tau} \quad (1)$$

Анализ температурных полей элементов ЦПГ показывают, что при определении температурных полей деталей цилиндрической группы зависимостью λ_{τ} , $c\rho$ от температуры часто можно пренебречь. Значения λ_{τ} , $c\rho$ при этом целесообразно принимать постоянными при температуре 373 К, что приведет к погрешности не выше 3 %.

Такой подход позволяет использовать в качестве математической модели линейное уравнение нестационарной теплопроводности

$$\frac{\lambda_{\circ}}{r} \frac{\partial^2 T}{\partial r \partial \ln r} + \lambda_{\circ} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \lambda_{\circ} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = c\rho \frac{\partial T}{\partial \tau} \quad (2)$$

Граничные условия для определения температурного поля элемента двигателя в любой момент времени могут быть заданы в виде:

- 1) величин тепловых потоков на поверхности;
- 2) значений температур омывающих сред и коэффициентов теплообмена;
- 3) условий контакта между соприкасающимися телами.

Начальные условия задаются в виде температурного поля детали в момент времени ($\tau_{\text{нач}}$), соответствующий началу переходного процесса.

Температуры сред, охлаждающих втулку, крышку и поршень, обычно заданы на входе в системы охлаждения, а закон их изменения по трактам может быть получен из совместного решения уравнений теплопроводности и теплосодержания омывающих элементы сред.

Коэффициенты теплообмена при математическом моделировании температурных полей элементов ДВС могут быть определены при задании следующих параметров: теплофизических свойств теплоносителя, коэффициента кинематической вязкости, расходов омывающих сред на соответствующих участках, геометрии деталей и каналов, температурных градиентов, вызывающих конвекцию теплоносителя, давления и температуры газов и продувочного воздуха.

Неизвестными из перечисленных параметров являются расходы и температуры рабочего тела в кольцевом уплотнении, которые определяются с помощью математической модели. Граничные условия в продувочных и выхлопных окнах в период выпуска и продувки вычисляются по давлению, температуре и расходам газа, определяемым с помощью диаграммы располагаемого "время - сечения".

Нестационарные температурные поля деталей ЦПГ на установившихся режимах позволяют получить среднеинтегральные за цикл температурные поля указанных элементов. Среднеинтегральная температура в любой точке детали определяется при этом по формуле

$$\bar{T} = \frac{1}{\tau_{\delta}^{\circ}} \int_0^{\tau_{\delta}^{\circ}} T d\tau. \quad (3)$$

В литературе нет рекомендаций по достоверному определению граничных условий с учетом всех факторов, оказывающих влияние на среднеинтегральные за цикл тепловые потоки и, следовательно, формированию стационарного температурного поля в деталях ЦПГ на установившихся режимах. Поэтому среднеинтегральные за цикл тепловые потоки целесообразно определять из решения обратной задачи по среднеинтегральному за цикл температурному полю на установившемся режиме. Среднеинтегральные за цикл тепловые потоки, полученные указанным образом, позволяют определить достоверные граничные условия для расчета стационарных температурных полей элементов ЦПГ на установившихся режимах.

Достоверность рекомендованной математической модели проверена сравнением расчетных среднеинтегральных за цикл температур и экспериментальных данных [4 - 6]. Расчетные и экспериментальные температуры в соответствующих точках крышки, втулки и поршня двигателя Зульцер РД 76 отличались не более чем на 12 %.

Варианты влияния теплозащитных покрытий на температурные поля головки поршня и крышки рассчитывались для диапазона толщин $\delta = 0,001...1$ мм и коэффициента теплопроводности $\lambda = 0,4...1,0$ Вт/м·с·К.

Для опасной точки крышки цилиндра (рис. 1) просчитаны варианты:

- без покрытия ($\delta = 0$);
- при толщинах $\delta = 0,1; 0,3; 0,5; 0,7; 1,0$ мм;
- с варьированием $\lambda = 0,4; 0,5; 0,6; 0,75; 1,0$ для каждой δ , всего 26 вариантов.

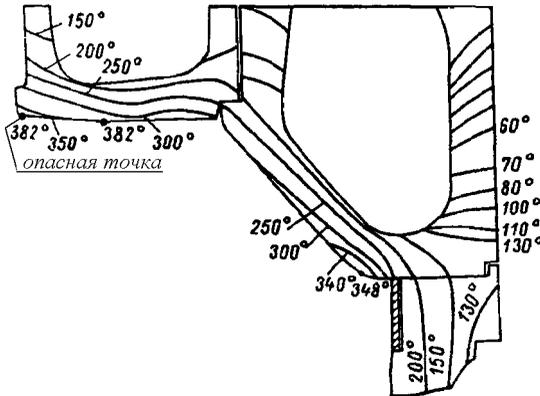


Рис. 1. Температурное поле крышки цилиндра двигателя "Зульцер" РД-76.

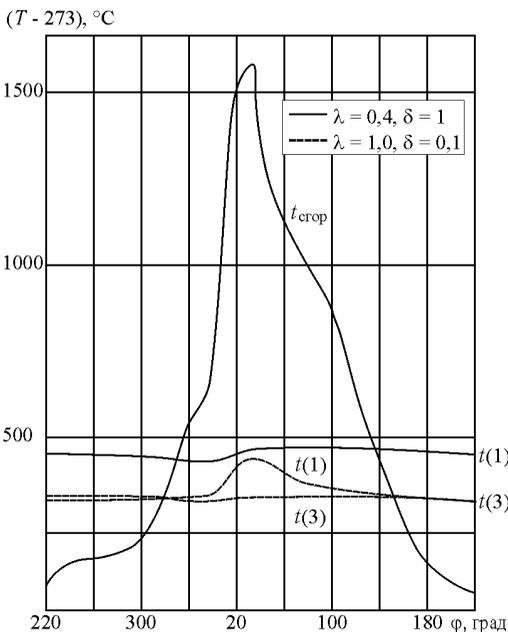


Рис. 2. Зависимости температур на поверхности теплозащитного покрытия $t(1)$ и на границе с материалом $t(3)$ для крышки цилиндра

На рис. 2 показаны результаты расчета температур на поверхности покрытия и на границе с материалом крышки за цикл работы двигателя в крайних случаях варьирования δ и λ .

Расчеты показывают, что максимальные температуры на поверхности покрытия и крышки возникают при угле поворота коленчатого вала около 40° за верхней мертвой точкой и по углу φ практически совпадают с максимумом T в камере сгорания, а влияние δ и λ на пиковые значения температур является существенным. Для наглядности выявленные моделированием закономерности $T(\delta, \lambda)$ иллюстрируются рисунком 3, а непосредственное влияние толщины и свойств покрытия на перепад температуры показано на рис. 4. Представленные на этих графиках зависимости дают возможность оценить эффективность покрытия в большом диапазоне толщин δ и значений коэффициента теплоотвода λ , т.е. для широкого спектра (марка материала покрытия, естественно, не оговаривается).

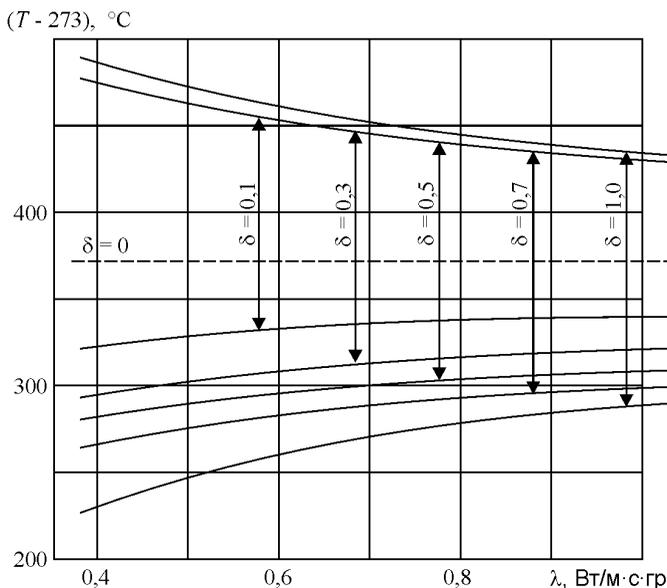


Рис. 3. Зависимости максимальных за цикл температур на поверхности теплозащитного покрытия ($t(1)$ — верхние стрелки) и на границе с материалом крышки цилиндра ($t(1)$ — нижние стрелки)

Анализ результатов выполненных исследований позволяет сделать следующие выводы:

1. Наиболее приемлемыми материалами для напыления теплозащитных покрытий на свод крышек цилиндров судовых дизелей можно счи-

тать керамические и металлокерамические. Однако, в условиях резких теплосмен, значительных термических напряжений использовать оксидные покрытия в чистом виде нежелательно в связи с их низким коэффициентом термического расширения.

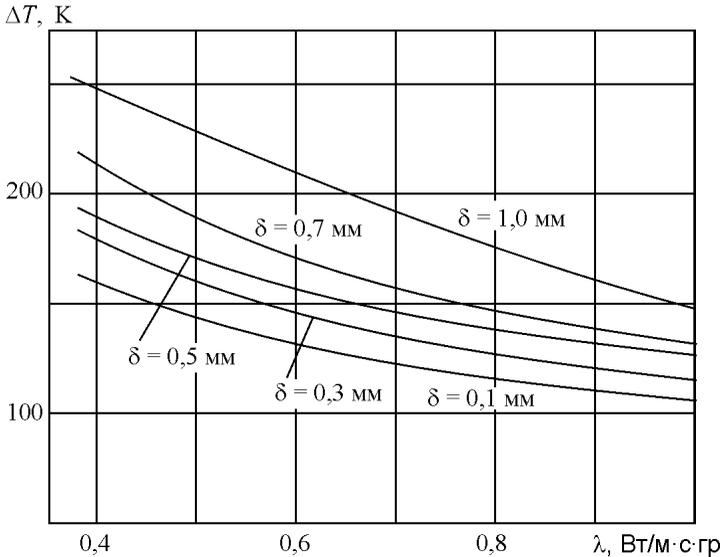


Рис. 4. Зависимость перепада максимальных за цикл температур ΔT по толщине покрытия крышки цилиндра

2. Плакированное покрытие (06Х19Н9Т — Al_2O_3) показало при жестких условиях испытаний (вода — нагрев до 1000 °С) высокую прочность сцепления с основным материалом (100 теплосмен)

3. Оценена эффективность нанесения покрытий различной толщины с широким диапазоном теплофизических характеристик.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Давыдов Г.А., Овсянников М.К. Тепловая напряженность судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1975. – 260 с.
2. Петриченко Р.М., Петриченко М.Р. Конвективный теплообмен в поршневых машинах. – Л.: Машиностроение, 1989. – 232 с.
3. Рихтмайер Р., Мортон К. Разностные методы решения краевых задач / Пер. с англ. – М.: Мир, 1992. – 420 с.
4. Прогорание головок поршней и цилиндрических крышек двигателей "Зульцер" типа РД-76/ Костюков В.А., Швед Ю.А. // Морской транспорт. Сер. Техническая эксплуатация флота: Экспресс-информация / ЦБНТИ ММФ. – 1992. – Вып. 10. – С. 11-18.

5. Щукин Г.С., Лапшин В.И., Загинайло Г.В. Система охлаждения поршней двигателей типа РД. Приморский ЦНТИ // ИЛ. – № 231-82. – 4 с.
6. Опыт эксплуатации главных двигателей РНД фирмы "Зульцер" / Неверов К.И., Маслацов Ю.И.// Морской транспорт. Сер. Техническая эксплуатация флота: Экспресс-информация / ЦБНТИ ММФ. – 1989. – Вып. 29. – С. 3-30.

УДК 629.048

Голиков А.А.
ОНМА

ТЕХНИЧЕСКОЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ В СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИКЕ

Судовые системы технического кондиционирования предназначены для активной защиты грузовых танков нефтеналивных и комбинированных судов, а также грузовых отсеков газозовов и химозовов от пожаров, взрывов и коррозии. Это достигается путем поддержания внутри помещений оптимальной микроатмосферы, исключая коррозию внутренних поверхностей и воспламенение углеводородных паров, выделяемых жидким грузом, независимо от их концентрации. Такой средой является обезвоженный инертный газ, который содержит небольшое количество кислорода, исключая процессы горения, и имеет температуру точки росы ниже температуры окружающей среды.

Во избежание попадания в грузовые отсеки кислорода из атмосферного воздуха система инертных газов находится под определенным избыточным давлением. Цели применения инертного газа на судах не ограничиваются только требованиями обеспечения безопасности и исключения атмосферной коррозии. Он используется также для предотвращения химической реакции грузов с кислородом воздуха, уменьшения возможности возгорания и снижения температуры сыпучих грузов, обладающих высокой интенсивностью процессов дыхания [1].

В общем случае инертный газ на судах применяется для следующих целей:

- общая защита танков (взрывобезопасность, коррозия, химическая защита);
- восполнение массы инертных газов в грузовых отсеках, вызванных утечками через неплотности закрытий танков, трубопроводов, клапанов;
- дополнительная продувка грузовых отсеков после мойки перед их дегазацией во избежание образования взрывоопасных концентраций;
- использование в промежуточной стадии при заполнении танков грузом;
- поддержание под давлением пустых емкостей в процессе перехода и грузовых операций с жидкими грузами;
- гидравлическое закрытие воздушных устройств и отверстий;
- поддержание инертной среды в реакторах.

Свойства инертных газов недостаточно изучены, поэтому целью данной работы, является определение термодинамических характери-

стик инертных газов применяемых в судовой энергетике для их практического использования на флоте.

Для целей технического кондиционирования используют инертный газ, получаемый из продуктов сгорания котельного, дизельного или газотурбинного топлива, которые подвергаются дополнительной обработке, очистке от механических примесей (зола), осушению и удалению нежелательных сернистых соединений, способствующих в присутствии влаги процессам коррозии ограждающих поверхностей.

При сгорании жидкого и газообразного топлива образуются продукты сгорания по химической формуле (чистое сгорание)



Пары воды H_2O удаляются посредством осушения одним из известных (или их комбинацией) способов [1, 2]. В реальных условиях в смеси остается частично водород H_2 , окислы углерода CO (угарный газ) и кислород O_2 . Более глубокое окисление достигается с помощью специальных горелок при значениях коэффициента избытка воздуха $\alpha \approx 1$ в присутствии катализаторов горения. При этом достигается практически полное сгорание окисляемого продукта при величине избытка кислорода до 0.5 %, а окончательное содержание продуктов сгорания [2] (объемные доли) составляет:

Азот $N_2=0,845$

Двуокись углерода $CO_2=0,14$

Аргон $Ar = 0,01$

Кислород $O_2=0,005$

Указанная смесь отличается по составу и теплофизическим свойствам от воздуха. Это наглядно иллюстрируется таблицей, где приведены сравнительные данные по отдельным компонентам и смесям в целом [3-4].

Молекулярный вес смеси, $M_{\bar{g}}$, приведенный в таблице, вычислен по формуле

$$\dot{V}_{\bar{A}} = \sum_1^n r_i M_i = 30,408 \text{ кг/кмоль}, \quad (2)$$

где r_i – объемная доля компонента в смеси;

Газовая постоянная смеси

$$R_{\bar{A}} = \frac{R_{\bar{v}}}{\dot{V}_{\bar{A}}} = 273,41 \text{ Дж/(кг·К)} \quad (3)$$

Теплоемкость C_{pr} смеси

$$\tilde{N}_{\text{га}} = \frac{1}{l} \sum_{i=1}^n r_i M_i C_{pi} = 0,9976 \quad (4)$$

Теплофизические свойства компонентов и их смесей
(воздух и инертный газ)

№	Наименование газа		Объемная доля в инертном газе	Молекулярный вес M , кг/кмоль	Газовая постоянная R , Дж/(кг·К)	Теплоемкость C_p , Дж/(кг·К)	Сжимаемость при $P = 1$ бар, Z
1.	Азот	N ₂	0,845	28,016	296,76	1041	1,0
2.	Кислород	O ₂	0,005	32,000	259,81	920	1,0
3.	Аргон	Ar	0,01	39,944	208,14	522	1,0
4.	Углекислота	CO ₂	0,14	44,011	188,91	842	0,9952
5.	Инертный газ	смесь	1,0	30,408	273,41	0,9976	≈1,0
6.	Воздух	смесь	1,0	28,96	287,1	1,006	0,99933
7.	Вода (пары воды)	H ₂ O		18,016	461,48	1825	0,99885

Влагосодержание влажного инертного газа

$$d_{\text{га}} = \frac{R_{\text{га}}}{R_{\text{г}}} \cdot \frac{\varphi P_{\text{с}}}{P_{\text{а}} - \varphi P_{\text{с}}} = 0,5925 \frac{\varphi P_{\text{с}}}{P_{\text{а}} - \varphi P_{\text{с}}} \frac{\text{г в } 1 \text{ м}^3}{\text{г в } 1 \text{ м}^3} \quad (5)$$

Энтальпия влажного инертного газа

$$\dot{I}_{\text{га}} = \tilde{N}_{\text{га}} t + d_{\text{га}} r_{\text{ос}} + C_{\text{га}} t = 0,9976t + d_{\text{га}} 2501 + 1,825t \text{ кДж/кг.} \quad (6)$$

Уравнения (5) и (6) являются основными термодинамическими уравнениями, связывающими термические и calorические параметры влажного инертного газа. Они могут быть использованы в расчетах процессов осушения влажного инертного газа в автономных газогенераторах. Однако проще и нагляднее определять и рассчитывать эти процессы в тепловой d - H -диаграмме влажного инертного газа, которая строится на основании уравнений (5) и (6). Так как в температурно-влажностном уравнении (5) три независимых переменных, то при построении тепловой диаграммы фиксируют один параметр. Обычно фиксируют барометрическое давление P_0 , которое в процессах производства инертного мало изменяется. Такая диаграмма нами построена и используется в расчетах теплообмена при сушке инертного газа.

Из таблицы и уравнений (3) - (6) также следует, что:

- теплоемкость сухого воздуха и сухого инертного газа практически одинаковы (расхождение теплоемкостей $C_{pв} - C_{pг}$ составляет $\approx 0,8 \%$), поэтому энтальпии влажного воздуха и влажность газа различаются лишь энтальпией пара;
- влагосодержание воздуха и инертного газа различаются и это различие определяется соотношением молекулярных масс компонентов сухой части воздуха и смеси.

Определим различие влагосодержаний влажного воздуха и влажного инертного газа. Для этого запишем эти соотношения для идеальных смесей.

$$D_{i\bar{a}}\theta_{\bar{a}} = d_{\bar{a}}R_i\dot{O}; \quad (7)$$

$$D_{i\bar{a}}\theta_{\bar{a}} = d_{\bar{a}}R_i\dot{O}, \quad (8)$$

где индексы «п», «в» и «г» относят величину к водяному пару, воздуху и инертному газу соответственно: p_v — парциальное давление водяного пара в воздухе; p_g — парциальное давление водяного пара в инертном газе.

Определим соотношение между влагосодержанием пара в воздухе и инертном газе при постоянной температуре T . Для этого разделим соотношение (8) на (7). Получим

$$\frac{d_{\bar{a}}}{d_{\bar{a}}} = \frac{D_{i\bar{a}}}{D_{i\bar{a}}} \cdot \frac{\theta_{\bar{a}}}{\theta_{\bar{a}}} = \frac{\varphi_{\bar{a}}}{\varphi_{\bar{a}}} \cdot \frac{\rho_{\bar{a}}}{\rho_{\bar{a}}} = \frac{\varphi_{\bar{a}}}{\varphi_{\bar{a}}} \cdot \frac{i_{\bar{a}}}{i_{\bar{a}}} = 0,95238. \quad (9)$$

При одинаковых значениях температуры T и парциального давления пара ($P_{пв} = P_{пг}$) имеем

$$\varphi_{\bar{a}} = \varphi_{\bar{a}} \quad \text{è} \quad d_{\bar{a}} = 0,95238d_{\bar{a}}. \quad (10)$$

При одинаковых значениях температуры T и влагосодержания ($d_g = d_v$) в сравниваемых смесях соотношение между относительной влажностью составит

$$\varphi_{\bar{a}} = \frac{i_{\bar{a}}}{i_{\bar{a}}} = 1,05\varphi_{\bar{a}} \quad (11)$$

Таким образом, при использовании тепловой диаграммы влажного воздуха для расчетов процессов осушения влажного газа, погрешность в определении влагосодержания и относительной влажности составит 5 %, т. е. при одинаковых значениях барометрического давления и температуры воздуха и инертного газа, влагосодержание газа d_g будет на 5 % меньше либо относительная влажность φ_g газа будет на 5 % выше, чем соответствующие значения влажного воздуха.

Определим далее соотношение между энтальпией влажного H_B воздуха и инертного газа H_Γ .

Для идеальной смеси выражение энтальпии имеет вид

$$\dot{I}_{\bar{a}} = \tilde{N}_{\bar{a}} t + (r_{os} + C_{\bar{a}} t) d_{\bar{a}} \quad (12a)$$

$$\dot{I}_{\hat{a}} = \tilde{N}_{\hat{a}} t + (r_{os} + C_{\hat{a}} t) d_{\hat{a}} \quad (12б)$$

Используем найденные выше соотношения:

$$\tilde{N}_{\bar{a}} = 1,006 \frac{\hat{\epsilon} \ddot{\Delta} \epsilon}{\hat{\epsilon} \bar{\alpha} \hat{E}}; \quad \tilde{N}_{\hat{a}} = 0,9976 \frac{\hat{\epsilon} \ddot{\Delta} \epsilon}{\hat{\epsilon} \bar{\alpha} \hat{E}}; \quad d_{\bar{a}} = 0,95238 d_{\hat{a}}. \quad (13)$$

Для определения зависимости $H_\Gamma = f(H_B)$ при фиксированных значениях барометрического давления $P_{\bar{b}}$ и парциального давления пара P_n .

После преобразования получим:

$$\begin{aligned} \dot{I}_{\bar{a}} &= 0,9976 t + 0,95238 (r_{os} + C_{\bar{a}} t) d_{\bar{a}} + 0,0084 t - 0,0084 t + \\ &+ 0,04762 (r_{os} + C_{\bar{a}} t) d_{\bar{a}} - 0,0476 r (r_{os} + C_{\bar{a}} t) d_{\bar{a}} = \\ &= 1,006 t + (r_{os} + C_{\bar{a}} t) d_{\bar{a}} - 0,0084 t - 0,0476 r (r_{os} + C_{\bar{a}} t) d_{\bar{a}} = \quad (14) \\ &= \dot{I}_{\hat{a}} - \frac{1}{119,76} [1,006 t + (r_{os} + C_{\bar{a}} t) d_{\bar{a}}] - 0,03927 (r_{os} + C_{\bar{a}} t) d_{\bar{a}} = \\ &= 0,99165 \dot{I}_{\hat{a}} - 0,03927 (r_{os} + C_{\bar{a}} t) d_{\bar{a}}. \end{aligned}$$

Из полученного выражения можно сделать два вывода:

1. Энтальпия инертного газа меньше энтальпии влажного воздуха. Это различие растёт с увеличением влагосодержания смеси.

2. При экспериментальном определении параметров влажного инертного газа можно пользоваться тепловой d - H диаграммой влажного воздуха. При этом пересчет влагосодержаний d_Γ и энтальпии H_Γ можно производить по формулам (10) и (14) соответственно.

Выясним соотношения между характеристикой процесса ϵ для влажного воздуха и влажного инертного газа при одинаковых значениях $P_{\bar{b}}$ и P_n .

В общем случае

$$\epsilon = \frac{\Delta \dot{I}}{\Delta d} = \frac{\tilde{N}_j \Delta t + h'' \Delta d}{\Delta d} = \frac{C_\theta \Delta t}{\Delta d} + h'' \quad (15)$$

где $h'' = r_{os} + C_{\bar{a}} t$ — энтальпия перегретого пара.

Подставим значения параметров из (13) в (15). После преобразования получим

$$\varepsilon_{\bar{a}} = 1.0412\varepsilon_{\bar{a}} - 0.0412h'' \quad (16)$$

Так как $\varepsilon_{\bar{b}}$ изменяется в широких пределах, то $\varepsilon_{\bar{r}}$ может быть как больше, так и меньше $\varepsilon_{\bar{b}}$ в зависимости от величины последнего.

Если процесс изменения состояния смеси протекает вдоль изотермы T , то в этом случае $\varepsilon_{\bar{b}} = h''$ и $\varepsilon_{\bar{r}} = \varepsilon_{\bar{b}}$.

Таким образом, существуют две области изменения состояния смеси:

- если $\varepsilon_{\bar{b}} < h''$, то $\varepsilon_{\bar{r}} < \varepsilon_{\bar{b}}$;
- если $\varepsilon_{\bar{b}} > h''$, то $\varepsilon_{\bar{r}} > \varepsilon_{\bar{b}}$.

Аналогично определено соотношение коэффициентов влагосодержания ξ влажного воздуха и влажного инертного газа.

В общем случае

$$\xi = \frac{\Delta H}{\tilde{N}_g \Delta t} = \frac{\tilde{N}_g \Delta t + h'' \Delta d}{\tilde{N}_g \Delta t} = 1 + \frac{h'' \Delta d}{\tilde{N}_g \Delta t} \quad (17)$$

Подставим в (17) соотношения (13). После преобразования получим

$$\frac{\xi_{\bar{a}} - 1}{\xi_{\bar{a}}^{\bar{r}} - 1} = 0,9604 \quad (18)$$

или

$$\xi_{\bar{a}} = 0,9604\xi_{\bar{a}} + 0,0396. \quad (19)$$

Анализ уравнения (19) показывает также две области изменения соотношения между $\xi_{\bar{r}}$ и $\xi_{\bar{b}}$:

$$\begin{aligned} \text{àñèè } \xi_{\bar{a}} = 1 \text{ è } \xi_{\bar{a}} = 1, & \quad \text{òì } \xi_{\bar{a}} = \xi_{\bar{a}} = 1; \\ \text{àñèè } \xi_{\bar{a}} > 1, & \quad \text{òì } \xi_{\bar{a}} < \xi_{\bar{a}}; \\ \text{àñèè } \xi_{\bar{a}} < 1, & \quad \text{òì } \xi_{\bar{a}} > \xi_{\bar{a}}. \end{aligned}$$

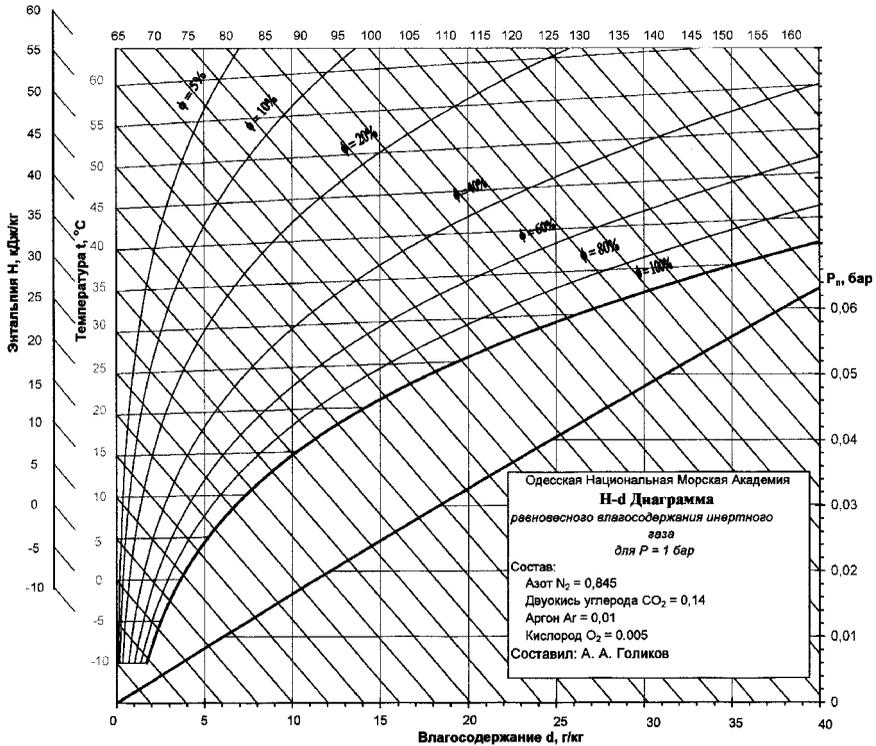
Линией раздела этих областей является линия $d = \text{const}$.

В заключение отметим, что при условии $P_6 = \text{const}$, $T = \text{const}$ и $P_{\text{п}} = \text{const}$ температура точки росы влажного воздуха и влажного инертного газа также будут равны между собой, т.е. $t_{\text{рг}} = t_{\text{рв}}$.

Таким образом:

1. На основании выполненных исследований получены основные термодинамические характеристики инертных газов применяемых в судовой энергетике.

2. Построена $H-d$ диаграмма инертного газа (рис. 1), которая рекомендуется для использования на судах в системах технического кондиционирования.

Рис. 1. *H-d* диаграмма инертного газа

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Голиков О.А. Судові системи кондиціонування повітря. – К.: Наук. думка, 2000. – 222 с.
2. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972. – 720 с.
3. Загоруйко В.А., Голиков А.А., Слынько А.Г. Термодинамика и теплофизика влажных материалов. – К.: Наук. думка, 1995. – 296 с.
4. Вукалович М.П., Новиков И.И. Техническая термодинамика. – М.: Госэнергоиздат, 1955. – 336 с.

УДК 621.438:62-135:62-144

Димитров С. В., Ермошкин Н.Г.
ОНМА

ПРОЦЕССЫ АДСОРБЦИИ НА ПОВЕРХНОСТИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В процессе эксплуатации двигателей внутреннего сгорания (ДВС), газотурбинных двигателей (ГТД), котлов возникают отложения в газо-воздушном тракте. Проточная часть тепловых двигателей подвергается воздействию солевых аэрозолей, льда, песка, масла и топлива. Данные отложения увеличивают аэродинамическое сопротивление, приводят к помпажу, перерасходу топлива, являясь горючими веществами, способствуют возникновению пожаров.

Под действием отложений на поверхностях проточной части происходит ухудшение эксплуатационных характеристик двигателей. Неизбежным является повреждение элементов проточной части в результате аэрообразивного изнашивания, низко и высокотемпературной коррозии металла.

В настоящей работе ставятся задачи разработки методики определения параметров отложений на проточной части судовых тепловых двигателей.

Если молекулы веществ отложения за время прохождения через проточную часть двигателя связываются с поверхностью, то это указывает на то, что протекает процесс адсорбции. Адсорбированные молекулы образуют адсорбент.

Рассмотрим наиболее часто применяемую для таких задач модель адсорбции, предложенную Ленгмюром [2]. В рамках этой модели полагается, что адсорбент образует мономолекулярный слой на поверхности. Тогда адсорбированные молекулы образуют двухмерную систему, причем давление π в этой системе связано с изменением поверхностного натяжения вследствие адсорбции:

$$\pi = \gamma_0 - \gamma, \quad (1.1)$$

где γ_0 — поверхностное натяжение границы твердое тело – вакуум.

Из (1.1) следует, что $d\pi = -d\gamma$.

С другой стороны известно [2], что

$$\mu_v = \mu_l + kT \ln r/r_0, \quad (1.2)$$

$$-d\gamma = \Gamma d\mu. \quad (1.3)$$

где μ_v и μ_l — химические потенциалы пара и жидкой капли;

Тогда, после подстановки (1.2) и (1.3) в (1.1) получим

$$d\pi = \Gamma k T d \ln P. \quad (1.4)$$

где γ — поверхностное натяжение на границе раздела твердое тело - пар; μ — химический потенциал; $\Gamma = n/A$ — адсорбция (n — число адсорбированных молекул; A — площадь адсорбирующей поверхности).

Пусть максимальное число молекул, которое может адсорбировать поверхность с площадью A , равно n_0 . Определим величину адсорбции:

$$\Gamma = n/A, \theta/A, \Gamma_\infty\theta. \quad (1.5)$$

Здесь $A_0 = A/n_0$ — поверхность, которая приходится на одну молекулу адсорбента при полностью заполненном монослое; $\theta = n/n_0$ — безразмерная плотность числа частиц двухмерной системы или степень заполнения монослоя; Γ_∞ — адсорбция полностью заполненного монослоя. С учетом (1.5) преобразуем (1.4) к виду:

$$d \ln P = \frac{1}{\theta} d \frac{\pi A_0}{kT}. \quad (1.6)$$

Интегрируя (1.6), получаем зависимость между числом заполнения θ и давлением, т. е. изотерму адсорбции:

$$P = k \exp \left(\int_0^\theta \frac{1}{\theta} d \frac{\pi A_0}{kT} \right). \quad (1.7)$$

Для того чтобы определить изотерму адсорбции с помощью (1.7) и зависимость поверхностного натяжения на границе твердого тела согласно (1.1), необходимо знать уравнение состояния двухмерной системы, которую образует адсорбент.

Изотерма Ленгмюра получается, если воспользоваться феноменологическим уравнением Шишковского [2].

$$\pi = a \ln 1 + \alpha \theta. \quad (1.8)$$

Подставляя (1.8) в (1.7), получаем

$$P = k \theta / 1 - \theta. \quad (1.9)$$

Если использовать точное уравнение для одномерной системы частиц с жестким кором, то из (1.7) последует уравнение Фольмера [2].

$$P = k \theta / 1 - \theta \exp 1/ 1 - \theta, \quad (1.10)$$

которое обычно записывают в виде

$$P = K \frac{\theta}{1 - \theta} \exp \theta / 1 - \theta. \quad (1.11)$$

Если воспользоваться уравнением состояния для жестких дисков, полученным в рамках метода масштабной частицы, то из (1.7) следует

$$P = k \frac{\theta}{1 - \theta} \exp \theta / 1 - \theta^2 \quad (1.12)$$

В уравнениях (1.9), (1.11) и (1.12) учтены только короткодействующие силы отталкивания. Если принять во внимание дальнедействующие силы притяжения, то необходимо эти уравнения умножить на функцию [4]

$$f_{\theta, T} = \exp\left(-\frac{\varepsilon}{kT}\theta\right) \quad (1.13)$$

где ε —постоянная, характеризующая силу дальнего действия.

Из (1.1) получаем, что адсорбция на поверхности твердого тела приводит к уменьшению поверхностного натяжения. Это в свою очередь, как следует из (1.15), приводит к уменьшению коэффициента растекания.

Эта модель хорошо действует и применима для двигателя после запуска. Но так как двигатель эксплуатируется достаточно долгое время, то на его поверхности происходит образование нескольких слоев отложения, превосходящих по толщине размер монослоя. Поэтому в этом случае применяется модель развитая Брунаэром, Эмметом и Теллером (БЭТ).

Пусть поверхность твердого тела элемента проточной части покрыта молекулами адсорбента (рис. 1).

Положим, что площадь поверхности твердого тела равна s_0 , мономолекулярный слой занимает площадь s_1 , и т. д., на площади s_i , находится i слоев адсорбента. Тогда получим общую площадь, на которой происходит адсорбция:

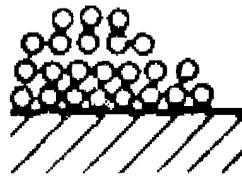


Рис. 1. Модель адсорбции БЭТ

$$A = \sum_{i=0}^{\infty} s_i \quad (1.14)$$

Если объем адсорбированного монослоя, который приходится на единицу поверхности, равен V_0 , то общий объем адсорбента

$$V = V_0 \sum_{i=0}^{\infty} i s_i \quad (1.15)$$

Из (1.14) и (1.15) находим связь между объемом адсорбента V и объемом полностью заполненного монослоя V_0 :

$$\frac{V}{V_0 A} = \frac{\sum_{i=0}^{\infty} i s_i}{\sum_{i=0}^{\infty} s_i} \quad (1.16)$$

Рассмотрим кластер из i слоев адсорбента. Если из него удалить молекулу, то увеличивается площадь s_{i-1} , и соответственно уменьшается площадь s_i .

Число молекул, конденсирующихся на поверхности s_i , пропорционально давлению пара:

$$N_{\text{конд. } i} = a_i s_i P. \quad (1.17)$$

Число испарившихся молекул

$$N_{\text{исп. } i} = b_i s_i. \quad (1.18)$$

Здесь b_i — параметр, зависящий от энергии связи молекулы.

Предположим, что энергия связи молекулы с адсорбированным слоем не зависит от параметра b_i . Тогда условие равновесия принимает согласно (1.17) и (1.18) вид

$$s_{i+1} = x s_i, \quad i \neq 0, \quad s_i = y s_0, \quad (1.19)$$

где $x = -\alpha P$; $y = \beta P$. Из (1.19) получим площадь адсорбционного слоя с поверхностью

$$s_i = \alpha \beta s_0 P^i, \quad i > 0. \quad (1.20)$$

Подставляя (1.20) в (1.16), находим

$$\frac{V}{V_0 A} = \alpha \beta \frac{\sum_{i=1}^{\infty} i P^i}{1 + \alpha \beta \sum_{i=1}^{\infty} P^i} \quad (1.21)$$

Учитывая, что

$$\sum_{i=1}^{\infty} i P^i = P \frac{\partial}{\partial P} \sum_{i=1}^{\infty} P^i$$

перепишем (1.21) в виде

$$\frac{V}{V_0 A} = \alpha \beta \frac{\frac{\partial}{\partial P} \sum_{i=1}^{\infty} P^i}{1 + \alpha \beta \sum_{i=1}^{\infty} P^i} \quad (1.22)$$

Вычисляя сумму:

$$\sum_{i=1}^{\infty} P^i = P / (1 - P) \quad (1.23)$$

и подставляя (1.23) в (1.22), определяем зависимость адсорбции от давления паров:

$$\frac{V}{V_0 A} = \frac{C P}{1 - P / P_0} \frac{1}{1 + C P / P_0} \quad (1.24)$$

Из (1.24) следует, что при давлении насыщенных паров объем адсорбента стремится к бесконечности. Этот случай соответствует полному смачиванию, когда поверхностное натяжение определяется формулой (1.14). Учитывая данный предельный случай, находим зависимость поверхностного натяжения на поверхности твердое тело—пар от давления пара с помощью (1.3):

$$\gamma_{sv} P = \gamma_{si} + \gamma + \int_P^{P_0} \Gamma P d \ln P \quad (1.25)$$

Уравнение (1.25) и условие Юнга (1.26) дают возможность определить угол смачивания на основе изотермы адсорбции:

$$\gamma_{sv} = \gamma_{si} + r \cos \theta \quad (1.26)$$

$$\cos \theta = 1 + \frac{1}{\gamma} \int_P^{P_0} \Gamma P d \ln P \quad (1.27)$$

где γ_{sv} и γ_{si} — поверхностное натяжение на границе твердое тело—жидкость и твердое тело—пар соответственно.

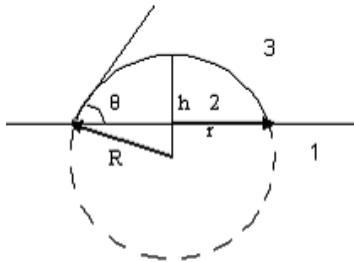


Рис. 1.2. Капля жидкости на поверхности лопатки: 1 — твердое тело; 2 — жидкость; 3 — пар.

На основании уравнения Юнга ставились опыты на поверхности лопатки газотурбодвигателя определяющие геометрические характеристики капли: ее высота и диаметр смоченной поверхности, а затем проводится расчет краевого угла смачивания в предположении, что капля имеет форму правильной сферы (рис. 1.2).

В таблице приведены результаты геометрических характеристик капли при комнатной температуре и нормальном давлении на чистой поверхности, поверхности покрытой слоем плёнки перфторкислоты толщиной 150 Å и поверхности, покрытой слоем продуктов горения.

Геометрические характеристики капли.

Поверхность лопатки	Высота капли, мм	Диаметр капли	Краевой угол, град.
Чистая	0,06	3,48	3,704
Покрытая слоем пленки толщиной 150 А	1,14	2,29	89,873
Покрытая слоем продуктов горения	1,08	2,50	72,250

Уравнения (1.25) и (1.27) экспериментально проверялись, но они справедливы только при условии, что шероховатость поверхности не превышает $R_z = 0,6$ мкм.

1. Данная методика позволяет, используя измерения определить на поверхности лопатки качественно наличие продуктов адсорбции, толщина которых меньше длины световой волны.
2. Геометрические характеристики капли контрольной жидкости на исследуемых поверхностях судовых тепловых двигателей однозначно связаны с поверхностной энергией материала, из которого изготовлены эти детали.
3. Нанесение на стальную чистую поверхность лопатки плёночных покрытий химически неактивных веществ, позволяет изменить поверхностную энергию таким образом, что процессы адсорбции продуктов сгорания на этих поверхностях будут значительно уменьшены.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. – М.: Изд. физ.-мат. лит., 1963. – 366 с.
2. Антонченко В.Я., Давыдов А.С., Ильин В.В. Основы физики воды. – К.: Наук. думка, 1991. – 672 с.
3. Антонченко В.Я. Физика воды. – К.: Наук. думка, 1986. – 128 с.
4. Джейкон М., Перфит Дж. Химия поверхности раздела фаз. – М.: Мир, 1981. – 269 с.
5. Марч Н., Тоси М. Движение атомов жидкости. – М.: Metallurgy, 1980. – 296 с.

УДК 621.822.5

Кирухин А.Л., Ощепков Ю.Г., Сапига В.В.
СВМИ

ВЛИЯНИЕ ОБВОДНЕНИЯ СМАЗОЧНОГО МАСЛА НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

В настоящее время наибольшее распространение в корабельных энергетических установках получили подшипники скольжения, сохраняющие работоспособность в широком диапазоне нагрузок и температур, удовлетворяющие требованиям виброустойчивости, бесшумности и долговечности. В то же время выход из строя подшипников скольжения, являющихся наиболее ответственными узлами корабельных турбоагрегатов и валопроводов, может привести к потере хода кораблем и срыву выполняемых задач.

Повреждения, получаемые кораблем в боевых и аварийных условиях, изменяют внешние факторы, влияющие на работоспособность опорных и упорных узлов: возрастает температура и давление в машинных отделениях при пожаре; появляются значительные постоянные крены и дифференты корабля; происходит обводнение и засоление смазочного масла. Гидродинамический режим смазки подшипников скольжения в этих условиях может быть нарушен, что может привести к выходу подшипника из строя.

В настоящей работе исследовалось влияние обводнения смазочного масла на работоспособность радиальных подшипников скольжения, которые находятся в корабельных установках.

Для оценки работоспособности подшипников скольжения на водосодержащем смазочном материале в Севастопольском высшем военноморском инженерном училище были произведены экспериментальные исследования радиальных гидродинамических подшипников при различной степени обводнения смазочного масла. В качестве показателей работоспособности подшипника были выбраны толщина несущего слоя h_{\min} и температура на выходе из рабочей зоны t [1]. Для различных режимов работы установки определялась предельная степень обводнения k (отношение объема воды в несущем слое к объему смазочного материала в зазоре, выраженное в процентах).

Результатами исследования выявлено возникновение сепарационного эффекта водомасляной эмульсии при обводнениях более 40 % и окружных скоростях более 15 м/с, что приводит к повышенным торцевым утечкам воды из подшипника. Установлено, что при этих условиях с увеличением частоты вращения минимальная толщина несущего слоя уменьшается из-за прогрессирующего разделения эмульсии на масло и

воду (рис. 1а). С возникновением сепарационного эффекта эмульсии в подшипнике происходит резкое уменьшение коэффициента трения, которое приводит к уменьшению температуры несущего слоя при сохранении жидкостного режима трения (рис. 1б).

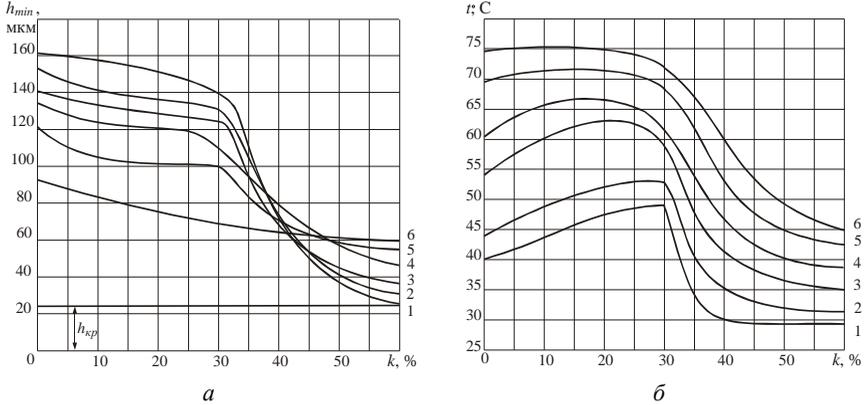


Рис.1. Влияние обводнения смазки на показатели работоспособности подшипника: а — на толщину несущего слоя; б — на температуру смазочного материала; (параметры подшипника: диаметр $d = 0,13$ м; длина $l = 0,1$ м; относительный зазор $\psi = 2,5 \cdot 10^{-3}$; удельная нагрузка $P_m = 1,25 \cdot 10^6$ Па; 1 – 6: $n_g = 500, 1000, 2000, 3000, 4000, 5000$ об/мин)

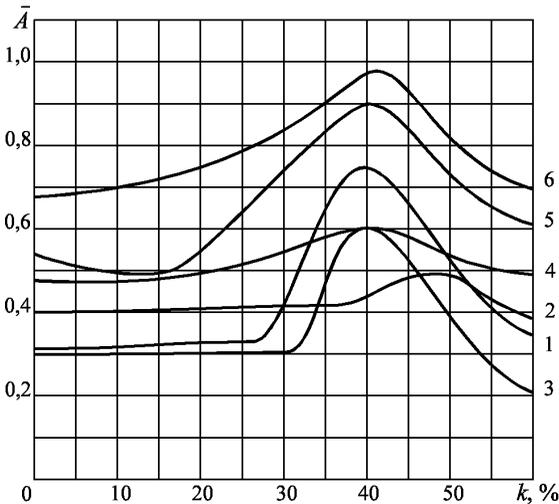


Рис. 2. Влияние обводнения смазки на относительную амплитуду колебаний вала

Неустойчивость водной пленки в несущем слое приводит к возрастанию амплитуд колебаний вала в подшипнике. В диапазоне от 30 до 55% обводнения происходит резкое увеличение амплитуд колебаний (рис. 2), что ухудшает работоспособность опорного узла.

В целом экспериментально доказано, что радиальные подшипники скольжения способны сохранять работоспо-

способность при обводнениях масла до 60 % в широком диапазоне геометрических и нагрузочных характеристик. Для легконагруженных подшипников предельная степень обводнения может достигать 70 % [2].

Моделирование гидродинамических, инерционных и тепловых процессов, протекающих в несущем слое подшипника на обводненном масле, до настоящего времени представляло собой сложную задачу, поэтому изучались только некоторые наиболее существенные аспекты исследуемого явления [1–4].

Для поэтапного описания течения водомасляного смазочного материала предлагается использовать зональную модель, представленную на рис. 3.

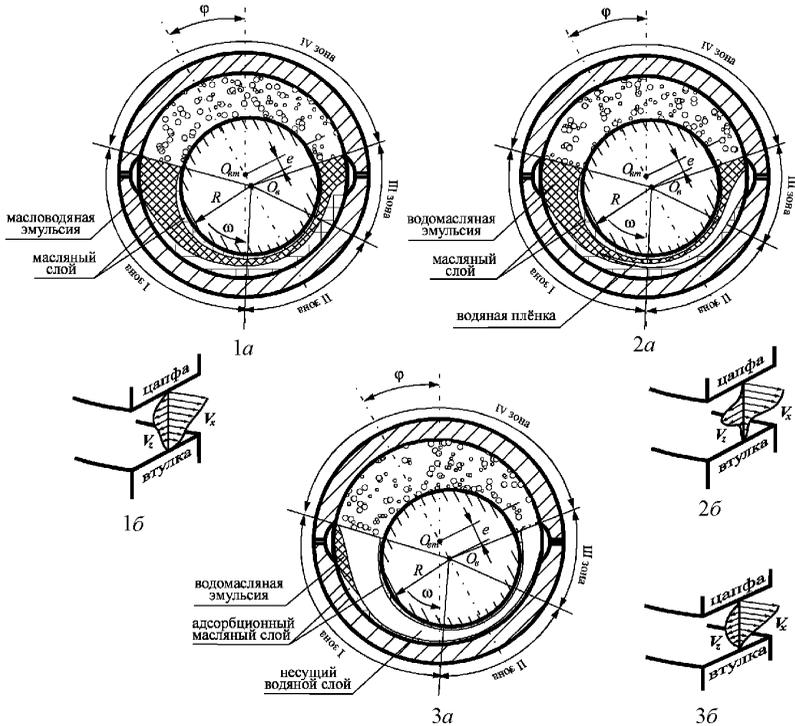


Рис. 3 Течение водомасляного смазочного материала в зазоре подшипника: *a* — зональная модель; *б* — эпюра скоростей; ω — угловая скорость; R — радиус вала; e — эксцентриситет; ϕ — угол наклона линии центров; V_x — окружная скорость; V_z — осевая скорость

При $0 < k < 30\%$ предполагается образование адсорбционных масляных слоёв на трибоповерхностях и считается, что течение водомасляной

эмульсии охватывает весь зазор в I, II и III зонах (рис. 3-1 *а, б*). Течение смазки в четвертой зоне не рассматривается, так как оно не оказывает существенного влияния на характеристики несущего слоя.

При $k = 30...50\%$ (в зависимости от скорости вращения вала и нагрузки на подшипник) во второй зоне происходит сепарация смазочного материала (рис. 3-2 *а*). Изменение эпюры распределения скоростей в окружном направлении (рис. 3-2 *б*) вызывается появлением в смазочном слое водяной пленки, в которую перемещается скольжение, а в осевом направлении — изменением устойчивости вала вследствие нарушения гомогенности эмульсии и, как следствие, выдавливанием воды из несущего слоя через торцы втулки. В слабонагруженной третьей зоне предполагается дальнейшая сепарация смазочного материала. Сепарационный эффект водомасляных эмульсий в зазоре подшипников скольжения существенно уменьшает коэффициент трения в подшипнике, способствует успешному гашению температурных всплесков на рабочих поверхностях (см. рис. 1 *б*) и увеличивает демпфирующую способность адсорбционных масляных слоев вследствие улучшения их вязкостных характеристик при уменьшении температурного режима трибопроцесса.

С дальнейшим увеличением водосодержания (рис. 3-3 *а, б*) образуется кольцевой слой воды, вязкость которой порядка в 7 раз ниже вязкости минерального масла, что приводит к нарастанию эксцентриситета (см. рис. 1 *а*). Демпфирующая способность несущего слоя уменьшается ввиду постепенного уменьшения сил молекулярного взаимодействия длинноцепных молекул масла с поверхностями трения, разрушения адсорбционных масляных слоев и связанного с ним развития автоколебаний вала (рис. 2). Показателем работоспособности подшипника в этом случае является критическая толщина смазочного слоя (см. рис. 1 *а*), которая оценивается в диапазоне от 16 до 25 мкм для радиальных подшипников скольжения различного конструктивного исполнения.

Представленный подход к анализу течения вязкого двухкомпонентного смазочного материала в зазоре может быть распространён и на цилиндрические гидродинамические, гидростатические и гидростатодинамические подшипники других типов и использован при исследовании работоспособности радиальных подшипников на обводненной масле, а также разработке подшипников на гибридной (водомасляной) смазке.

Анализ опыта эксплуатации подшипников скольжения показывает, что дальнейшее развитие теории маловязкой смазки целесообразно вести в следующих направлениях:

1. Обеспечение работоспособности подшипников скольжения как при кратковременном, так и при длительном обводнении смазочного масла.
2. Расширение применения воды в роли смазки для повышения эффективности использования опор турбоагрегатов, механизмов и валопроводов корабельных и судовых энергетических установок.
3. Развитие теории и практики создания подшипников скольжения, устойчиво работающих при управляемом сепарационном эффекте.
4. Исследование тепловых потоков в подшипниках скольжения.
5. Разработка методов расчёта подшипников при заданных формах несущего слоя смазки, учитывающих искажения, вносимые силовыми, температурными и монтажными деформациями сопряженных поверхностей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ощепков Ю.Г., Клементьев М.Ф. Оценка работоспособности опорных подшипников корабельных турбоагрегатов при большом обводнении смазочного масла // Повышение эффективности эксплуатации технических средств судов: Сб. науч. тр. – Севастополь: СВВМИУ, 1987.– С. 19-23.
2. Ощепков Ю.Г., Клементьев М.Ф. Влияние обводнения турбинного масла на работоспособность подшипников скольжения турбин // Надежность, живучесть и пожаробезопасность технических средств кораблей: Межвуз. тематич. сб. науч. тр. – Севастополь: СВВМИУ, 1982. – С. 54-62.
3. Дьячков А.К. Особенности работы подшипников, смазываемых водой // Исследование смазочных материалов при трении: Сб. науч. тр. – М.: Наука, 1987.– С. 66-73.
4. Тютюнник Л.И. Оценка работоспособности радиальных подшипников турбомашин на водосодержащей смазочной жидкости: Дис... канд. техн. наук: 05.04.12 / Харьковский гос. политехнический ун-т. – Харьков: ХГПИ, 1998. – 131 с.

УДК 629.12.064:62-833.6.

Коноваленко Л.К., Калуев А.Г., Проничкин С.В.
ОНМА

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КАЧКИ НА РАБОТУ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ЧАСТОТЫ СУДОВОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Наличие в системах автоматического регулирования частоты и напряжения судового дизель генератора переменного тока большого числа нелинейных зависимостей усложняет исследование переходных процессов, затрудняет их расчет и их практическое проектирование.

В последнее время для решения уравнений динамики системы с переменными параметрами стали применяться быстродействующие вычислительные машины. Это позволяет свести расчет переходных процессов к его реализации в системах математического моделирования.

В публикациях [1,6,7,8] освещены вопросы исследования динамики с учетом влияния изменения частоты на параметры системы с использованием электронных вычислительных машин (ЭВМ), которые в сочетании с соответствующим программным обеспечением обладают относительной простотой использования и высокой точностью решения задач, достаточной для инженерной практики (1-10 %) [7].

В настоящей работе рассматривается динамика установки на переменном токе применительно к дизель-генераторному агрегату, когда нагрузка на валу изменяется по гармоническому закону и ранее не исследована.

Требуется описать данную систему дифференциальными уравнениями, составить математическую модель и показать, что характер протекания переходных процессов, описанных указанным способом с учетом ряда допущений, не снижает количественной оценки переходных процессов в сравнении с действительными.

Моделирование исследуемой системы проводилось с учётом движения судна на волнении в различных периодах качки ($T_c = 3; 4; 5; 6; 10$) для каждого динамического момента ($F_m\% = 35; 45; 56; 63$). Исследовалась работа дизеля 6Ч25/34, генератора МСС375-500, регулятора частоты типа РОН.

На рис. 1 приведен график амплитуды колебаний $n_{др}$ относительно их среднего значения для различных условий качки.

Уравнение переходного процесса дизель-генераторного агрегата с учётом влияния времени запаздывания регулируемых импульсов определяется так:

$$T_\varepsilon T_a \frac{d^2\varphi}{dt^2} - \delta T_a (1 - \tau_p) \frac{d\varphi}{dt} + \varphi = -T_\varepsilon \frac{d\lambda}{dt} \lambda,$$

где φ — относительное отклонение частоты вращения вала дизель-генераторного агрегата от установившегося значения; T_k — постоянная времени трения (катаракта), с; T_a — постоянная времени вращающихся масс агрегата, с; δ — степень неравномерности регулятора в динамике; τ_p — время запаздывания действия регулирующих импульсов; λ — относительное отклонение нагрузки на валу агрегата.

В динамическом режиме в условиях, когда момент нагрузки изменяется периодически, закон изменения нагрузки определяется выражением

$$F_m = m_m \sin \omega t,$$

где m_m — амплитуда колебаний в относительных единицах; ω — действительная частота колебаний, рад.

Уравнение связи относительного отклонения координаты муфты измерителя от установившегося положения η с измерительным элементом ξ (рейкой топливного насоса) может быть представлено в виде:

$$\eta = -\xi.$$

Уравнения исполнительного элемента, в качестве которого может быть использован гидравлический сервопоршень, для рассматриваемой автоматической системы можно записать следующим образом:

$$p\ddot{\xi} = F(\eta),$$

где $F(\eta)$ — нелинейная функция (нелинейная характеристика сервопривода) (рис. 2).

Введенная в систему функция $p\ddot{\xi} = F(\eta)$ делает рассматриваемую систему автоматического регули-

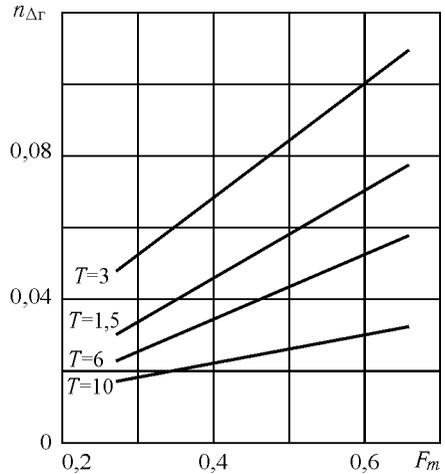


Рис. 1. График изменения амплитуды колебаний оборотов дизель-генератора относительно их средних значений в зависимости от параметров качки (исследование математической модели).

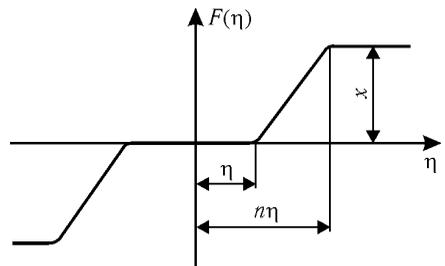


Рис. 2. Характеристика сервопоршня, управляемого обычным золотником: η — зона нечувствительности; n — постоянное число; x — скорость движения штока сервопоршня.

рования нелинейной. В таких случаях высококачественные автоматические системы создаются на основе инвариантности.

На базе существующей разработанной теории инвариантность была исследована возможность получения оптимальных (в смысле быстродействия) регуляторов для первичных двигателей синхронных генераторов при их эксплуатации в условиях шторма.

Упрощённая структурная схема, которая соответствует рассматриваемой системе регулирования, (рис. 3) работает по комбинированному принципу, т.е. реагирует на отклонение регулируемой величины φ и на внешнее возмущающее воздействие $\lambda(t)$ — нагрузку.

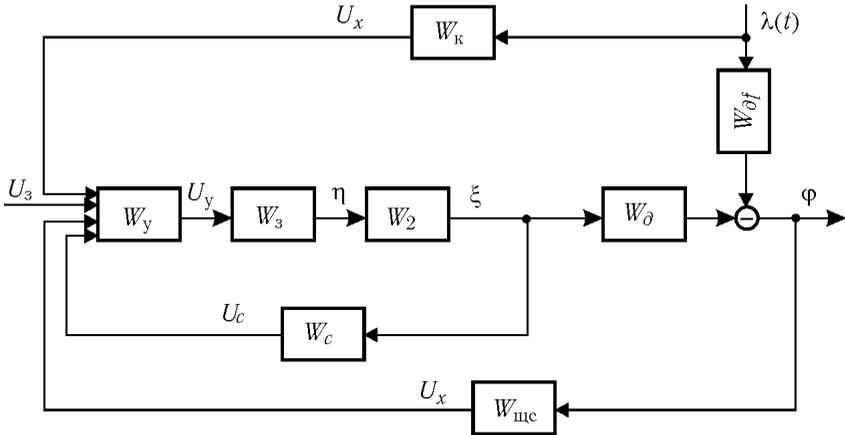


Рис. 3. Структурная схема инвариантной системы автоматического регулирования частоты судового дизель-генератора с комбинированным регулированием.

где U_3 — задающее напряжение; U_T — напряжение обратной связи, снимаемое с тахогенератора или другого чувствительного элемента; U_x — напряжение пропорциональное нагрузке $\lambda(t)$; U_c — напряжение параллельного корректирующего устройства, которое введено в систему для обеспечения её устойчивости и повышения качества переходных процессов; U_y — напряжение усилителя.

Обозначим передаточные функции элементов системы рассматриваемой структуры:

$$W_y(p) = \frac{K_1 \sigma}{\dot{Q} \sigma p + 1} \quad \text{— для магнитного усилителя;}$$

$$W_c(p) = \frac{K_C}{Q_{об} p + 1} \quad \text{— для гидравлического золотника с электромагнитным управлением, пренебрегая инертностью последнего;}$$

$W_{\dot{a}}(p) = \frac{v}{\dot{O}_a p + 1}$ — для двигателя относительно регулирующего воздействия;

$W_{\ddot{a}f}(p) = \frac{\ddot{A}}{\ddot{O}_a p + 1}$ — для двигателя относительно возмущающего воздействия;

$W_{\ddot{a}}(p)$ — передаточная функция объекта регулирования относительно возмущающего воздействия;

$W_C(p) = K_C$ — для параллельного корректирующего устройства;

$W_{OC}(p) = K_{OC}$ — для чувствительного элемента.

Используя рассматриваемую структуру, найдём выражения для передаточной функции системы относительно возмущения $\lambda(t)$:

$$W_f(p) = \frac{W_K(p)W_P(p)W_{\dot{a}}(p) - W_{\ddot{a}f}(p)}{1 + W_P(p)W_{\dot{a}}(p)W_{OC}(p)},$$

где W_P — передаточная функция регулятора, имеющая вид

$$W_P(p) = \frac{W_y(p)W_{\zeta}(p)W_2(p)}{1 + W_y(p)W_{\zeta}(p)W_2(p)W_C(p)}.$$

На основании выражений передаточных функций элементов системы и выражения $W(p)$ передаточной функции регулятора при взаимном исключении нелинейности можно записать:

$$W_P(p) = \frac{K_P}{T_1 \delta T_{\text{др}} p^2 + T_P p + 1 + K_P K_C},$$

где $T_P = T_{\text{мy}} + T_{\text{тр}}$ — постоянная времени регулятора; $K_P = K_{\text{мy}} K_3$ — коэффициент усиления регулятора.

Условия удовлетворения инвариантности рассматривалось нами на примере типового регулятора для следующих конкретных параметров:

$T_a = 2,9$ с — постоянная времени вращающихся масс дизель-генератора;

$T_{\text{мy}} = 0,0475$ с — постоянная времени МУ;

$K_P = 10$ мм/В — коэффициент усиления регулятора;

$K_C = 1,0$ В/мм — коэффициент усиления параллельного корректирующего устройства;

$K_3 = 0,4$ мм/В — коэффициент усиления золотника и электромагнита;

$T_{\text{тр}} = 0,1$ с — постоянная времени трения золотника;

$K_{\text{мy}} = 25$ — коэффициент усиления по напряжению обмотки

	управления МУ;
$K_{6с}=1,4$ В/Гц	— коэффициент усиления чувствительного элемента и электронного усилителя;
$v=1,0$ Гц/мм	— коэффициент пропорциональности дизель-генератора;
$B=1,0$ Гц/А	— коэффициент усиления дизель-генератора по нагрузке.

Условия абсолютной инвариантности в рассматриваемом случае комбинированной системы регулирования, как видно из выражения $Wf(p)$, служит соотношение

$$W_K(p)W_P(p)W_a(p) - W_{af}(p) \equiv 0,$$

которое можно также записать:

$$W_K(p) = \frac{W_{af}(p)}{W_P(p)W_a(p)} = ap + b$$

Передаточную функцию компенсирующего звена $W_K(p)$ в численных значениях постоянных получим

$$W_K(p) = 0,0147p + 1,1$$

Согласно этому уравнению искомое корректирующее устройство должно включать в себя один идеальный дифференциатор. Так как физически реализовать операции идеального дифференцирования невозможно то приходится удовлетворяться частичной инвариантностью, применяя реальный дифференциатор с электронным усилителем. Такой дифференциатор можно выполнить в виде двух полярного (обеспечивающего изменение выходного сигнала при изменении полярности входного сигнала) дифференцирующего устройства постоянного тока, на выходе которого сигнал пропорционален нагрузке и скорости её изменения.

Таким образом, в синтезируемой системе регулирования дополнительно введенная компенсирующая нелинейность представляет собой обратную нелинейную функцию по отношению к существующей нелинейной функции (см. рис. 2). Тогда дополнительно введенная нелинейность в процессе решения будет компенсировать существующую.

Всё это дало возможность иметь систему линейных дифференциальных уравнений, которая вполне эквивалентна по своим динамическим качествам, с точки зрения задач инвариантности, исходной системе уравнений, содержащей два нелинейных уравнения. Поэтому дальнейший анализ и реализацию условий инвариантности можно в дальнейшем вести обычным для линейных систем путём.

При выполнении условий инвариантности в линейном варианте на основе полученных соотношений и структурной схемы (см. рис. 3), ин-

вариантную систему автоматического регулирования частоты судового дизель генератора можно представить в виде дифференциальных уравнений

$$\begin{aligned} T_a p + 1 \varphi &= v \xi - B \lambda; \\ -K_p K_{OC} \varphi + T_p p + 1 \eta - K_p K_C \xi &= -a p \lambda - b \lambda; \\ F(\eta) + P \xi &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

При решении задачи на электронной вычислительной машине согласно рассматриваемому выше уравнению, необходимо набрать одну нелинейность. Для того, чтобы рассматриваемая система автоматического регулирования частоты была инвариантна по отношению к возмущающему воздействию (нагрузке) необходимо также на вход чувствительного усилительного элемента подать сигнал пропорциональный основному возмущающему воздействию и его первой производной.

Машинные уравнения, соответствующие системе уравнений (1) записывались в виде реальных значений:

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi}{dt} &= -0,0345\varphi + 0,115\xi - 0,115\lambda; \\ \frac{d\eta}{dt} &= 14,2\varphi - 6,8\eta + 34\xi - 0,05 \frac{d\lambda}{dt} - 3,75\lambda; \\ \frac{d\xi}{dt} &= -F \eta. \end{aligned} \quad (2)$$

Экспериментальные исследования проводились при действии на систему одной и той же гармонически изменяющейся нагрузки, превышающей номинальную на 30 %.

На рис. 4 приведены кривые процессов $I_{дг}=f(t)$ и $n_{дг}=f(t)$ при различных изменениях варьируемого коэффициента $K_{и}$, входящего в уравнение (2) при $K=\text{const}$.

Первоначально при $K_{и}^I=0,629$, когда условия инвариантности не были удовлетворены, отклонения регулируемой переменной в установившемся состоянии не были нулевыми. При значении $K_{и}^{II}=0,989$, соответствующем состоянию, близкому к абсолютной инвариантности, колебания $n_{дг}(t)$ приближались к нулю, несмотря на то, что внешние возмущения действовали одинаково (см. рис. 4).

По мере приближения к состоянию, удовлетворяющему условиям абсолютной инвариантности, вынужденная компонента отклонений регулируемого параметра $n_{дг}=f(t)$ становилась близкой к нулю. Отход от инвариантного значения $K_{и}^{II}=0,989$ в сторону увеличения привел к сравнительно заметному увеличению колебаний (кривые для $K_{и}^{III}$, $K_{и}^{IV}$,

$K_{и}^V, K_{и}^{VI}$). Изменение же коэффициента K практически не сказывалось на качестве процесса.

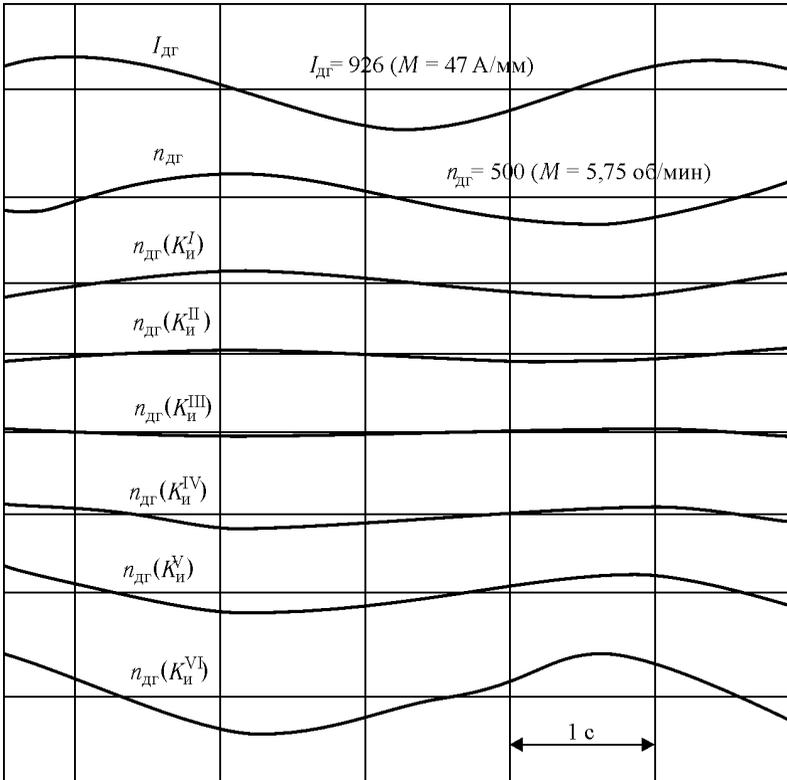


Рис. 4. Осциллограмма переходных и установившихся процессов дизель-генератора при действии внешнего возмущения синусоидального вида и изменении коэффициента $K_{и}$: $K_{и}^I=0,629$; $K_{и}^{II}=0,989$; $K_{и}^{III}=1,41$; $K_{и}^{IV}=1,12$; $K_{и}^V=2,16$; $K_{и}^{VI}=2,9$.

Таким образом, убеждаемся, что в системе регулирования скомпенсировано в достаточной степени влияние нагрузки λ и первой производной от неё. Отклонение регулируемого параметра, несмотря на отсутствия компенсирующей нелинейности, не превышали 2 %.

Следовательно постоянство угловой скорости (частоты) дизель-генератора обеспечивается вне зависимости от изменений нагрузки на его валу в динамическом режиме, что подтверждает изложенные выше аналитические результаты.

Реализация систем регулирования близких к инвариантности без использования центробежного регулятора может быть выполнена при помощи датчиков скорости и других элементов связи. Например, в работе

В.В. Краснова [7] инвариантная система регулирования скорости осуществлена трёх импульсным или пропорционально-дифференциально-интегральным регулятором, для которого датчиком скорости служит синхронный двигатель. Установки такого рода регуляторов на судах обеспечивали бы стабилизацию частоты с высокой степенью точности.

Однако с учётом того, что параметры, описывающие синтез автоматического регулирования, например, постоянная времени трения, время запаздывания регулирующих импульсов и другие, имеют собственные резонансные частоты, близкие к периодам качки, то практически невозможно обеспечить полное постоянство частоты при качке.

Предложенная математическая модель позволяет решать задачи синтеза и проводить оценку влияния отдельных параметров на поведение установки, что может быть использовано для создания моделей при других видах управления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Веретенников Л.П., Поталкин А.И., Раимов М.М., Моделирование, вычислительная техника и переходные процессы в судовых электроэнергетических системах. – Л.: Судостроение, 1964. – 384 с.
2. Вирт Н. Алгоритмы + структуры данных = программы / Пер. с англ. – М.: Мир, 1985. – 287 с.
3. Казовский Е.Я. Переходные процессы в электрических машинах переменного тока. – М.: Изд. АН СССР, 1962. – 394 с.
4. Мелешкин Г.А., Судовые синхронные генераторы. – Л.: Судпромгиз, 1962. – 240 с.
5. Сыромятников И.А. Режимы работы асинхронных и синхронных электродвигателей. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 528 с.
6. Толшин В.И., Ковалевский Е.С. Переходные процессы в дизель-генераторах. – Л., Машиностроение, 1972. – 168 с.
7. Краснов В.В. Разработка и исследование системы автоматического управления первичными двигателями синхронных генераторов. Автореф. ... дисс. канд. техн. наук. – Л.: ЛЭТИ, 1968. – 295 с.
8. Коноваленко Л.К., Проничкин С.В. Особенности работы электропривода переменного тока при волнении // Автоматизация судовых технических средств: науч.-тех. сб. – 2003. – Вып. 8. – Одесса: ОНМА.

УДК 62-83:621.3.025:629.13

Котриков К.П., Бурденко А.Ф.
ОГМА**ТРАНСФОРМАТОРНЫЙ ПУСК МОЩНЫХ СУДОВЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ**

Пуск асинхронных двигателей (АД) с короткозамкнутым ротором (КЗР) судовых электроприводов большой мощности оказывает существенное влияние на работу судовой электроэнергетической установки. Одним из наиболее мощных является электропривод подруливающего устройства (ПУ), обычно имеющего винт регулируемого шага (ВРШ).

Мощность АД ПУ, достигающая 2000 кВт, соизмерима с мощностью используемых синхронных генераторов (СГ). Броски тока при пуске таких двигателей вызывают значительный провал напряжения и частоты синхронных генераторов, ударные моменты на валу приводных двигателей СГ (дизелей, турбин) и на валу АД.

Пуск АД ПУ при пониженном напряжении через автотрансформатор (трансформатор) даёт снижение бросков тока. При исследовании процесса пуска АД ПУ с ВРШ в качестве исходных использованы уравнения равновесия напряжений для обмоток СГ (СГ с демпферной обмоткой), трансформатора (Тр), АД, питающего фидера (Ф), а также уравнения систем АД-ПУ, дизель (Д) - СГ и уравнения регулятора скорости дизеля. Исходные уравнения СГ, Тр, АД, Ф преобразованы к вращающейся системе координат d и q , связанной с ротором СГ.

Уравнения системы ПУ - АД - Тр - Ф - СГ - Д приведены в относительных единицах (о. е.), представлены в форме Коши и решены методом Рунге - Кутта - Мерсона на персональном компьютере [1].

Исследование проведено для конкретного случая пуска АД с КЗР мощностью $P_n = 1000$ кВт. При пуске АД ПУ на шины главного распределительного щита (ГРЩ) обычно включены на параллельную работу несколько синхронных генераторов, которые при исследовании заменены одним эквивалентным СГ_{э_{кв}} [2, 3].

АД ПУ пускается от трёх параллельно работающих СГ.

До включения АД ПУ параллельно работают два СГ, каждый с нагрузкой $0,85P_n$ при $\cos \varphi = 0,8$. Перед пуском АД ПУ на ГРЩ включается третий СГ. Все синхронные генераторы однотипны и имеют номинальную мощность $P_n = 1000$ кВт. Эквивалентный СГ_{э_{кв}} с $P_n = 3000$ кВт до включения АД ПУ загружен по току на $0,566I_{бг}$, по моменту — на $0,457M_{бг}$. $I_{бг}$, $M_{бг}$ - базовые значения тока и момента СГ_{э_{кв}}. Напряжение на зажимах обмотки статора СГ_{э_{кв}} $U = 1$, на зажимах обмотки возбуждения $U_f = 1,48U_{ф0}$. За единицу U_f принято напряжение $U_{ф0}$, при котором в режиме холостого хода $U = 1$.

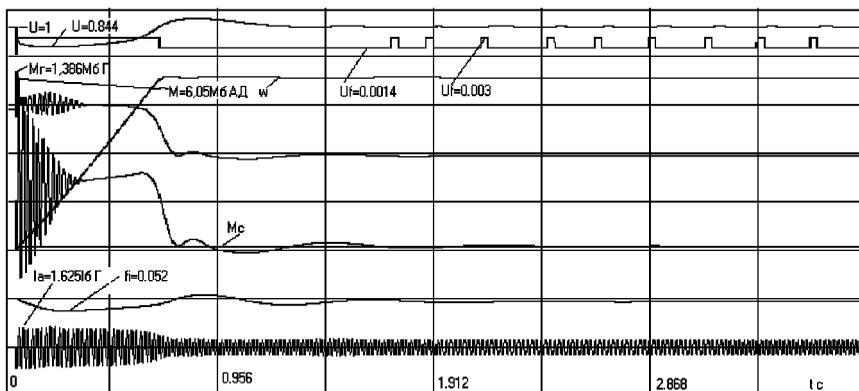


Рис 1. Процесс пуска асинхронного двигателя при прямом включении на генератор. (СГ_{экв}, $P_{2н} = 3000$ кВт).

Для сравнения на рис. 1 показаны кривые, характеризующие процесс пуска АД ПУ с ВРШ и моментом сопротивления $M_c = 0,15M_n$ (M_n — номинальный момент двигателя) при прямом включении АД на СГ_{экв} $P_n = 3000$ кВт. Здесь U — напряжение на зажимах обмотки статора СГ_{экв}; M_G , M — моменты на валу СГ и АД в долях базовых моментов $M_{бГ}$, $M_{бАД}$, СГ_{экв} и АД; ω — угловая скорость ротора АД; f_i — относительное изменение скорости дизеля, определяющее изменение частоты СГ Δf ; I_a — ток статора СГ в долях базового тока $I_{бГ}$ СГ; U_f — напряжение на зажимах обмотки возбуждения СГ в о. е.

При включении АД ПУ осуществляется форсировка возбуждения СГ ($K_\phi = U_f/U_\phi = 2,14$). Напряжение U на зажимах обмотки статора СГ регулируется путём импульсного изменения U_f .

Как видно из рис. 1, прямое включение АД на шины ГРЩ в этом случае сопровождается провалом напряжения U на 15,6 %, броском тока СГ_{экв} $1,625I_{бГ}$, броском тока АД $3,69I_{бАД}$; ударные моменты на валу СГ и АД достигают $1,386M_{бГ}$ и $6,05M_{бАД}$; частота СГ снижается на 5,2 %. Напряжение U восстанавливается через 0,64 с. Время пуска АД ПУ составляет 0,66 с.

Увеличение форсировки возбуждения до $K_\phi = 2,86$ позволяет уменьшить провал напряжения до $\Delta U = 14,5$ %. Однако ударные моменты СГ_{экв} и АД ПУ остаются большими ($1,35M_\phi$ и $5,84M_{бАД}$); частота СГ снижается на 6,2 %; броски тока СГ_{экв} и АД возрастают до $1,75I_{бГ}$ и $4,1I_{бАД}$. Время пуска сокращается и составляет 0,557 с. Из-за больших ударных моментов на валах СГ и АД прямое включение АД ПУ на шины ГРЩ неприемлемо.

При пуске через трансформатор АД по мере разгона переключается с одной ступени напряжения на другую. Эти переключения могут происходить при различных значениях скольжения АД (S_n). Процесс пуска зависит от величины коэффициента трансформации (K) трансформатора, числа ступеней трансформации, величины скольжения переключения S_n .

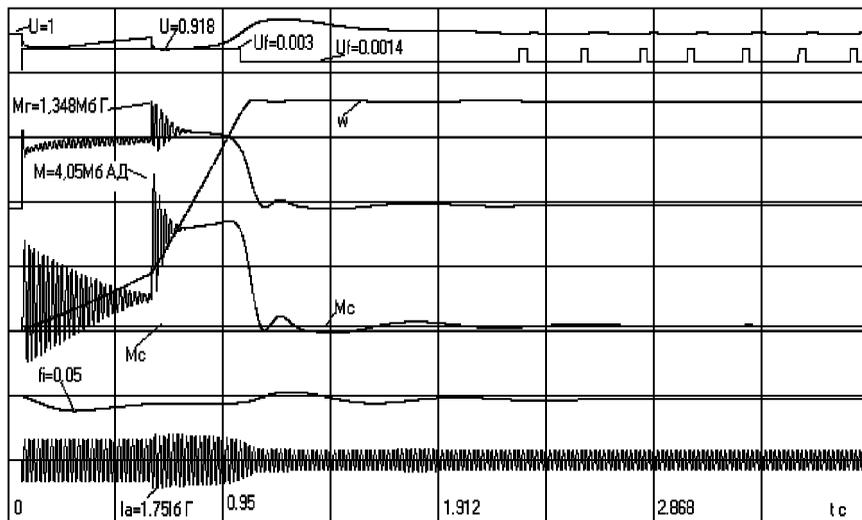


Рис. 2. Процесс пуска асинхронного двигателя через трансформатор ($S_{\text{ЭКВ}} = P_{2н} = 3000$ кВт; скольжение переключения $S_n = 0,75$; $K = 1,739$).

На рис. 2 показаны кривые, характеризующие процесс пуска АД ПУ через трансформатор с коэффициентом трансформации $K = 1,739$ ($K = 400/230$). При $S_n = 0,75$ АД переключается на СГ. Как видно из рисунка, процесс пуска АД сопровождается провалами напряжения и частоты, бросками тока и момента как при включении АД через Тр, так и при переключении его на шины ГРЩ. При включении АД ($S = 1$) через Тр с $K = 1,739$ показатели, характеризующие процесс пуска для всех значений S_n одинаковы: максимальный провал напряжения на зажимах обмотки статора СГ $\Delta U_1 = 8,2\%$; максимальный провал напряжения в конце фидера $\Delta U_{\text{ф}} = 17,6\%$; максимальный бросок момента на валу СГ $1,055 M_{\text{бГ}}$; максимальный бросок момента на валу АД $2,35 M_{\text{бАД}}$; провал частоты $\Delta f = 5,0\%$; максимальный бросок тока статора СГ_{ЭКВ} $I = 1,375 I_{\text{бГ}}$, тока статора АД $2,52 I_{\text{бАД}}$. Показатели процесса пуска АД при переключении с Тр на СГ для различных значений S_n и $K = 1,739$ приведены в таблице 1.

Из анализа данных табл. 1 видно, что наиболее благоприятным является пуск с переключением АД на СГ при малых значениях скольжения ($S_n = 0,05$). Переключение АД с Тр на СГ при больших значениях скольжения S_n (0,75...0,25) приводит к большим ударным моментам на валу СГ и АД, к значительным броскам тока АД, хотя время пуска при этом сокращается.

Таблица 1. Влияние скольжения переключения S_n

Скольжение переключения S_n	0,75	0,50	0,25	0,05
Максимальный провал напряжения $\Delta U_2, \%$	8,2	8,4	6,1	4,3
Время восстановления напряжения $t_{вУ}, \text{с}$	0,319	0,207	0,08	0,016
Максимальный провал частоты $\Delta f, \%$	5,0	5,2	5,2	4,9
Время восстановления частоты $t_{вf}, \text{с}$	0,99	1,29	1,609	1,86
Максимальный бросок момента СГ в долях $M_{бГ}$	1,348	1,323	1,229	1,046
Максимальный бросок момента АД в долях $M_{бАД}$	4,05	3,28	3,28	2,14
Максимальный бросок тока СГ в долях $I_{бГ}$	1,75	1,75	1,50	1,375
Максимальный бросок тока АД в долях $I_{бАД}$	4,07	4,06	3,21	2,91
Время пуска АД ПУ $t_n, \text{с}$	1,06	1,21	1,545	1,85

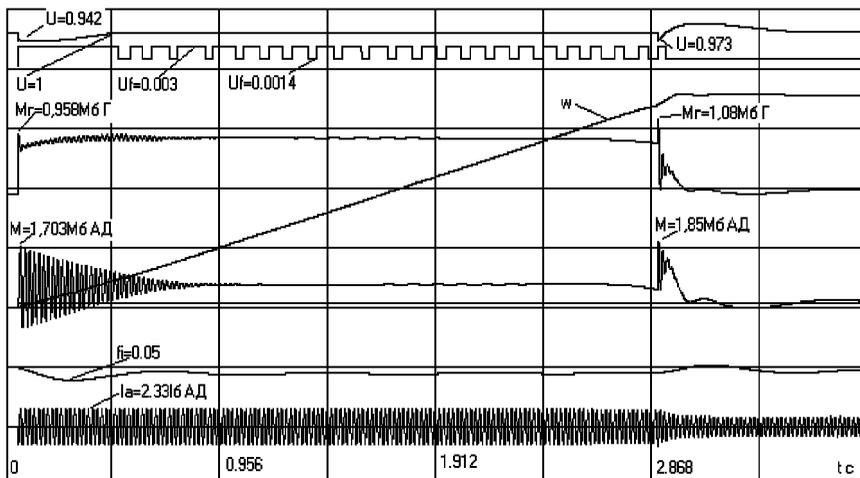


Рис. 3. Процесс пуска асинхронного двигателя через трансформатор при $K=2,2$. ($S_{Г экв}, P_{2н} = 3000 \text{ кВт}; S_n = 0,05$).

На характер пускового процесса АД ПУ значительное влияние оказывает выбор коэффициента трансформации K трансформатора.

На рис. 3 показаны кривые, характеризующие процесс пуска АД через Тр при $K = 2,2$, на рис. 4 — при $K = 1,4$; величины, характеризующие процесс пуска при различных K и $S_n = 0,05$, приведены в табл. 2.

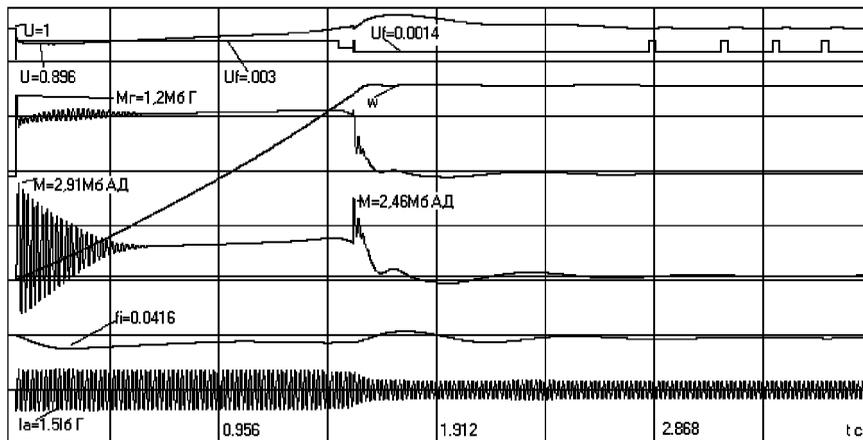


Рис. 4. Процесс пуска асинхронного двигателя через трансформатор при $K=1,4$ ($S_{Г\text{эбв}}; P_{2н} = 3000 \text{ кВт}; S_n = 0,05$).

Таблица 2. Влияние коэффициента трансформации K

Коэффициент трансформации K	1,4	1,65	1,74	1,9	2,2
Первый провал напряжения СГ $\Delta U_1, \%$	10,4	8,2	8,2	8,0	5,8
Второй провал напряжения СГ $\Delta U_2, \%$	1,0	3,9	4,3	4,1	2,7
Время восстановления напряжения $t_{вU1}, \text{с}$	1,32	0,32	0,30	0,27	0,37
Время восстановления напряжения $t_{вU2}, \text{с}$	0,01	0,03	0,02	0,02	0,03
Максимальный провал частоты $\Delta f, \%$	4,16	5,2	4,9	5,2	5,0
Время восстановления частоты $t_{вf}, \text{с}$	1,46	1,78	1,86	2,16	2,82
Первый макс. бросок момента СГ в долях $M_{бГ}$	1,20	1,10	1,05	1,02	0,96
Второй макс. бросок момента СГ в долях $M_{бГ}$	1,07	1,05	1,05	1,07	1,08
Первый макс. бросок момента АД в долях $M_{бАД}$	2,91	2,46	2,35	2,10	1,70
Второй макс. бросок момента АД в долях $M_{бАД}$	2,46	2,20	2,14	2,0	1,85
Первый макс. бросок тока СГ в долях $I_{бГ}$	1,50	1,38	1,38	1,25	1,12
Второй макс. бросок тока СГ в долях $I_{бГ}$	1,50	1,38	1,38	1,38	1,12
Первый макс. бросок тока АД в долях $I_{бАД}$	2,91	2,72	2,52	2,33	2,33
Второй макс. бросок тока АД в долях $I_{бАД}$	2,79	2,75	2,72	3,02	3,10
Время пуска АД $t_n, \text{с}$	1,53	1,69	1,85	2,16	2,87

Из анализа данных табл. 2 видно, что наиболее благоприятным с точки зрения уменьшения ударных моментов на валу СГ и АД, уменьшения пусковых токов и снижения провала напряжения является пуск при $K = 2,2$.

АД ПУ пускается от двух параллельно работающих СГ. До включения АД ПУ работает один СГ с нагрузкой, равной $0,85P_n$ при $\cos \varphi = 0,8$. Перед пуском АД ПУ на параллельную работу включается

второй СГ. Эквивалентный СГ_{экв} с $P_n=2000$ кВт до включения АД ПУ загружен по току на $0,425I_{бГ}$, по моменту на $0,342M_{бГ}$.

На рис. 5 показаны кривые, характеризующие процесс пуска АД ПУ от СГ_{экв} $P_n=2000$ кВт через Тр с $K=1,739$ при форсировке возбуждения $K_\phi=2,14$ и $S_n=0,05$. Для сравнения на рис. 6 показаны аналогичные характеристики при пуске от СГ_{экв} $P_n=3000$ кВт и тех же значениях K , K_ϕ , S_n .

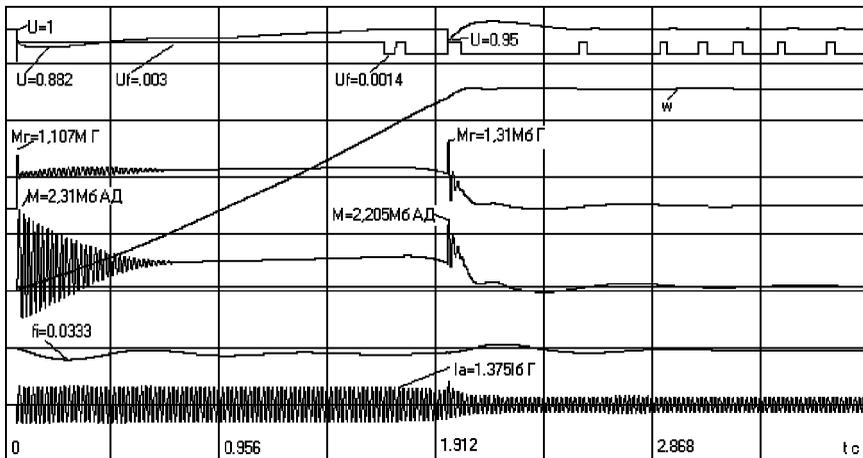


Рис. 5. Процесс пуска асинхронного двигателя через трансформатор при $K=1,739$ (СГ_{экв}; $P_{2н}=2000$ кВт $S_n=0,05$)

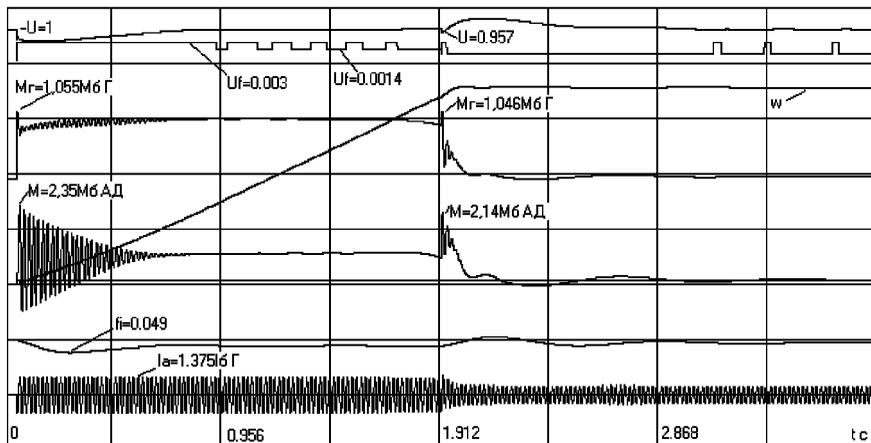


Рис. 6. Процесс пуска асинхронного двигателя через трансформатор при $K=1,739$ (СГ_{экв}; $P_{2н}=3000$ кВт; $S_n=0,05$).

Из сравнения видно, что пуск АД ПУ от двух параллельно работающих генераторов является менее благоприятным, чем пуск от трёх генераторов. Провал напряжения при включении АД возрастает, время восстановления напряжения значительно увеличивается. При переключении АД на СГ_{экв} с $P_n = 2000$ кВт ударный момент на валу СГ достигает $1,31M_{бг}$, в то время как при переключении на СГ_{экв} $P_n = 3000$ кВт он составляет всего $1,046M_{бг}$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Котриков К. П., Бурденко А. Ф. Влияние пуска мощных электроприборов на работу судовых дизель-генераторных установок // Судовые энергетические установки: Научно-технический сборник-Одесса: ОГМА.-2001-№6, с. 41- 46
2. Константинов В. Н. Синхронизация судовых синхронных генераторов: Л. Судостроение, 1965.-290с.
3. Справочник судового электротехника. Т.1. Под общ. ред. Г.И. Китаенко. – Л.: Судостроение, 1980. – 527с.
4. Котриков К. П., Бурденко А. Ф. Влияние изменения напряжения на электромагнитные процессы при пуске асинхронных двигателей подруливающих устройств с винтом регулируемого шага. – Киев, 1993. – 38 с. – Деп. в ГКНТБ Украины 17.06.93, №1153-Ук.93.

УДК 621.311

Луковцев В.С.
ОНМА

АЛГОРИТМ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ ВЫХОДА СУДОВЫХ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В ЗАПРЕДЕЛЬНЫЙ СКОРОСТНОЙ РЕЖИМ

На специализированных морских судах с целью сокращения времени запуска и разгона судовых вспомогательных двигателей до номинальной частоты вращения используют алгоритм «быстрого пуска», который характерен тем, что пусковая подача топлива, определяемая предварительным затягом пружины регулятора частоты вращения (РЧВ), обеспечивает разгон двигателя либо до номинальной частоты вращения, либо близкой (95 %) к номинальной.

Однако при таком способе пуска двигателей большой и средней мощности, даже при небольших разрегулированиях РЧВ или топливной аппаратуры, существует опасность ухода двигателей в предельный скоростной режим с последующей остановкой с помощью защиты «от разноса». Выходы в разнос чрезвычайно опасны для двигателей и отрицательно сказываются на их техническом состоянии. Поэтому для обеспечения безопасного пуска двигателей важно предупредить такой режим до того, как двигатель выйдет в зону предельных оборотов и будет остановлен защитой.

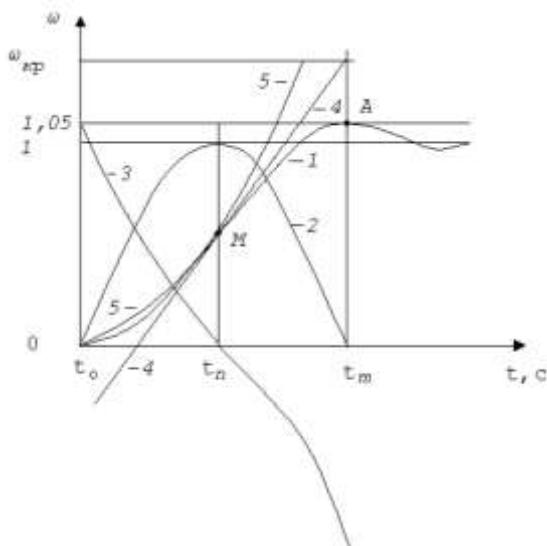
Настоящая работа посвящена разработке алгоритма надёжного быстрого пуска двигателей внутреннего сгорания без заброса частоты вращения выше номинальной для данного типа двигателей.

Для решения этой задачи в работе [1] предложен метод профилактического прерывания подачи топлива на основе информации о наличии или отсутствии в определенный момент времени t_m первого локального экстремума A (рис.) на кривой разгона $\omega = f(t)$, полученной путем анализа в режиме реального времени непосредственно измеренной частоты вращения дизеля в течение контрольного времени (кривая 1). Однако такой метод обладает существенным недостатком: подача топлива прерывается в любом случае, в том числе и при нормальном разгоне двигателя, что отрицательно сказывается на надежности пуска.

Поэтому для того, чтобы своевременно обнаружить и упредить уход двигателя в разнос и при этом не снижать надежность нормального пуска предлагается контролировать точку перегиба M на кривой пуска и разгона вспомогательного двигателя (см. рис.) и в зависимости от результатов контроля, корректировать величину подводимой энергии.

Для вспомогательных двигателей при нормальном пуске характерна переходная функция второго порядка, которая имеет в точке M перегиб (см. рис., кривая 1). При ненормальном пуске, когда энергия, запасенная

в двигателе, значительно превосходит энергию, соответствующую номинальной частоте вращения, двигатель уйдет в запредельный режим, разгоняясь по кривой 5, не имеющей перегиба (см. рис.).



Кривые разгона двигателя при пуске $\omega = f(t)$: 1 — нормальный пуск; 2 — первая производная $d\omega/dt$; 3 — вторая производная $d^2\omega/dt^2$; 4 — касательная к кривой разгона Y при $d\omega/dt = \max$; 5 — уход двигателя в запредельный режим.

Точка $M(t_n, f(t_n))$ является точкой перегиба кривой, если существует такая окрестность точки t_n , что при $t < t_n$ в этой окрестности вогнутость кривой направлена в одну сторону, а при $t > t_n$ — в другую сторону.

Таким образом, если в определенный момент времени t_n направление вогнутости не будет изменено (точка перегиба не будет определена), то дальнейший разгон двигателя следует ограничить путем кратковременного прерывания подачи топлива. Частота вращения будет увеличиваться до тех пор, пока запасенная энергия не станет соответствовать номинальному режиму и на кривой появится первый локальный экстремум A (максимум).

Если в течение контролируемого времени экстремум не будет достигнут, это говорит о том, что двигатель продолжает идти в разнос. В этом случае подача топлива не возобновляется, а для гарантированного останова двигателя дополнительно прекращают подачу воздуха.

Если же экстремум достигнут (это означает, что разгон двигателя проходит нормально), вновь включается топливо и работа двигателя продолжается.

Для временной диаграммы пуска двигателя, приведенной на рисунке, характерно: для участка $0-M$ — вогнутость вниз, а для участка $M-A$ — вогнутость вверх. Известно [2], что вопрос о направлении вогнутости сводится к вопросу о знаке разности между функцией $f(t)$ и касательной Y в окрестности точки t_n . Таким образом, алгоритм безопасного разгона двигателя при пуске будет определяться следующими условиями:

а) если на временном участке $t_0 < t < t_n$ выполняется

$$\begin{cases} \omega - Y > 0; \\ \frac{d\omega}{dt} > 0; \\ \frac{d^2\omega}{dt^2} > 0, \end{cases}$$

то вогнутость кривой будет направлена вверх;

б) если при $t = t_n$ выполняется условие

$$\begin{cases} \omega - Y = 0; \\ \frac{d\omega}{dt} = \max; \\ \frac{d^2\omega}{dt^2} = 0, \end{cases}$$

то здесь имеется в наличии точка перегиба;

в) если на временном участке $t_n < t < t_M$ выполняется

$$\begin{cases} \omega - Y < 0; \\ \frac{d\omega}{dt} > 0; \\ \frac{d^2\omega}{dt^2} < 0, \end{cases}$$

то вогнутость кривой направлена вниз;

г) если при $t = t_M$ выполняется

$$\begin{cases} \omega - Y < 0; \\ \frac{d\omega}{dt} = 0, \end{cases}$$

то здесь имеет место экстремум.

Таким образом, наличие точки перегиба M и первого экстремума A свидетельствует о безопасном разгоне двигателя. В противном случае двигатель идет в разнос, система управления осуществляет противоаварийное управление: кратковременным отключением топлива корректирует кривую разгона двигателя, при невозможности коррекции – отключает топливо и воздух.

Включение в алгоритм быстрого пуска двигателя операций по контролю точки перегиба позволяет существенно выиграть время необходимое для выполнения противоаварийных операций, направленных на недопущение выхода двигателя в запредельный скоростной режим, что безусловно повышает безопасность работы вспомогательных двигателей по сравнению с традиционными системами автоматизации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Маслов Ю.В., Фурмаков Е.Ф., Гусев В.С. Система автоматизации аварийной защиты быстроходных судовых двигателей // Прикладная математика в инженерных и экономических расчетах: Сб. науч. тр. – СПб.: СПГУВК, 2001. – С. 67-73.
2. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М.: Наука, 1977. – 832.

УДК 621.431:629.12

Завьялов А.А., Небеснов В.В.
ОНМА

ТЯГОВЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА ПРИ БУКСИРОВКЕ

Взаимодействие элементов судового пропульсивного комплекса характеризуется режимами работы пропульсивной установки в различных условиях [1, 2]. Одним из возможных режимов пропульсивной установки представляет работа комплекса при буксировке различных объектов (плавдоков, несамоходных и аварийных судов и др.) [3].

Определение и назначение режима работы главного двигателя судна в этих условиях является одной из важных задач при эксплуатации судовой энергетической установки. В данной работе рассмотрена задача определения скорости вога и частоты вращения главного судового двигателя, исключающая его перегрузку. Эта задача может быть решена, если известны возможные пропульсивные качества судна, которые характеризуются зависимостями изменения величин располагаемой полезной тяги гребного винта и тягового усилия на гаке судна-буксировщика. Значения этих характеристик необходимы для решения вопроса о возможной скорости буксировки объектов, а также установления для этих условий плавания режима работы главного двигателя без перегрузки.

Для буксирных судов обычно имеются соответствующие характеристики зависимости тягового усилия на гаке от скорости с привязкой режимов работы главного двигателя к этим характеристикам, которые получены, как правило, в результате тяговых испытаний судна. Транспортные морские суда такими характеристиками не обеспечиваются, т.к. тяговые испытания для них не производятся. Поэтому условия буксировки объектов транспортными судами вызывают некоторые сложности в определении режимов пропульсивной установки.

При буксировке пропульсивная установка судна должна обеспечить величину полезной тяги гребного винта P_e не только для преодоления сопротивления движению собственного корпуса судна R , но и для преодоления сопротивления буксируемого объекта Q , т.е. при установившемся режиме буксировки

$$P_e = R + Q$$

Гребной винт у транспортного судна обычно согласуется с главным двигателем для работы в режиме движения в полном грузу, т.е. при этом может использоваться номинальная мощность главного двигателя $N_{ен}$ (здесь и далее индекс «н» относится к номинальному значению параметра). При других условиях работы судна мощность главного двига-

теля ограничивается или максимальной частотой вращения вала, не превышающей номинальную величину n_n (например, в балластном переходе, при малых осадках), или максимальной механической и тепловой напряженностью с соблюдением условия $M_e < M_{ен}$ (M_e — крутящий момент на валу двигателя).

Гребной винт в новых условиях работы в режиме буксировки становится гидродинамически более тяжёлым, чем при обычной транспортной работе судна. При этом работа главного двигателя, обеспечивающего вращение гребного винта и подчиняющегося закону потребляемой им мощности, будет происходить в режиме более крутой винтовой характеристики ($N_e = cn^3$), расположенной левее спецификационной или эксплуатационной, что может привести к перегрузке двигателя.

Чтобы исключить перегрузку главного двигателя, его режим следует назначать, не переходя пределы ограничительной характеристики, указанные на паспортной диаграмме судна, соблюдая при этом все допускаемые величины параметров работа главного двигателя (давления, температуры), характеризующие его нормальный режим без превышения тепловой и механической напряжённости [4, 5].

Используя паспортную диаграмму (ходовую характеристику) судна [6-8], увязывающую режимы работы главного двигателя (его основные параметры) со скоростью движения судна, можно, задавая величину скорости при буксировке объекта v_2 , назначать эксплуатационный режим работы главного двигателя (точка 2 на рис. 1).

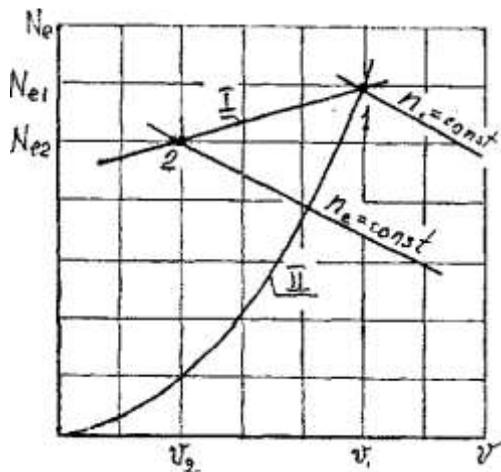


Рис. 1. Паспортная диаграмма судна: I — ограничительная характеристика по механической напряженности, при $M_{ен} = \text{const}$. II — расчетная винтовая характеристика

Знание скорости буксировки также необходимо для планирования ходового времени буксировки. Поэтому основной задачей является определение скорости судна при буксировке объекта.

Если известна характеристика изменения сопротивления движению буксируемого объекта в зависимости от скорости движения $Q = f(v)$, а также тяговая характеристика судна-буксировщика, т.е. зависимость полезной тяги на гаке (тяговое усилие) от скорости буксировки $F = f(v)$, то эта задача решается наложением этих двух графиков, точка пересечения которых покажет скорость буксировки данного объекта, рис. 2: точка 1, скорость v_1 , при $Q = F$.

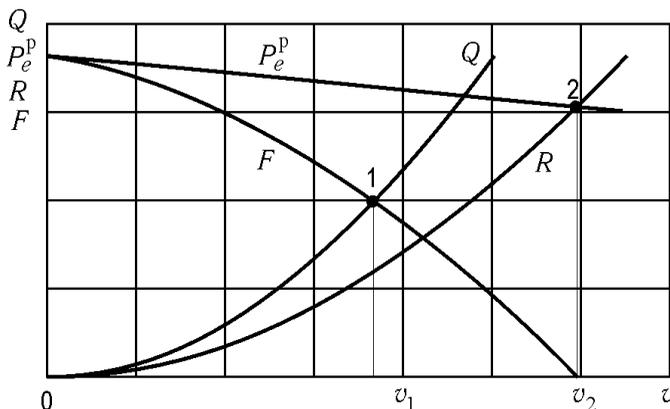


Рис. 2. Определение скорости буксировки и полезной тяги на гаке: P_e — располагаемая полезная тяга гребного винта; R — сопротивление корпуса судна-буксировщика; F — полезная тяга на гаке буксировщика.

Чтобы построить зависимость тягового усилия F (полезная тяга на гаке) от скорости буксировки для транспортного судна-буксировщика (рис. 2), необходимо знать закон изменения располагаемой полезной тяги гребного винта P_e^p от скорости движения судна, а также зависимость сопротивления движению корпуса судна от скорости $R = f(v)$:

$$F = P_e^p - R.$$

При этом под термином «располагаемая полезная тяга гребного винта P_e^p » подразумевается полезная тяга P_e , достижимая для данного гребного винта и главного двигателя, работающего без перегрузки по ограничительной характеристике при $M_{ен} = const$, для соответствующей скорости движения судна ($M_{ен}$ — номинальный крутящий момент главного двигателя). Т.о. располагаемая полезная тяга гребного винта P_e^p —

это максимально возможное значение полезной тяги гребного винта P_e для различных скоростей движения судна при условии работы двигателя с максимальной эффективной мощностью N_e без перегрузки.

Построение зависимости $R=f(v)$ можно произвести, используя квадратичную зависимость сопротивления корпуса от скорости $R=av^2$, где a — постоянная для данной характеристики корпуса судна, а также взяв известные основные параметры судна, например, для точки 2 (см. рис. 2), при скорости v_2 , тогда $R_1=av_1^2$.

Первую базовую точку для определения располагаемой полезной тяги P_e^p берем при скорости v_1 , когда $P_{el}^p = R_1$, а тяга на гаке $F_1 = 0$. Воспользуемся формулой из теории движителей для определения P_{el}^p :

$$P_{el}^p = K_1 \rho n_1^2 d^4 (1 - t),$$

где: K_1 — коэффициент упора, определяемый по кривым действия гребного винта через его параметры; ρ — плотность забортной воды, кг/м³; n_1 — частота вращения гребного винта, об/с; d — диаметр гребного винта, м; t — коэффициент засасывания, рассчитываемый по размерениям судна.

Определив $a = R_1/v_1^2$, строим график $R=av^2$.

За вторую реперную точку можно взять режим работы на швартовах, когда $F_{ш} = P_{еш}^p$, а $R_{ш}=0$.

Для этого необходимо знать частоту вращения гребного винта в режиме на швартовах $n_{ш}$, которую можно вычислить по формуле:

$$n_{ш} = n_1 \sqrt{k_{2l}/k_{2ш}} \quad n_{ш}=n_1 \sqrt{(k_{2l}/k_{2ш})},$$

где k_{2l} — коэффициент момента при скорости v_l , определяемый по кривым действия гребного винта; $k_{2ш}$ — то же на швартовах.

Тогда

$$P_{еш}^p = K_{1ш} \rho n_{ш}^2 d^4 (1 - t).$$

Построив графики (см. рис. 2) $R = f(v)$; $P_e^p = f(v)$ и $F(v)$ можно определить величину F для различных скоростей буксировки, для чего вычисляем величину $b = (P_{еш}^p - P_{el}^p) / v_1$.

Тогда для любой скорости буксировки V_x полезная тяга на гаке F_x будет:

$$F_x = P_{ex}^p - R_x = P_{еш}^p - b v_x - a v_x^2.$$

Таким образом, по характеристике объекта $Q = f(v)$ и тяговым качествам судна $F = f(v)$ определяется возможная скорость v буксировки.

По данным паспортной диаграммы (ходовой характеристики судна) для этой скорости можно назначать режим работы главного двигателя без перегрузки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Камкин С. В., Возницкий И. В., Шмелев В. П. Эксплуатация судовых дизелей. Учебник для вузов. – М.: Транспорт, 1990. – 344 с.
2. Взаимодействие элементов судового пропульсивного комплекса. Уч. пос. / Под ред. В.П. Мануилова. – М.: ЦРИА Морфлот, 1982. – 48 с.
3. Анфимов В.Н. и др. Судовые тяговые расчеты. – М.: Транспорт, 1970. – 224 с.
4. Ржепецкий К.Л., Рихтер А.А. Дизель в судовом пропульсивном комплексе. – Л.: Судостроение, 1978. – 254 с.
5. Мирющенко А.А., Небеснов В.В. Нагрузка главных дизелей при развороте судна винтами // Труды НКИ “Судовое энергомашиностроение”. – 1974. – Вып. 91. – С. 21-23.
6. Завьялов А.А., Котелко В.Ю. Расчет и построение паспортной диаграммы судна. Методическое пособие. – Одесса.: ОГМА, 2000. – 19 с.
7. Режимные карты судовых энергетических установок. Уч. пос. / Под ред. В.П. Мануилова. – Одесса.: ОГМА, 1995. – 23 с.
8. Завьялов А. А. Расчет и построение режимной карты пропульсивной установки судна. Уч. пос. – Одесса.: ОГМА, 2001. – 27 с.

УДК 621.436

Половинка Э.М.
ОНМА

РАСЧЁТ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЕЙ

Рабочий процесс является базовым этапом преобразования энергии в дизеле. Эффективность рабочего процесса определяет все основные экономические и технические параметры двигателя. В силу этого изучение явлений, формирующих цикл двигателя, традиционно составляет значительную часть всех исследований в области двигателей внутреннего сгорания.

Современное состояние теории рабочего процесса дизелей характеризуется наличием различных подходов к описанию внутрицилиндровых процессов. Характерными в ряду многообразных моделей можно считать два направления: формальное описание процесса сгорания математическими зависимостями и феноменологическое представление внутрицилиндровых процессов.

Настоящая работа посвящена изучению закономерностей процессов сгорания топлив в судовых двигателях внутреннего сгорания.

Обобщенная теория сгорания в дизелях должна содержать количественные связи между характеристиками топливоподачи и тепловыделения. В настоящее время (Ю.Б. Свиридов [1]), несмотря на наличие множества работ в этой области, фактически отсутствует общепризнанная теория, отражающая физическую сущность и особенности процесса в дизельном цикле: не разработана не только аналитическая часть теории, но и не расшифрована феноменология смесеобразования и сгорания.

Применение в последнее время в широких масштабах математических методов моделирования и ЭВМ способствовало росту числа работ по теории сгорания в дизеле. Однако это привело к формализации теории в ущерб расшифровке физического содержания явления.

Основные положения, на которых должны базироваться теория и методы расчета рабочего процесса дизелей, таковы [1, 2].

Во-первых, процесс смесеобразования и сгорания в дизеле в принципе неоднороден и не может быть описан единым уравнением, связывающим прямым образом долю сгоревшего заряда x с долей впрыснутого топлива.

Следовательно, необходимо рассматривать такие последовательно развивающиеся процессы:

- топливоподачу, характеризующуюся законом впрыскивания σ и скоростью впрыскивания $W_{\text{впр}}$;
- распад струи на капли диаметра d_k ;

- формирование топливного факела из летящих частиц, характеризуемого скоростями капель топлива W_k и фронта факела $W_{фр}$, определяющих динамику изменения его геометрических параметров по времени, тепло- массообмен частиц топлива со средой, интенсивность которых зависит от размера частиц d_k , температурного напора и коэффициента теплообмена $\alpha_{г-ж} = (W_k, d_k)$;
- воспламенение паров топлива, характеризуемого задержкой воспламенения, в условиях заряда, расслоенного по концентрации и температуре T ;
- горение испарённого топлива во фронте пламени (догорание отдельных капель или испаряющихся со стенок остатков топлива имеет принципиально отличную природу).

Учитывая отличную физико-химическую природу процессов, характеризующих каждый этап, можно считать, что методики, предлагающие полуэмпирическую зависимость $x = f(\sigma)$, могут использоваться для аппроксимации опытных данных. Целесообразно направить усилия исследователей на расшифровку того процесса, который наименее изучен и сдерживает развитие теории рабочего процесса дизелей [4].

К таким проблемам относится, в первую очередь, вопрос о механизме движения частиц в факеле. Недостаточно данных и для определения коэффициента теплоотдачи $\alpha_{г-ж}$ (газ-жидкость), что сдерживает разработку методов расчета собственно процесса смесеобразования (нагрев, испарение частиц топлива и перемешивание паров топлива с воздухом). По существу вся теория реального цикла дизеля сводится к определению размеров частиц и скорости их движения, т.е. необходима четкая физическая модель топливного факела.

Анализируя наиболее распространённые до сих пор модели топливного факела, рассматривающие его как совокупность отдельных отдельных капель, можно указать на неизбежность их взаимодействия. Основное положение, подтверждающее такое представление, — достаточно малое расстояние между каплями, оцениваемое в 7,5 диаметров капель. Критические (по взаимодействию) расстояния составляют: по фронту $6d$, по направлению движения $12d$.

Учитывая к тому же неравномерность распределения капель по объему факела, их взаимодействие становится еще более вероятным.

Предлагаемая Ю.Б. Свиридовым зонная модель факела предусматривает развитие всех физических процессов с частицами топлива только в зоне фронта факела, куда последние попадают в первоначальном состоянии. При этом в теплообмене участвует только та часть впрыснутого топлива k_{σ} , которая достигла убегающей зоны превращений.

В качестве подтверждения разработанной зонной модели используются косвенные данные: прекращение падения давления в бомбе после достижения факелом стенки бомбы (прекращение движения фронта факела после достижения всем впрыснутым топливом головной части факела), данные щелевой фоторазвёртки (постоянный наклон полос, следующих за фронтом факела).

Изложенная модель подтверждена и прямыми измерениями скорости частиц топлива в факеле [3, 4]. При этом обнаружена внешняя зона заторможенных частиц, расширяющаяся при увеличении противодавления, не нарушающая установленных закономерностей в ядре факела.

В этой же работе ЦНИТА [3] установлено, что максимальных значений скорость газа достигает непосредственно на трассах, уменьшаясь по мере удаления от трасс, в связи с чем было принято, что скорость газа W_T близка к скорости капель W_k , т.е. скольжение между ними на трассе незначительно ($W_k/W_T \rightarrow 1$). Эта закономерность наблюдается на всем пути частиц вплоть до фронтальной зоны.

Изложенные соображения и фактический материал позволили сформулировать следующие основные положения, характеризующие феноменологию смесеобразования в дизельном топливном факеле.

В ядре факела скорость скольжения мала, поэтому жидкие частицы в шлейфе не тормозятся, а в мантии, наоборот, частицы постепенно тормозятся. Процесс теплоподвода не зависит от теплопроводности газа из-за большой скорости относительного движения частиц топлива, что равноценно бесконечно большой теплопроводности газа.

Таким образом, движение частиц топлива в ядре факела (шлейфе) происходит при незначительном теплообмене и без массообмена. Во фронтальной зоне факела частицы резко вступают в силовое и тепловое взаимодействие со средой. При этом имеет место процесс фракционной разгонки капли. В результате кипения лидирующей капли по всему объему происходит микровзрыв, т.е. распад на большое количество более мелких частиц, разлетающихся в разные стороны в зоне фронта. В результате последующая частица, движущаяся по той же трассе, становится лидирующей. Такие циклы повторяются многократно.

Рассмотренная модель позволяет построить метод расчета нестационарного смесеобразования в дизеле. При этом сохраняется потребность в определении экспериментальных критериев, но, в отличие от других теорий, все они имеют конкретный физический смысл: $\alpha_{г-ж}$, d_k , c_k , P_ρ (функция распределения топлива по сечению факела), а также кривая фракционной разгонки топлива ($T_{н.и}$, $T_{к.и}$) при дизельных давлениях.

Последний этап формирования модели рабочего процесса — расчёт воспламенения и горения, в результате которых может быть получена

кривая тепловыделения. Основные положения этого участка расчет следующие:

- в горении может участвовать только топливо в парообразном состоянии;
- в факеле цепные реакции начинаются сразу после прохождения фронтальной зоны;
- в дизельном факеле формируются температурные и концентрационные поля, широко изменяющиеся по радиусу и слабее по длине факела l_f . Тепловые и диффузионные потоки выравнивают поля. Более богатые смеси имеют более низкую температуру.

По диффузионной теории воспламенение происходит в том стехиометрическом слое, где температура наибольшая. Поскольку скорость физических процессов значительно меньше (на порядок в показателе степенной функции) чем химического реагирования зависит от температуры, можно сделать следующее заключение об особенностях горения.

При низких температурах (до 400 °С) к моменту воспламенения процесс смесеобразования заканчивается и сгорание является процессом распространения пламени в гомогенной среде. При высоких температурах (выше 500 °С) сгорание и смесеобразование во времени частично совпадают. При средних температурах (400-500 °С) сгорание имеет промежуточный характер, т.е. процесс смесеобразования и кинетические процессы заканчиваются одновременно.

В связи с этим для условий дизеля принимается цикл с мгновенным сгоранием подготовленной смеси.

Другая модель [5] представляет следующую схему смесеобразования. В процессе впрыскивания за счет турбулентности струи, вытекающей из сопла, и взаимодействия ее с газовой средой образуются следующие характерные участки факела: уплотненный передний фронт, имеющий грибовидную форму, и примыкающее к нему осевое ядро с высокой концентрацией капель, что обеспечивает струйный характер движения в нем. За осевым ядром следует участок прерывистой структуры, на котором имеются уплотненные передние фронты. Наружную часть факела формирует разреженная оболочка, составленная частично испарившимися каплями и топливными парами.

В основу данной модели положены данные фоторегистрации струи топлива при впрыскивании в бомбу, имитирующую камеру сгорания среднеоборотного дизеля.

Предполагается, что процесс горения на стадии впрыскивания не оказывает существенного влияния на процесс формирования факела. Горение на этой стадии развивается в оболочке и не затрагивает осевой поток, в котором топливо практически не испаряется из-за высокой концентрации капель и низкой температуры заряда в этой области.

Однако математического описания изложенная модель не получила ввиду большой сложности. Для определения параметров топливного факела использованы приближенные аналитические и эмпирические зависимости.

В частности, в методику расчета введен анализ взаимодействия факела со стенкой камеры сгорания. Учитывая малые периоды задержки воспламенения и значительную продолжительность впрыскивания в дизелях, принимается диффузионный тип сгорания с длительным существованием двухфазной топливовоздушной смеси. Процесс сгорания делится на четыре периода: задержки самовоспламенения, сгорания в процессе топливоподдачи, развитого горения, догорания паров топлива и продуктов неполного сгорания.

Обобщением имеющихся уравнений скорости сгорания является зависимость

$$dx/d\tau = A \alpha_t (\sigma - x) x,$$

где α_t — текущее значение коэффициента избытка воздуха в зоне пламени; A — постоянный для данного режима коэффициент, который можно рассматривать как константу скорости сгорания. Это выражение используется для периода развитого горения и догорания после окончания топливоподдачи.

Скорость тепловыделения на участке топливоподдачи определяется по другому выражению:

$$dx/d\tau = \Psi_0 D_0 + \Psi_1 D_1 + \Psi_2 D_2.$$

Коэффициенты в приведенных уравнениях определяются подбором из условия совпадения расчётных и экспериментальных данных для характерного режима работы двигателя.

Точность моделирования характеризуется следующими параметрами: скорость тепловыделения и величина x — 10-15 %, индикаторные показатели цикла — 2%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Свиридов Ю.Б. Принципы построения обобщенной теории сгорания в дизелях // Двигателестроение. — 1980. — № 9. — С.21-23. — № 11. — С. 10-15.
2. Свиридов Ю.Б. Смесеобразование и сгорание в дизелях. — М.: Машиностроение, 1972. — 224 с.
3. Калужин С.А., Романов С.А., Свиридов Ю.Б. Экспериментальное исследование скоростей движения жидкой и газообразной фаз в дизельном топливном факеле // Двигателестроение. —1980. — № 7. — С. 5- 8.

4. Свиридов Ю.Б. Расчёт испарения и температурно-концентрационной неоднородности в факеле распыленного топлива // Тр. НАМИ. – 1966. – Вып. 88. – С. 75-105.
5. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. – Харьков: Вища шк. – 1980. – 169 с.

УДК 621.43.057

Радченко О.П., Ханмамедов С.А, Горбенко А.Н.
КМТИ, ОНМА

О ПРОЦЕССЕ ОБРАБОТКИ ТОПЛИВА В СУДОВОМ ЦЕНТРОБЕЖНОМ СЕПАРАТОРЕ, СНАБЖЕННОМ СВОБОДНОДВИЖУЩИМИСЯ ШАРАМИ

Известно, что осуществляемая в условиях судовых ДЭУ подготовка судового топлива к сжиганию в значительной степени влияет на экономическую эффективность использования судна. Это и объясняет важность вопроса топливоподготовки в СЭУ на современном флоте.

Изучая особенности реологических свойств судовых топлив (см. статью Алтоиз Б.А. и др. «Трибологические особенности граничных смазочных слоев судовых топлив и масел» в настоящем сборнике), можно предположить возможность повышения эффективности топливоподготовки путем применения к топливам вибрационной обработки.

Обязательным элементом топливной системы, призванной обеспечивать наиболее благоприятные параметры физико-химических свойств топлива, традиционно является центробежный сепаратор.

Опираясь на исследования динамических процессов, протекающих в судовом центробежном сепараторе, снабженном свободнодвижущимися во внутренней полости барабана шарами (рис. 1) [1, 2], авторы пришли к выводу о необходимости исследования влияния вибрационного фона, создаваемого колеблющимися шарами, на процесс сепарации топлива.

Целью настоящего исследования является формирование базовых физических принципов протекания процесса обработки топлива в центробежном сепараторе, имеющем в сепарационной полости свободнодвижущиеся шары, выполняющие функцию автоматического балансирующего устройства [3].

Предполагая вибрационную обработку среды, можно рассчитывать на положительный результат, лишь обеспечив соблюдение двух обязательных условий. Первое заключается в следующем: обрабатываемая среда должна обладать такими свойствами текучести (реологическими свойствами), которые позволяют применить вибрацию, как средство воздействия. Характеристики реологических свойств реальных сред имеют сложные нелинейные зависимости от напряжения сдвига (а значит параметров вибрации). Поэтому второе условие эффективной вибрационной обработки заключается в том, что характеристики вибрационного фона должны обеспечивать проявление необходимых свойств среды.

В соответствии с требованиями первого условия в настоящем исследовании необходимо изучение реологических свойств судовых топлив. Как известно, дистиллятное топливо и более тяжелые компаундирован-

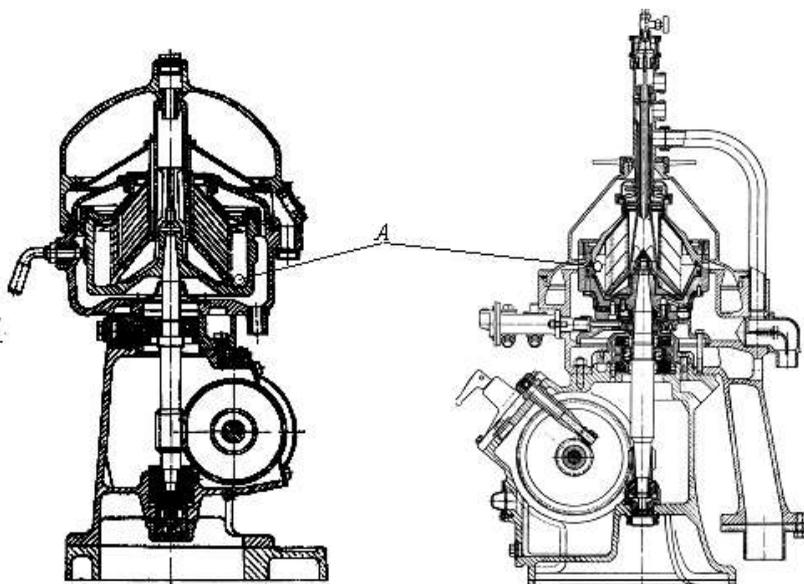


Рис. 1. Местоположение шаров (точка *A*): *слева* — в несаморазгружающемся сепараторе, *справа* — в саморазгружающемся сепараторе.

ные топлива представляют собой смеси различных химических веществ, которые не являются однородными, то есть идеальными растворами. Это действительно так, несмотря на то, что иногда дизельные топлива считают «условно» однородными, подчеркивая разницу в однородности с тяжелыми сортами. Тем более, необходимо учитывать, что на периферии полости барабана сепаратора концентрация дисперсной фазы особенно высока и неоднородность среды становится более выраженной. Таким образом, необходимо учитывать силы взаимодействия дисперсных частиц между собой, а значит, топливо необходимо считать коллоидной системой с широкой мерой дисперсности, представляющей коагуляционную структуру [4].

Для тиксотропных жидкостей (способных под влиянием различных факторов обратимо восстанавливать или разрушать надмолекулярные связи) характерные точки кривых течения и вязкости соответствуют критическим значениям напряжения однородного сдвига p_r и p_m . Эти точки разделяют реологические кривые на три части. Такое разделение определяет наличие трех режимов ламинарного течения среды. В первом (при $p < p_r$) структура называется практически не разрушенной, и отличается тем, что число разрушенных под действием внешних сил надмолекулярных связей полностью восстанавливается за счет бро-

уновского движения. В диапазоне $p_r < p < p_m$ с ростом напряжения сдвига число таких связей сокращается, что ведет к значительному нелинейному снижению вязкости и при $p = p_m$ жидкость перестает быть структурированной, несмотря на то, что содержит в себе «обломки» разрушенной структуры, и в третьем диапазоне (при $p > p_m$) жидкость имеет свойства ньютоновской, когда зависимость скорости течения $\dot{\epsilon}$ от p имеет линейный характер. При напряжении сдвига, стремящемся к нулю, эффективная вязкость структуры максимальная. При достижении однородного сдвига напряжением p_m значение эффективной вязкости η стабилизируется, в этом случае при дальнейшем росте p $\eta = const$ и связями между частицами дисперсной фазы можно пренебречь.

Для коагуляционной структуры, являющейся тиксотропной структурированной жидкостью, выполняются два условия:

- течение начинается при сколь угодно малом напряжении сдвига;
- устойчивое, стационарное, ламинарное течение может быть осуществлено без разрыва сплошности с выходом на ньютоновское течение с вязкостью, отвечающей предельно разрушенной структуре.

Однако, хорошо известно, что на периферии сепарационной полости кристаллизация структур особенно интенсивна, и тогда в них не выполняется первое из оговоренных условий. В таком случае структура, созданная топливом, является малопрочной тиксотропной твердообразной структурой, которая, с точки зрения виброреологических свойств, подобна тиксотропной структурированной жидкости, и для проявления текучести требует приложения определенного минимального напряжения сдвига.

На данном этапе исследования можно утверждать, что в стандартных условиях работы сепаратора топлива в периферийной области (предполагаемом месте нахождения шаров), где скапливаются тяжелые компоненты, может образовываться твердая структура (не обладающая текучестью). Однако при приложении к ней достаточного напряжения сдвига эта структура становится текучей, а значит, благодаря вибрационному воздействию можно превратить твердые в обычных условиях отложения в жидкость. Результатом такого превращения могут стать:

- возможность более стабильное, по сравнению с традиционным, протекание процесса сепарации, в котором течение сепарируемой жидкости не ограничивается отложениями;
- возможность разрушения (дробления) структур отложений, благодаря их соударениям и проникновением в них ПАВ.

Физический процесс реализации таких благоприятных условий в процессе обработки топлива, по мнению автора, может быть объяснен особенностями движения дисперсной фазы в новых условиях, и будет протекать следующим образом.

Заранее необходимо отметить, что твердые отложения (парафиновые), включающие в себя также неорганические механические примеси, значительно ограничивают движение жидкости в межтарелочном пространстве, причем их накопление обязательно, сопровождает процесс сепарации. Также движение жидкости осложняется наличием в топливе желеобразных и пастообразных сгустков, основную часть которых составляют смолы. И отложения и сгустки при традиционной сепарации обречены на ручное или автоматическое удаление из барабана в качестве шлама. Из упомянутых составляющих будущего шлама, лишь неорганические механические примеси не являются горючей составляющей топлива и действительно должны быть удалены. При этом, именно они не приобретут текучести в условиях вибрационного фона. Таким образом, вещества традиционно отправляемые в шлам и не используемые в СЭУ, несмотря на свое назначение, как топливо, снижают общую эффективность топливоподготовки и топливоиспользования в целом. В условиях же вибрационного фона они (по крайней мере, их значительная часть) могут находиться в жидком состоянии. А значит процесс протекания, и, следовательно, сепарации жидкости в межтарелочном пространстве станет значительно более качественным. Более того, их дополнительная вибрационная обработка уже в области их скопления (на периферии полости) даст возможность возвращать «потенциальный шлам» в состав топлива для его эффективного использования.

Объяснить этот процесс можно, опираясь на несколько идеализированную схему сепарации (рис. 2). Перепад интенсивности серого цвета фона условно соответствует перепаду плотности сепарируемой среды, который обусловлен центробежными силами, а также перепаду интенсивности вибрационного фона, создаваемого шарами, который при удалении от них поглощается средой. То есть, в направлении от оси вращения к периферии увеличивается как плотность среды, так и интенсивность вибрационного фона. Поток грязной жидкости (направление *A*) движется вверх из-под нижней тарелки по каналу, образованному отверстиями в тарелках, и рассеивается в межтарелочных пространствах. Поток легких фракций оттесняется к оси вращения барабана, вверх по межтарелочному пространству (направление *B*). В область больших плотностей направляются вещества тяжелых высоковязких фракций, представляющие собой дисперсную фазу, то есть «потенциальный шлам» (направление *C*). Вновь поступающие вещества тяжелых фракций, поступая, согласно с процессом сепарации, в область больших плотностей, выталкивают из нее поступившие туда ранее тяжелые вещества, вытесняя их за счет своей большей плотности к потоку чистого топлива, который захватывает их к выходу из сепаратора. Поток таких,

возвращаемых в топливо относительно тяжелых горючих веществ обозначен на рисунке (направление *D*).

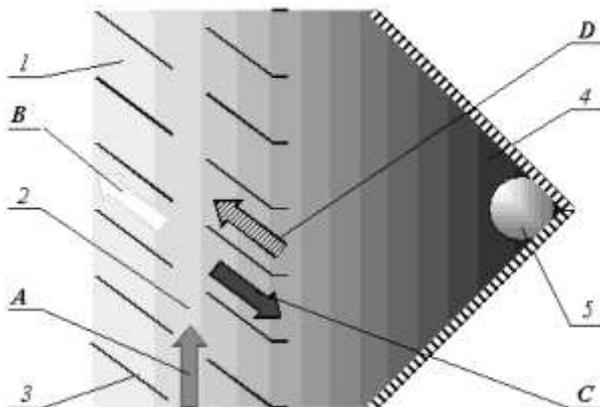


Рис. 2. Схема движения потоков в процессе обработки топлива в центробежном сепараторе с шарами (1 — межтарелочное пространство, 2 — вертикальный канал распространения грязного топлива, 3 — тарелка, 4 — периферийная область, 5 — место движения шаров, *A* — входящий поток обрабатываемого топлива, *B* — поток легких фракций, *C* — поток тяжелых примесей, *D* — поток возвращаемой к использованию, обработанной вибрационно, дисперсной фазы топлива).

В стандартных условиях сепарации описанный эффект возникновения обратного потока тяжелых веществ значительно меньше. Его можно было бы увеличить при дополнительном нагреве топлива, который бы также дал возможность сохранить большую часть дисперсной фазы в жидком состоянии, однако подогрев топлива в СЭУ, как известно, ограничен из соображений безопасности.

В любом случае, высоковязкие структуры при сепарации достигают опорной поверхности (внутренней поверхности барабана) и накладываются друг на друга, образуя слои отложений, что очень часто сопровождает процесс сепарации на практике. Накопление отложений ведет к необходимости их удаления (автоматического или ручного).

Таким образом, уменьшение вязкости кристаллизационных тиксотропных структур (например, под действием вибрации) повысит эффективность сепарации.

Рассмотрев более детально возможности вибрационной обработки можно предположить, что поток возвращаемых в топливо тяжелых горючих веществ значительно интенсифицируется из-за действия вибрационного расслоения и дробления [4].

Расслоение заключается в перераспределении частиц подверженных вибрационному воздействию, в зависимости от направления внешней

силы приложенной к частицам (в вибрационных машинах чаще всего это сила тяжести, в данном случае это центробежная сила). В условиях сепаратора такое перераспределение частиц может вытеснять частицы, обладающие меньшей массой (а значит и меньшим размером) к оси вращения барабана, то есть к потоку очищенного топлива.

С другой стороны, в зоне приближенной к шарам интенсивность вибрационного фона наибольшая, здесь же также наибольшая плотность скопления кристаллизационных структур (частиц дисперсной фазы). В таких условиях к частицам применим такой метод вибрационной обработки как дробление, происходящее за счет взаимного столкновения структур. Для судовых топлив такой процесс будет ни чем иным как диспергированием и активацией.

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы.

1. Известные теоретические представления и практические исследования не отрицают возможности использования вибрационного фона, создаваемого свободнодвижущимися в полости центробежного сепаратора шарами, для качественного улучшения процесса обработки топлива.

2. Принцип протекания такого усовершенствованного процесса, сформулированный в настоящей работе, может быть основанием для практической реализации идеи многоцелевой, комплексной обработки топлива в судовом центробежном сепараторе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Горбенко А.Н., Радченко О.П. Математическая модель ротора центробежного сепаратора с шариковым автобаланси́ром // Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий. Сб. науч. тр. КМТИ. – Керчь: КМТИ. – 2001. – Вып.1. – С. 49-52.
2. Радченко О.П. Результаты внедрения шарикового автобалансирующего устройства с целью снижения вибрации судового центробежного сепаратора // Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий. Сб. науч. тр. КМТИ. – Керчь: КМТИ. – 2001. – Вып.3. – С. 66-67.
3. Автоматическая балансировка роторов машин / А.А. Гусаров, В.И. Сусанин, Л.Н. Шаталов, Б.М. Грушин. – М.: Наука, 1979. – 151 с.
4. Овчинников П.Ф. Виброреология. – Киев: Наук. думка, 1983. – 272 с.

УДК 621.81.004.64

Слободянюк И.М., Молодцов Н.С.
ОНМА**ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА МАЛООБОРОТНЫХ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПУТЁМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЙ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ГОЛОВОК ПОРШНЕЙ**

Эффективность работ судов морского флота в значительной мере определяется уровнем и надежностью главных двигателей и их деталей, таких как крышки, втулки, поршни, клапана и другие.

В основе повышения надежности судовой энергетической установки стоит проблема поиска, разработки и обеспечения двух основных составляющих технической эксплуатации — технического обслуживания и навигационного ремонта без вывода судна из эксплуатации.

Увеличение ресурса можно достичь при решении как первой задачи, то есть разработка рекомендаций по совершенствованию технического обслуживания восстановленных ГП, отличающихся физико-механическими свойствами от новых, так и второй задачи — совершенствования ремонта на основе данных подконтрольной эксплуатации во взаимосвязи с типом и режимами данной модели МОД.

Ниже приведенные результаты исследований по одному из направлений повышения надежности судовых дизелей, а именно, совершенствования технологии восстановления ГП представляющей часть разработки единой концепции повышения технической эксплуатации дизеля без вывода судна из эксплуатации.

Одним из путей экономии средств и сбережения ресурсов при эксплуатации судовых малооборотных дизелей является восстановление изношенных деталей, особенно металлоемких, дефицитных, к которым относятся головки поршней (ГП). Отказы двигателей из-за износа поршней составляют 76-90 % от 100 % всех видов отказов. При этом отказы от износа кепов для двигателей МАН оказались наибольшими и составили 90 % [1].

Работы по восстановлению ГП ведутся на протяжении десятков лет как в Украине так и за рубежом. Разработаны и прошли апробацию более 20 технологий восстановления ГП. Однако, как показывает подробный анализ последних исследований по безотказности работы восстановленных ГП МОД с помощью различных технологий [1] проблема эксплуатационной надежности восстановленных ГП на разных типах дизелей с учетом их конструкционных особенностей и напряженного состояния продолжает оставаться актуальной и в настоящее время.

Работа выполнена в рамках темы: «Совершенствование технической эксплуатации судовых энергетических установок транспортных судов».

Основной причиной ускоренного износа верхних торцов канавок ГП работающих в теплонпряжённых условиях, в условиях газотермической коррозии, является коррозионное и механическое изнашивание при ударных нагрузках. По данным фирмы МАН увеличение теплонпряженности приводит к преобладанию коррозионного износа над механическим.

Анализ условий эксплуатации головок поршней показал, что наиболее соответствующими физико-химическими и механическими свойствами для работы ГП обладают упрочненные трением цементированные слои, называемые в литературе белыми, обладающие высокой износной и коррозионной стойкостью, твердостью, повышенной вязкостью, прочностью и др. [2-5].

Увеличение содержания углерода за счет цементации приводит к росту глубины упрочнения, твердости, износо- и коррозионной стойкости [5].

Как показали проведенные нами опыты белый слой не травится, даже после отпуска при 500 °С. Причиной пониженной травимости и более высокой коррозионной стойкости белых слоев является высокая дисперсность структуры, более электроположительное его состояния, упрочненный слой работает как катодное покрытие.

Срок эксплуатации ГП дизеля MAN K6Z57/80 A₃C, восстановленных на Совгаванском СРЗ цементированными кольцами из стали 10ХСНД [3], упрочнённых скоростным трением, по технологии разработанной в отраслевой лаборатории ОНМА (ОВИМУ) на судах «Повенец», «Ковдор», «Уссури», «Шилка», «Ф. Дзержинский», и др. составил более 10 тысяч часов [7].

Несмотря на хорошие результаты по наработке восстановленных ГП, анализ данных подконтрольной эксплуатации, а также сравнение их с прогнозируемыми, полученными при ускоренных лабораторных испытаниях, показал, что возможности, заложенные в материалах и технологии, используются не полностью. Так, данные, полученные в первые годы подконтрольной эксплуатации, показали, что в некоторых случаях, при эксплуатации поршней в одинаковых условиях на разных цилиндрах дизеля, например, т/х «Шилка» срок работы восстановленных ГП отличался более чем на 40 %. Размеры канавок под компрессионные кольца проверялись при наработке 3762 часов во время заводского ремонта судна. Выработка верхних канавок за период эксплуатации составила 0,05мм. до 0,35мм. Эксплуатация дизеля с восстановленными ГП осуществлялась без ограничения цилиндровой мощности.

Анализ причин различной скорости износа торцов верхних канавок ГП показал следующее. Руководящий Документ РД 31.55.03.02-85 на

восстановление стальных головок поршней МОД, рекомендуемый упрочнение трением торцов канавок ГП, предусматривает упрочнение нецементированных канавок вести в три приема «подогрев», «упрочнение» и «выглаживание» указывая продолжительность времени упрочнения, а упрочнение цементированных нижних торцев производить за один оборот детали.

Наши данные, а также анализ литературы, в частности, показал, что процесс структурных и фазовых превращений происходящих в упрочняемом цементированном слое при многократном проходе упрочняющего диска является малоизученным, что не позволяет управлять эксплуатационными свойствами рабочих поверхностей.

Цель работы — повышение надежности и долговечности восстановленных ГП путем оптимизации режимов упрочнения канавок, обеспечивающих увеличение глубины и стабильности физико-механических свойств упрочненного белого слоя.

Упрочнение выполнялось по методике [2]. Предварительное упрочнение проводилось при удельном давлении 1...1,5 МПа, окончательное 3,5...4 МПа. После упрочнения перемычки головки поршня вырезались для исследования.

Металлографическое исследование выполнено на оптическом микроскопе Neofot-21 и растровом электронном микроскопе РЭМ-200. Микротвердость выполнялась на микротвердомере ПМТ-3, а фазовый анализ выполнен на рентгеновской установке УРС-50ИМ в железном излучении.

В результате выполненных исследований по оптимизации режимов упрочнения можно отметить ряд особенностей механизма структурных и фазовых изменений, происходящих по-разному в соответствии с режимами обработки и исходного структурного состояния поверхности.

Установлено, что предварительное упрочнение на небольшую глубину (0,1...0,3 мм), увеличивает глубину окончательного упрочнения на 40...100 % по сравнению с неупрочненной. Это, очевидно, можно объяснить как увеличением тепловыделения в зоне упрочнения за счет роста прочности материала, участвующего во фрикционном контакте, так как при разрушении этого контакта выделяется большее количество энергии, чем у неупрочненного, так и за счёт увеличения механических напряжений в упрочняемом слое.

Глубина белого слоя определяется глубиной распространения механических напряжений, возрастающих при предварительном упрочнении, температурой, вызывающей фазовые и структурные превращения, одновременном их действии и зависит от глубины цементации. Роль предварительного упрочнения трением возрастает при наличии в це-

ментированных поверхностях карбидов цементитного типа, например, в стали 10 ХСНД, в наплавленных слоях материалов СВ-08ХМА, СВ-08Г2С [4]. Типичная структура белого слоя, упрочненного на глубину более 1 мм за два прохода диска представлена на рис. 1, имеет однородную структуру на всю глубину упрочнения (кривая 2, рис. 3). На рис. 2 представлена микрофотография цементированной наплавки СВ-08Г2С, на которой видна цементитная сетка, которая формируется при концентрации углерода более 0,8 % С.

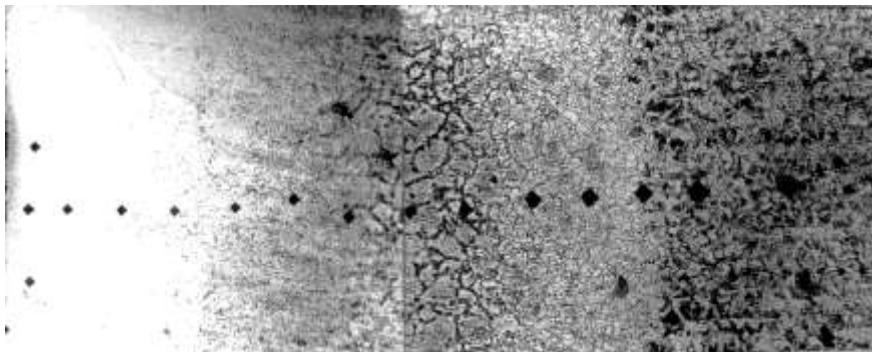


Рис. 1. Микроструктура упрочнённого слоя цементированной перемычки из стали 10 ХСНД ($\times 100$)

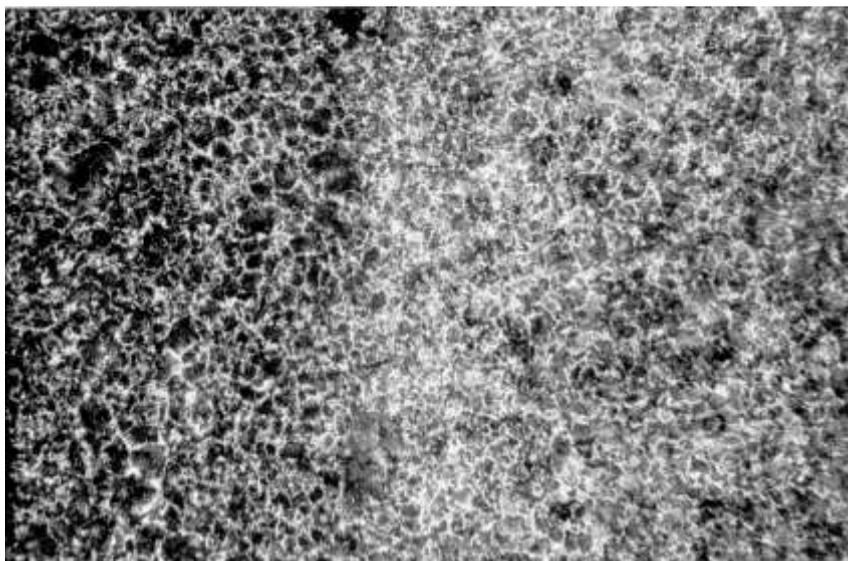


Рис. 2. Микроструктура цементированного слоя наплавки Св-08Г2С ($\times 100$)

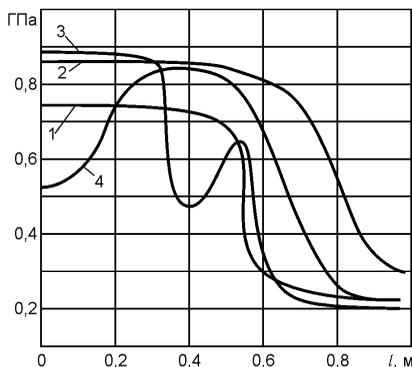


Рис. 3. Распределение микротвёрдости упрочнённой трением цементированной канавки головки поршня МАН К6Z 57/80 А₃ при разных режимах упрочнения: 1 — без предварительного упрочнения; 2 — упрочняемая за два прохода; 3 — повторный проход ($p = 3,5$ МПа) по окончательно упрочнённой поверхности; 4 — повторный проход ($p = 1,5$ МПа) по окончательно упрочнённой поверхности

В таблице представлены результаты упрочнения рабочих поверхностей головки поршня МАН57/80 А_{3С} восстановленной перемычкой из стали 10ХСНД, цементированной на глубину 1 мм. Упрочнение выполнено за 2 оборота — предварительный проход при давлении $P_{\text{пред}}$ (по горизонтали) и окончательный проход при давлении $P_{\text{рез}}$ (по вертикали). Представлены сравнительные результаты толщины упрочненного слоя при различных давлениях диска на обрабатываемую деталь.

Толщина упрочненного слоя цементированной стали 10ХСНД при разных режимах упрочнения

$P_{\text{рез}}$, МПа	$P_{\text{пред}}$, МПа, при толщине упрочненного слоя, мм					
	0,0	0,7	1,0	1,25	1,5	1,7
2,5	0,4	0,4	0,7	1,8	1,0	1,0
3,0	0,6	0,8	1,1	1,2	1,1	1,1
3,5	0,6	0,7	1,2	1,25	1,2	1,2
4,0	0,7	0,8	1,3	1,5	1,4	1,4
4,5	0,7	0,8	1,3	1,5	1,4	1,4

Предварительное упрочнение при давлениях, меньших 1 МПа, не создает сплошной слой, имеются отдельные пятна и полосы.

Из таблицы следует, что максимальная глубина упрочненного слоя достигается при предварительном упрочнении $P_{\text{пред}} = 1,5$ МПа и окончательном $P_{\text{рез}} = 3 \dots 4$ МПа.

Увеличение глубины и твердости упрочненного слоя достигается за счет увеличения температурно-силовых полей, а также, очевидно, за счет растворения углерода, связанного карбидами в цементированном слое (при концентрации углерода более 0,8 %) перед повторным упрочнением. Наличие начальной закаленной структуры приводит к увеличе-

нию глубины упрочнения. На рис. 3 представлено распределение микротвердости по глубине упрочнения головки поршня МАН K6Z 57/80 А₃ восстановленной цементированной вставкой из стали 10ХСНД.

Показано увеличение глубины упрочнения и микротвердости (кривая 2) с предварительным упрочнением ($P = 1$ МПа) и без него (кривая 1).

При повторном проходе по окончательно упрочненному слою происходит отпуск в поверхностном слое. Если температура не достигает A_{c3} (кривая 4), то происходит отпуск либо повторная закалка верхнего слоя, если температура превышает A_{c3} (кривая 3). В этом случае в глубине упрочненного слоя появляется зона отпуска с пониженной твердостью.

На рис. 4, полученном с помощью растровой электронной микроскопии, наблюдается зона отпуска в сплошном белом слое упрочненном на глубину более 1 мм, соответствующая участку пониженной твердости (кривая 3, рис. 3). На поверхности в этом случае происходит выделение карбидов, концентрация которых уменьшается по глубине слоя (рис. 5).

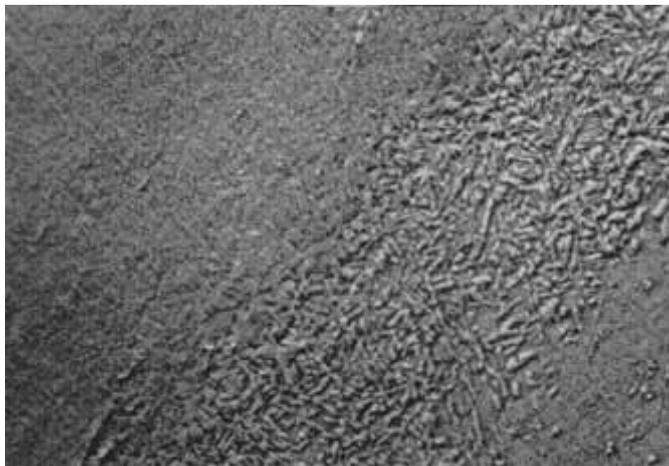


Рис. 4. Микроструктура цементированного слоя стали 10 ХСНД с зоной отпуска в сплошном белом слое ($\times 760$)

Выделение карбидов, очевидно, можно объяснить условиями всестороннего сжатия твердых мартенситных структур (HRC 60 – 65). Под действием всесторонних напряжений сжатия растворимость углерода в аустените уменьшается. Очевидно, что при этом аустенит является пересыщенным и происходит выделение карбидов.

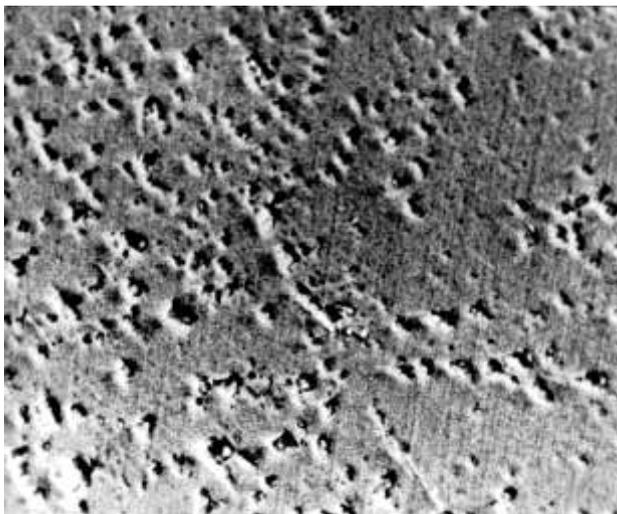


Рис. 5. Микроструктура (растровая электронная микроскопия) белого слоя после повторного упрочнения ($\times 760$)

Установлено, что отличие в скорости изнашивания торцов канавок ГП при эксплуатации обусловлено снижением качества упрочненного слоя при повторном упрочняющем проходе диска по окончательно упрочненной поверхности при ремонте.

Известно [2], что в структуре цементированного белого слоя может быть до 40-60 % остаточного аустенита, усиливающего гетерогенность белого слоя и приводящее к снижению его коррозионной и механической стойкости. Для уменьшения остаточного аустенита исследованы структурные и фазовые превращения, происходящие в белых слоях при отпуске в интервале температур 20-550⁰С. Показано влияние этих превращений на твердость, величину износа, силу трения и коэффициент трения. Установлено, что полный распад остаточного аустенита происходит при температуре 260-280⁰С, при этом белый слой имеет наиболее высокие триботехнические характеристики [6].

На основании полученных результатов исследований по оптимизации режимов упрочнения и отпуска разработан способ упрочнения цементированных поверхностей ГП, защищенный авторским свидетельством СССР №1749251 [8]. Внедрение этого способа на Совгаванском СРЗ позволило повысить качество восстановления ГП.

Выводы.

1. Существенное влияние на глубину упрочнения торцов канавок ГП при ремонте оказывают не только режимы обработки и хими-

- ческий состав поверхности, но и ее исходное структурное состояние. Предварительное упрочнение диском увеличивает глубину упрочнения на 40...100 % по сравнению со слоем без предварительного упрочнения.
2. Повторный проход диска по окончательно упрочненной поверхности ухудшает во всех случаях качество слоя или за счёт появления зоны отпуска внутри слоя или за счёт образования карбидов в упрочнённой поверхности, поэтому назначать такие режимы, в том числе и выглаживание, не рекомендуется.
 3. Полученные данные позволили предложить новый способ упрочнения цементированной поверхности канавки головки поршня, отличающийся от применяемого ранее при ремонте тем, что с целью улучшения качества головки поршня путем увеличения глубины и однородности упрочненного слоя, упрочнение диском осуществляется в два этапа: сначала при давлении 1...1,5 МПа, а затем при давлении 3...4 МПа, а отпуск упрочненных канавок ГП производится в течение 3 часов при температуре 260 – 280 °С.
 4. Упрочненный слой с однородной структурой на всю глубину упрочнения обладает высокой и постоянной твердостью, а также повышенной коррозионной стойкостью, что позволило увеличить срок службы поршня не менее чем на 0,65 новых поршней при однократном восстановлении.
 5. Полученные результаты могут быть использованы при восстановлении ГП других модификаций и типов двигателей Зульцер и V&W.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сторожев В.П. Причины и закономерности постепенных отказов основных триботехнических объектов энергетической системы судна и повышения их ресурса. – Одесса? 2001. – 341 с.
2. Молодцов Н.С., Слободянюк И.М., Мичурин Л.В., Волков В.Ф. Совершенствование технологии восстановления канавок головок поршней дизелей МАН K6Z 57/80 АЗ, С путем применения цементации и упрочнения трением цементлируемых поверхностей. // Морской транспорт. Сер. Судоремонт. ЭИ. – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1986. – Вып. 20 (1569).
3. Слободянюк И.М., Молодцов Н.С. Повышение качества восстанавливаемых деталей путем цементации и упрочнения трением // Судостроение. – 1988. – № 2. – С. 44-46.
4. Слободянюк И.М. Оптимизация технологии восстановления и упрочнения трением. // Морской транспорт. Сер. Судоремонт. ЭИ. – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1990. – Вып. 9 (628).

5. Бабей Ю.И., Сопрунюк Н.Г., Гурей В.Н. Влияние содержания углерода в стали на качество белых слоев и их сопротивление коррозионно-механическому разрушению // ФХНМ. – 1977. – № 4. – С. 49-53.
6. Слободянюк И.М. Управление свойствами рабочих поверхностей путем использования особенностей структурных и фазовых превращений при отпуске восстановленных головок поршней дизелей // Проблемы техники. – №2. – 2003. – С. 81–89.
7. Слободянюк И.М. Эксплуатация головок поршней малооборотных дизелей восстановленных цементированными кольцами, упрочненными трением // Судоходство. – 2003. – № 9-10. – С.47.
8. Слободянюк И.М., Дегтярь В.И. Способ упрочнения поверхности изделий: А. с. № 1749251 – 1992.

УДК 629.5:621.187.27/184.25:001.11(045)

Сурин С.М., Наконечный М.А., Макаренко А.С.
ОНМА

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ МАССОПЕРЕДАЧИ В СЕПАРАТОРАХ СУДОВЫХ УТИЛИЗАЦИОННЫХ КОТЛОВ

Первые теплехимические испытания судовых утилизационных контуров были проведены на газотурбоходах «Капитан Мезенцев» и «Инженер Ермошкин» [1, 2]. В результате была впервые установлена недопустимо высокая концентрация кислорода в питательной воде. Последняя вела к кислородной коррозии металла утилизационных котлов (УК) с образованием свищей. По всей видимости, именно по этой причине погибли все контуры глубокой утилизации тепла на судах типа «Капитан Кушнаренок», «Зоя Космодемьянская», «Великий Октябрь» и пр. Более того, почти все судовладельцы отказались от глубокой утилизации теплоты уходящих газов вследствие недостаточной надежности оборудования [3].

Теплехимические испытания, проведенные на судах в последние годы [4, 5], указали на недостатки систем автоматизации котлов.

Механизм теплехимии утилизационных котлов достаточно подробно изложен в [6, 7]. Однако для его уточнения неизвестен механизм массопереноса между паром из парового пространства сепаратора и смесью переохлажденной питательной и возвратной циркуляционной воды. К сожалению, в литературе нет данных о закономерности тепло-массопереноса в таких условиях. Поэтому исследование данного вопроса следует считать актуальным.

Первые физические и математические модели массопереноса в сепараторах утилизационных котлов приведены в [6, 7], их главным недостатком является то, что не приведены численные величины и методика определения коэффициентов массопереноса из парового пространства на поверхность переохлажденной воды в сепараторе [6, 7]. Сами авторы в [6] утверждают, что по предложенным моделям можно разработать методику экспериментального определения коэффициентов массопереноса в этих условиях. Данная статья является первой попыткой разработать такую методику, с помощью которой можно будет провести исследования на транспортных судах.

В основу предлагаемой методики были положены физическая и математическая модели, записанные в [6]. Нами использовались результаты расчетов на ЭВМ, представленные в [8]. Они выполнены для ряда режимов работы серийного утилизационного котла типа КУП 660/7 при произвольно принятых численных коэффициентах теплопередачи при конденсации пара на поверхности переохлажденной воды в сепараторе (рис. 1).

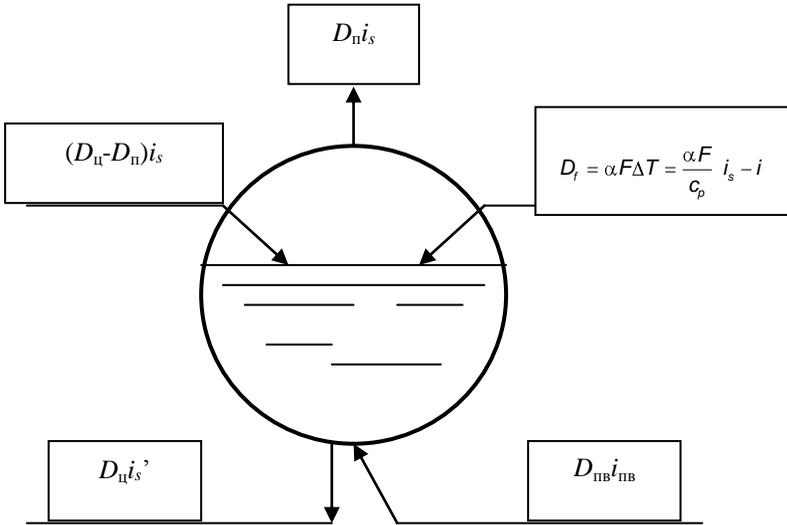


Рис 1. Схема тепловых потоков в сепараторе УК

Результаты численного моделирования в [8] нами были обработаны в виде зависимости теплового потока конденсирующегося пара от средней температуры или энтальпии воды после сепаратора УК.

$$D_f = \frac{\alpha F}{c_p} i_s - i .$$

Здесь α — коэффициент теплопередачи при конденсации пара на поверхности переохлажденной воды, кВт/м²; F — площадь поверхности воды в сепараторе, м²; c_p — удельная теплоемкость воды в сепараторе, кДж/кг °С; i и i_s — средняя энтальпия воды на выходе из сепаратора и на линии насыщения при соответствующем давлении, кДж/кг. Указанная зависимость показана на рис. 2.

С другой стороны, при всережимном регуляторе подпитки сепаратора УК средняя энтальпия циркуляционной воды на выходе из сепаратора определяется из уравнения балансов потоков теплоты и с физической модели рис 1.

$$i = \frac{\left(D_{\dot{o}} - D_f + \frac{\alpha F}{c_p} \right) i_s + D_f i'_{\dot{a}}}{D_{\dot{o}} + \frac{\alpha F}{c_p}} .$$

Здесь $D_{ц}$, $D_{пв}$, $D_{п}$ — потоки циркуляционной, питательной воды и пара, соответственно, кг/с; $i_{пв}$ — энтальпия питательной воды, кДж/кг.

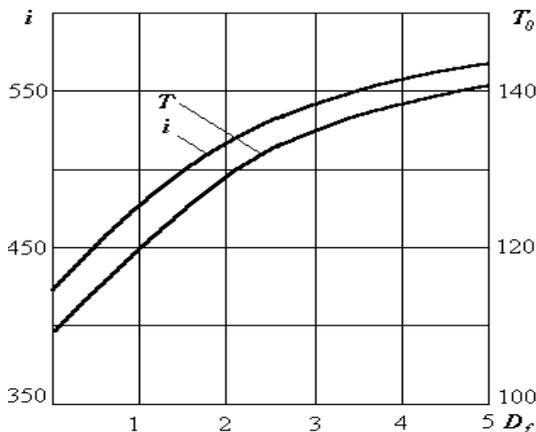


Рис. 2. Графики зависимости массопередачи от энтальпии и температуры возвратной циркуляционной воды

Таким образом, для определения численных величин коэффициентов теплопередачи при конденсации пара на поверхности переохлажденной воды в сепараторе достаточно ограничиться измерением потоков рабочих тел и их параметров в соответствии с физической моделью рис. 1. Исследования следует проводить на стационарных режимах работы УК, желательно при нескольких нагрузках главного двигателя. Естественно, что на каждом из режимов следует проводить несколько репликаций. Схема эксперимента показана на рис. 3 и может быть реализована на судах при минимуме лабораторной измерительной аппаратуре.

Энтальпию пара в сепараторе $i_{п}$ и энтальпию воды при температуре насыщения i_s проще всего определять по давлению. Для этого на сепараторе должен быть установлен манометр 1-го класса точности с рабочим диапазоном более половины всей шкалы. Энтальпии потоков воды можно определять по их температуре лабораторными термометрами 4, 8 с минимальным делением шкалы 1 °C. Расход потоков воды (см. рис. 1) и паропроизводительность котла можно измерять с помощью теплого ящика 5 и расходомера 6. Лучше всего на паропроводе поставить тарированную шайбу, что существенно уменьшит погрешность эксперимента.

При указанной схеме измерений величины коэффициентов теплопередачи можно будет определять с помощью графика, аналогичного рис. 2 для конкретной утилизационной установки.

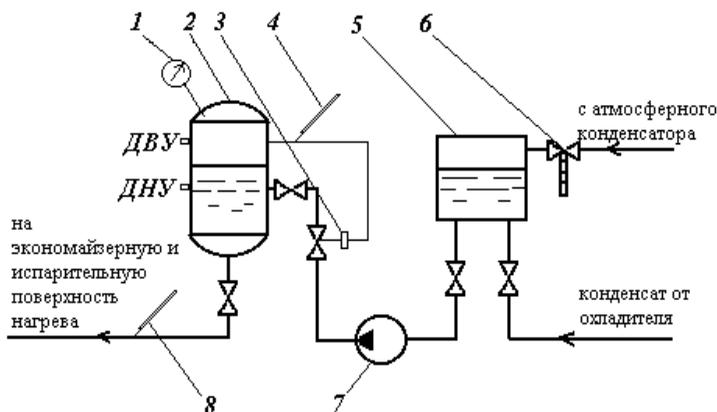


Рис. 3. Схема экспериментальной установки: 1 — манометр, 2 — сепаратор УК, 3 — регулятор уровня, 4, 8 — термометры, 5 — теплый ящик, 6 — расходомер, 7 — питательный насос.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сурин С.М., Журавлев А.А., Захарчук О.Л. Физические особенности внутрикотловых процессов в котлах-утилизаторах с принудительной циркуляцией // Промышленная энергетика. – 1983. – №10. – С.49-54.
2. Журавлев А.А. и др. Внедрение и оценка эффективности коррозионной защиты судовых утилизационных установок // Морской транспорт. Сер. ТЭФ. – 1984. – Вып. 22(594). – С. 1-12.
3. Сурин С.М., Ромашко В.Н. Особенности коррозионных процессов во вспомогательных паросиловых установках // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА, 2000. – Вып. 5. – С. 119-121.
4. Ромашко В.Н., Сурин С.М. Результаты теплотехнических испытаний утилизационного контура с котлом “Diesecon” // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА, 2001. – Вып. 6. – С. 97-101.
5. Ромашко В.Н., Сурин С.М. Сравнение результатов теплотехнических испытаний утилизационных контуров с котлами “Diesecon” // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА, 2002. – Вып. 7. – С. 111-114.
6. Сурин С.М., Яхья Юсеф Основные причины неустойчивой работы судовых утилизационных установок // Судовая энергетика: науч.-техн. журн. – Одесса: ОГМА, 1993. – Вып. 1. – С. 55-58.
7. Руденко В.И., Парченко П.Н. Влияние температуры циркуляционной воды на входе в экономайзер утилизационного котла на его надёж-

- ность // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА, 2000. – Вып. 5. – С. 104-108.
8. Сурін С.М., Руденко В.І., Іванов О.І. Удосконалення технології енергозбереження в судових утилізаційних установках // 2-га Міжнародна конференція по енергозбереженню: Матеріали конференції. – Львів – Київ, 1998. – С. 74.

УДК 539.2, 541.18

Алтоиз Б.А., Ханмамедов С.А.
ОНУ, ОНМА

ТРИБОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ГРАНИЧНЫХ СМАЗОЧНЫХ СЛОЕВ СУДОВЫХ ТОПЛИВ И МАСЕЛ

Надежность деталей судовых машин и механизмов при правильной их эксплуатации определяется тремя основными факторами: конструкцией, качеством изготовления и смазкой. Настоящая работа посвящена решению одного вопроса — проблемы организации процессов трения и изнашивания, а именно — определению вязкости топлив и масел, которые выступают в роли смазочного материала в узлах судовых машин и механизмов.

Вязкость является наиболее важным физическим свойством смазочных материалов, поскольку ее величина в первую очередь влияет на противоизносные и антифрикционные узлы трения, работающим как в режиме жидкостного и особенно граничного трения.

Режим граничного трения характерен для работы целого ряда узлов (судовых машин и механизмов) установок. Из трибологических исследований органических жидкостей (масел, топлива) на машине трения [1] и в капиллярном щелевом вискозиметре [2] установлено, что реологические характеристики тонких слоев жидкости отличаются от этих характеристик жидкости «в объеме». Связано это с тем, что на поверхностях пар трения эти жидкости образуют структурированные слои. Как следует из оптических исследований [3, 4], эти слои имеют толщину порядка 3-6 мкм, и относятся к эпитропным жидким кристаллам (ЭЖК), т.к. молекулы в них ориентационно упорядочены.

Вследствие структурированности слоев их вязкость по сравнению с изотропной жидкостью отличается от величины вязкости в объеме препарата. Она повышена — при гомеотропной ориентации молекул в слое ЭЖК, либо понижена — при планарной. Поэтому очевидно, что реологические исследования ЭЖК слоев весьма актуальны для совершенствования эксплуатации узлов трения для решения прикладных задач повышения противоизносных свойств смазки и уменьшению потерь на трение. Так, наличие этих слоев даже сравнительно толстых (до ~ 50 мкм) может существенно сказаться на эффективной вязкости последних. Это позволяет для реологических измерений таких прослоек (и изучения вязкости ЭЖК слоев) использовать традиционные вискозиметрические методики.

В щелевом капиллярном вискозиметре [5] были проведены опыты со слоями толщиной (20...50 мкм) индивидуальных органических и технических жидкостей. Так как слои включали помимо граничной фа-

зы и изотропную жидкость, при анализе экспериментальных данных для описания реологических свойств ЭЖК использовались их гидродинамические модели. Отмеченное в опытах снижение эффективной вязкости препарата с ростом скорости течения связывалось с изменением структуры и «срезанием» пристенного ЭЖК слоя. В рамках моделей слоя «жесткого» или слоя «срезаемого и участвующего в течении» получена зависимость толщины слоя d_s от скорости течения и проведена оценка его «прочности».

В исследованиях слоев на машине трения замечено изменение коэффициента трения с возрастанием скорости, свидетельствующее о повышенной вязкости прослойки при малых скоростях сдвиговой деформации. Однако, в этих работах значение коэффициента вязкости не определялось и ограничивались лишь косвенной оценкой этого реологического параметра.

Для непосредственного изучения вязкости тонких прослоек жидкости между парами трения был разработан и изготовлен ротационный вискозиметр, общий вид которого представлен на рис. 1. В основу установки был положен метод ротационного цилиндрического вискозиметра. Особенностью устройства являлось использование в качестве цилиндрической пары вискозиметра стандартного узла топливной аппаратуры — распылителя форсунки, что позволило исследовать вязкость жидких прослоек толщиной до 6 мкм. Измерения на приборе проводятся методом задания постоянной скорости Q (от 3 до 200 об/мин) вращения наружного цилиндра ($R_n \sim 3 \cdot 10^{-3}$ м). Пределы измерения вязкости от $5 \cdot 10^{-3}$ до $1 \text{ Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-2}$; скоростей деформации $50 \div 4000 \text{ с}^{-1}$. Измерителем крутящего момента служит бифилярный подвес с регулируемой чувствительностью. Прибор снабжен набором сменных внутренних цилиндров различных размеров, что позволяет изменять толщину прослойки жидкости до 50 мкм. Вращение наружного цилиндра в точно обработанной цилиндрической поверхности термостатируемого корпуса, выполняющего роль подшипника скольжения, обеспечивается реверсивным асинхронным двигателем с ременной передачей.

Для расширения возможностей прибора по величине толщины измеряемых прослоек жидкости предусмотрено использование измерительных поверхностей в форме усеченных соосных, притертых друг к другу конусов и прецизионной регулировки зазоров между ними. Угол между осью и образующей внутреннего усеченного конуса $1^\circ 27'$, радиусы его верхнего и нижнего основания соответственно равны 1,70; 1,54, высота внутреннего конуса — 3,15 см. Калибровка вискозиметра проводилась по жидкостям с известной, измеренной независимыми стандартными методиками, вязкостью.

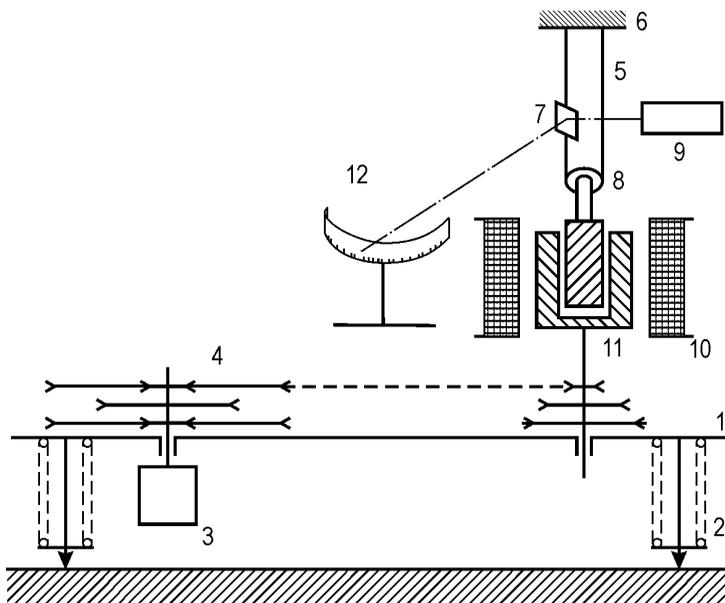


Рис. 1. Ротационный вискозиметр с бифилярным подвесом для исследования реологических свойств тонких слоев судовых масел и топлива: 1 — основание, 2 — регулировочные стойки, 3 — асинхронный электродвигатель, 4 — ременная передача, 5 — бифилярный подвес, 6 — опора верхнего крепления тросов бифилярного подвеса, 7 — зеркало подвеса в оправе, 8 — шкив бифилярного подвеса, 9 — лазерный осветитель, 10 — нагреватель, 11 — цилиндрическая измерительная пара, 12 — шкала измерительного устройства.

Чувствительность бифилярного подвеса к крутящему моменту определяется и задается системой грузов (калиброванных по массе дисков), обеспечивающих натяжение подвеса.

Прецизионная регулировка чувствительности измерителя крутящего момента обеспечивается изменением длины бифилярного подвеса.

Исследуемые жидкости отстаивались, фильтровались сначала через бумажный фильтр, а затем через Шоттовский. Рабочие поверхности пары, измерительного устройства, входящие в контакт с исследуемой жидкостью, перед сборкой вискозиметра очищались от механических и органических загрязнений путем промывки растворителями (бензин высокой очистки и эфир) и просушивались.

Температура и градиент температур в измерительном устройстве контролировались системой термопар. Нагреватель обеспечивал работу прибора в интервале температур (20 – 50 °С). Постоянство температуры ($\Delta T < 0,5$ К) в зазоре контролировалось медным термометром сопротивления (1000 Ом) и обеспечивалось воздушным термостатом.

После заполнения вискозиметра исследуемой жидкостью создавалась необходимая температура и при различных фиксированных угловых скоростях вращения внешнего цилиндра в диапазоне $102 \div 104$ рад/с проводились измерения угла отклонения φ . Разброс отсчетов угла в пределах серии измерений был $\sim 1\%$, однако воспроизводимость последовательных серий достигала 10% , что связано, по-видимому, с попаданием в зазор неоднородных частиц примесей. Режимы течения во всех проведенных опытах были ламинарными ($Re \leq 1$). «Объемная» вязкость исследовавшихся жидкостей измерялась стандартными вискозиметрами.

Ротационный вискозиметр позволил исследовать Куэтовское течение в тонких однородных и неоднородных (с пристенным ЭЖК слоем) слоях смазочных материалов.

В качестве базового масла было взято очищенное вазелиновое масло. Легирование масла осуществлялось введением 1% олеиновой кислоты.

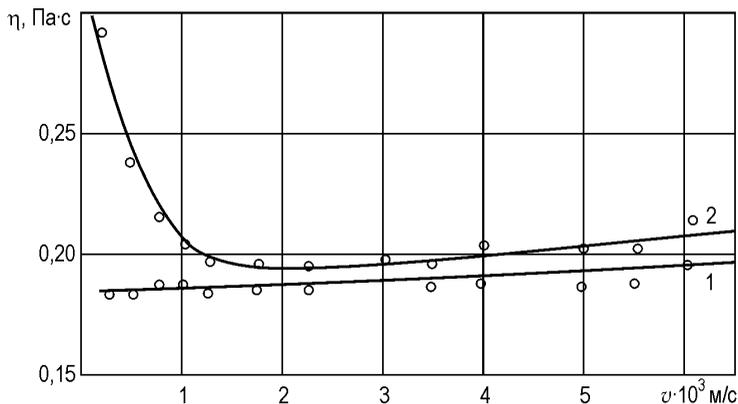


Рис.2. Зависимость вязкости от скорости течения: 1 — вазелинового масла; 2 — масла, легированного 1% стеариновой кислотой.

Было установлено, что для чистого вазелинового масла аномалии вязкости в прослойке практически отсутствуют. Этот результат объясняется известным фактом [5] неспособности чистого (без присадок ПАВ) вазелинового масла к образованию ЭЖК слоя. В то же время (рис. 2) при добавлении в вазелиновое масло ПАВ (1% олеиновой кислоты) в области малых скоростей течения (от $v_m = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м/с до $v_k \sim 4 \cdot 10^{-3}$ м/с) коэффициент вязкости прослойки препарата повышен (в сравнении с его значением $\eta_0 = 0,18$ Па·с для объемной жидкости). Это свидетельствует о том, что присадка ПАВ способствует структурирова-

нию прослойки. С ростом скорости течения от минимальной v_m коэффициент вязкости (от его значения $\eta_m = 0,3 \text{ Па}\cdot\text{с}$) уменьшается, и, при скорости v_k становится равным коэффициенту вязкости объемной жидкости. При дальнейшем возрастании скорости величина коэффициента вязкости практически не изменяется.

Следующее исследование было посвящено исследованию масла SAE 30. Масло отработало 950 часов в циркуляционной системе двигателя 6ЧН25/34. Масло было испытано согласно методике [5] и установлено, что на стальной поверхности образуется сравнительно толстый ЭЖК слой. Это же масло было введено в ротационный вискозиметр. Результаты измерения вязкости приведены на рис. 3 (кривая 1). На последнем этапе исследований в масло был введён 1 % стеариновой кислоты и повторены испытания на ротационном вискозиметре.

В последнем случае величина коэффициента вязкости масла уменьшается с ростом скорости сдвиговой деформации более плавно, что связано, по-видимому, с повышением прочности структуры слоя при введении ПАВ. Заметим, что скорость, при которой величина вязкости препарата становится равной вязкости изотропной жидкости, т.е. соответствующая скорости полного разрушения структурированной прослойки более чем вдвое выше, чем для масла SAE без добавления ПАВ (рис. 3). Это также свидетельствует о повышении прочности структуры слоя при введении в масло ПАВ. Механизм действия ПАВ можно представить следующим образом. Молекулы олеиновой кислоты, концентрируясь на межфазной границе раздела масло - металл, образуют мономолекулярный гомеотропно ориентационно упорядоченный слой. Этот слой, являясь ориентантом для эпитропной ЖК фазы масла, способствует повышению дальнего ориентационного параметра порядка ЭЖК — одного из параметров, определяющего «гидродинамическую прочность» структурированного слоя.

Проведенное исследование косвенным образом доказывает, что в процессе эксплуатации масла в циркуляционной системе двигателя, введенные в базовое масло присадки с течением времени отстаиваются в сепараторе и центрифугах, а также задерживаются фильтрами тонкой очистки.

На рис. 4 приведены реологические кривые, построенные согласно [6] по результатам испытаний на ротационном вискозиметре.

Как видно из рис. 4, реологические кривые носят ярко выраженный S-образный характер.

Начальный участок кривой близок к линейному, т.е. можно утверждать, что на этом участке масло можно рассматривать как ньютоновскую жидкость с коэффициентом вязкости η_1 . Аналогично можно видеть, что

при больших скоростях сдвига масло также ведет себя как ньютоновская жидкость, но с коэффициентом вязкости η_2 , причем $\eta_1 > \eta_2$.

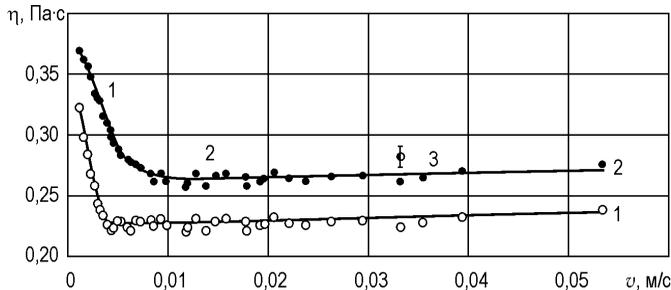


Рис. 3. Зависимость изменения вязкости масла SAE 30, отработавшего 250 часов (1) и того же масла с добавкой 1% стеариновой кислоты (2).

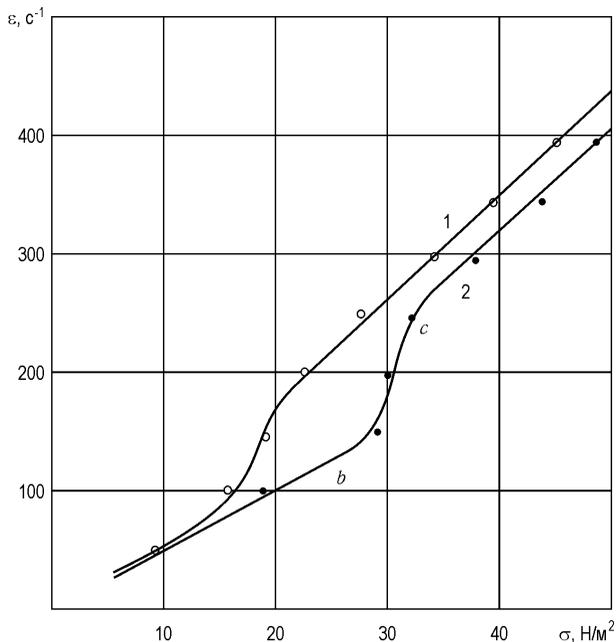


Рис. 4. Реологические кривые: 1 — для масла, отработавшего 250 часов, 2 — для того же масла с добавкой 1% стеариновой кислоты.

На участке *bc* изменения коэффициента вязкости может быть описано уравнениями, предложенными в [6].

Таким образом, можно рекомендовать при расчете головных подшипников двигателей внутреннего сгорания ориентироваться на коэффициент

вязкости η_1 и в то же самое время при обосновании режима работы мотылевых подшипников на значение коэффициента вязкости η_2 .

Аналогичные исследования были проведены и с топливами, которые используются в судовых энергетических установках. Результаты исследований дали такие же закономерности, как для масел, что, по нашему мнению, объясняется тем, что молекулы нефти в нормальном трансизомерном состоянии имеют нитеобразную (нематическую) форму.

Таким образом, можно сделать вывод, что пристенные слои топлива и масла ведут себя как эпитропные жидкие кристаллы.

Для практических расчетов, использующих свойства ЭЖК, необходимо иметь результаты реологических исследований, что позволяет обоснованно номинировать коэффициент вязкости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Поповский Ю.М., Берникова Н.Б. Исследование оптической анизотропии граничных слоев полидиметилсилоксилана и его смесей с тетрадеканом. // Вопросы физики формообразования и фазовых превращений. – Калинин: КГУ. – 1983. – С. 25-32.
2. Derajguin B.V., Karasev V.V. Study of boundary viscosity of organic liquids by the blow-off method // Surface and Colloid Sciences. – N.J.: Plenum Press, 1993. – V. 15. – P. 221-264.
3. Зорин З.М., Чураев Н.В., Новикова А.В. Вязкость полимолекулярных пленок воды и декана на поверхности кварца // Вопросы физики формообразования и фазовых превращений. – Тула, 1993. – Вып. 3. – С. 42-49.
4. Алтоиз Б.А., Поповский Ю.М. Физика приповерхностных слоев. – Одесса: Астропринт, 1995. – 153 с.
5. Алтоиз Б.А., Поповский Ю.М. Капиллярный вискозиметр для исследования тонких неоднородных жидких прослоек // Вісник Одеськ. націон. ун-ту. – 2001. – Т. 6. – Вип. 3. Фіз.-мат. науки. – С. 191-198.
6. Овчинников П.Ф. Виброреология. – Киев: Наукова думка, 1983. – 271 с.

УДК 629.12.03

Гершаник В.И., Мазаев В.В., Ханмамедов С.А.
УГМТУ, ОНМА

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОПУЛЬСИВНЫХ КАЧЕСТВ ЭКСПЛУАТИРУЕМЫХ СУДОВ РАСЧЕТНЫМ ПУТЕМ

При проектировании транспортных судов и их энергетических установок (ЭУ) широко используются аналитические методы определения взаимно соответствующих значений важнейших пропульсивных характеристик, к числу которых относятся скорость хода v_s , частота вращения гребного винта n , эффективная мощность N_e и часовой расход топлива $B_ч$ главного двигателя (ГД). Значимость подобных вычислений особенно велика на ранних стадиях проектирования при оптимизации основных параметров корпуса и пропульсивного комплекса, которая обычно выполняется для наиболее характерных режимов эксплуатации судна (плавание в полном грузу, балластный переход). Однако, по мере дальнейшей разработки и детализации проекта, предварительно вычисленные значения пропульсивных характеристик дополнительно уточняются в процессе модельных, стендовых и натурных испытаний. Необходимость проведения таких испытаний объясняется тем, что результаты, получаемые расчетным путем, к сожалению, не обладают требуемой точностью.

Лежащие в основе большинства используемых аналитических методов математические модели на качественном уровне корректно отражают физические явления, сопровождающие движение судна, работу движителя и ГД. Вместе с тем, сложность и порой недостаточная изученность моделируемых процессов, в совокупности с многообразием влияющих на пропульсивные качества судна факторов, которые во многих случаях взаимосвязаны, предопределяют известную погрешность количественных результатов, получаемых аналитическими методами. Аналогичный недостаток присущ и математическим моделям, основанным на статистических зависимостях, построенных путем обобщения информации из сферы проектирования, постройки и эксплуатации судов. Достижению высокой точности в этом случае препятствуют объективные ограничения, налагаемые на объем обрабатываемых статистических данных такими факторами, как серийность постройки судов, длительный срок их эксплуатации, изменчивость условий плавания и др.

Ввиду недостаточной точности численных результатов моделирования, применимость подобных аналитических методов для оценки пропульсивных качеств эксплуатируемых судов весьма ограничена. В частности некоторые из них используются в автоматизированных системах, предназначенных для определения и индикации расхода топлива, а

также его минимизации с учетом влияния внешней среды на работу пропульсивного комплекса. В качестве примера можно назвать TONAC-N2 (Mitsubishi, Япония), Ko-Fu-Saver (Kontrum, Финляндия), Sal-Fe (Jungner Marine, Швеция), Optitrim (ASEA, Швеция) и другие, предназначенные для расширения функциональных возможностей судовых систем комплексной автоматизации на базе бортовых ЭВМ [1-3].

Сведения о пропульсивных характеристиках судна, необходимые для контроля технического состояния его корпуса и ЭУ, нормирования скорости хода и потребления горюче-смазочных материалов, а также для решения других важных эксплуатационных задач, как правило, получают в результате теплотехнических или специальных испытаний, периодически проводимых на борту представителями компетентных служб судоходных компаний. В силу ряда причин такие испытания разделены довольно длительными (до двух лет) промежутками времени, в течение которых условия эксплуатации судна и техническое состояние его пропульсивного комплекса могут заметно меняться. В подобных ситуациях использование этой информации для решения важных задач оперативного контроля, планирования и управления работой судна, может приводить к ошибочным решениям. Поэтому весьма желательно располагать инструментом для корректного определения и прогнозирования пропульсивных характеристик эксплуатируемых судов, основанным на адекватном математическом моделировании и применении современных средств вычислительной техники.

Разработка математической модели, обеспечивающей высокую точность определения пропульсивных характеристик транспортных судов, возможна на базе комбинированного подхода, сочетающего достоинства теоретических расчетных методик и эмпирических зависимостей, обобщающих статистические и экспериментальные данные. При этом для достижения приемлемого совпадения расчетных значений v_s , n , N_e и B_v с их фактическими величинами, в математическую модель, которая теоретически верно отражает характер сложных взаимосвязей между факторами, влияющими на пропульсивные качества судна, вводятся корректирующие коэффициенты и функции. С их помощью учитываются конструктивные особенности корпуса рассматриваемого судна и его пропульсивного комплекса. Они могут быть найдены путем обобщения результатов экспериментального определения пропульсивных характеристик судна при различных вариантах его загрузки и гидрометеорологических условиях плавания.

Рассмотрим, в качестве примера, опыт создания подобной математической модели и ее реализации с помощью соответствующего программно-математического обеспечения (ПМО).

Программный комплекс PROPULS [4] предназначен для математического моделирования пропульсивных качеств судов в различных условиях эксплуатации. Он позволяет корректно определять полное сопротивление движению судна в зависимости от его скорости хода, загрузки, посадки и гидрометеорологической обстановки, а также винтовую характеристику, соответствующую рассматриваемым условиям эксплуатации. Данное ПМО может быть использовано для решения ряда задач в сфере проектирования и эксплуатации судов и их ЭУ, в частности:

- оперативного контроля технического состояния судна и его пропульсивного комплекса путем сопоставления фактических данных по v_s , n , N_e и $B_{\text{ч}}$ с эталонными расчетными значениями этих величин, определенными для соответствующих условий плавания;
- оценки целесообразности проведения мероприятий по очистке подводной части корпуса и винторулевого комплекса с учетом влияния обрастания и коррозии на потери скорости хода и перерасход бункера и др.

При создании алгоритмической базы программного комплекса PROPULS [5], наряду с обобщением опыта эксплуатации судов и требований хорошей морской практики, использованы современные теоретические положения и результаты исследований по теории корабля, судовым энергетическим установкам, навигационной гидрометеорологии, математическому программированию и др.

Разработан и доведен до программной реализации ряд оригинальных методов, приемов и формализованных процедур, касающихся:

- корректного определения пропульсивных качеств судна в реальных условиях эксплуатации;
- использования результатов многолетних наблюдений за режимами ветров, волнения и поверхностных течений на различных акваториях Мирового океана;
- унифицированного представления и преобразования вероятностной информации в имитационных моделях [4-6].

В целом, при функционировании данного программного комплекса перерабатывается гораздо больший объем информации, чем в практике проектирования и эксплуатации судов или в известных алгоритмах автоматизированных систем подобного назначения.

Конструктивно-технические и эксплуатационные особенности конкретного судна (форма обводов, материал движителя, тип и качество антикоррозионного и антиобрастающего покрытия подводной части корпуса, районы плавания, частота заходов в порты с опресненной во-

дой и т.п.) предопределяют различия в интенсивности снижения пропульсивных качеств с течением времени даже в рамках одной серии судов. Поэтому для обеспечения высокой точности определения винтовой характеристики, а также значений v_s , n , N_e и $B_{\text{в}}$, рассматриваемое ПМО (в значительной степени базирующееся на теоретических расчетных методиках) нуждается в адаптации, применительно к специфике судна.

С целью оценки адекватности использованных алгоритмов, программный комплекс PROPULS подвергался подобной адаптации с последующими его испытаниями в условиях эксплуатации на судах различного типа и тоннажа. Среди них танкеры «Московский фестиваль» ($D_w = 28750$ т) и «Валерий Чкалов» ($D_w = 26270$ т), нефтерудовоз «Маршал Буденный» ($D_w = 101877$ т), а также судно для перевозки навалочных грузов «Борис Ливанов» ($D_w = 24354$ т) и углерудовоз «Златоуст» ($D_w = 22896$ т).

Рассмотрим, в качестве примера, некоторые результаты, полученные применительно к последнему из названных судов.

Процесс испытания комплекса PROPULS складывался из трех последовательно выполнявшихся этапов его тестирования:

- на точность определения винтовой характеристики судна при плавании на тихой воде с чистым свежоокрашенным корпусом;
- на корректность учета неблагоприятного влияния коррозии и обрастания на ходовые качества судна;
- на адекватность математических моделей, отражающих изменение пропульсивных характеристик судна при плавании на волнении.

На первом из этих этапов в качестве базы для оценки качества расчетных методик были выбраны результаты определения ходкости однотипного т/х «Запорожье», полученные в процессе его приемосдаточных и паспортных теплотехнических испытаний. Эти экспериментальные данные отображены соответствующими точками на рис. 1, где также показаны расчетные винтовые характеристики т/х «Запорожье», построенные с использованием программного комплекса PROPULS применительно к условиям проведения испытаний судна.

Анализ информации, представленной на этом рисунке, свидетельствует о хорошем совпадении расчетных и экспериментальных данных, что позволяет сделать вывод о достаточно высокой точности используемых в PROPULS методик расчета винтовой характеристики судна с чистым свежоокрашенным корпусом при плавании на тихой воде.

Ухудшение ходовых качеств судна из-за обрастания и коррозии зависит от длительности его эксплуатации после очередного докования или подводной очистки корпуса с винторулевым комплексом, а также

от того, как долго и в каких климатических зонах оно работало. С целью получения соответствующей информации были проанализированы (по данным судовых журналов и грузовых книг) 425 рейсов т/х «Златоуст», выполненных им за период с июля 1969 года по ноябрь 1996 года. При этом удалось определить соотношение ходового и стояночного времени в каждом рейсе, а также выявить динамику изменения значений накопленных продолжительностей стояночных и ходовых режимов по зимней, летней и тропической зонам за рассмотренный период эксплуатации этого судна [7].

Наличие таких данных, а также сведений о посадке судна (осадки носом и кормой T_n , T_k), скорости хода v_s , частоте вращения гребного винта n , индикаторной мощности ГД N_i , скорости $v_{вт}$ и курсовом угле $q_{вт}$ ветра, а также температуре наружного воздуха $t_{н.в}$ и часовом расходе топлива $B_ч$, которые зафиксированы в журналах индицирования ГД, позволило выполнить с помощью комплекса PROPULS серию расчетов для т/х «Златоуст», соответствующих условиям эксплуатации судна на моменты проведения индицирования ГД.

Принимая во внимание существующую практику заполнения этих журналов, следует признать, что в судовых условиях наиболее точно может быть определена частота вращения гребного винта n . Остальные же величины фиксируются в них весьма приближенно.

Скорость ветра и интенсивность волнения отражаются в объединяющем их показателе — «состояние моря», хотя далеко не всегда на судно воздействует только ветровое волнение. Зачастую оно складывается с зыбью, которая может заметно отличаться как по высоте, так и по направлению распространения от ветровых волн. Дополнительное сопротивление движению судна от действия ветра и морского волнения существенно зависит от соответствующих курсовых углов. Поэтому принятая в практике форма их записи с точностью до главных и четвертных румбов вносит элемент неопределенности в описание гидрометеорологических условий плавания. Аналогичный эффект оказывает применение шкалы Бофорта, где одному и тому же баллу соответствует довольно широкий диапазон скоростей ветра [8].

К сожалению, такие величины, как T_n , T_k , v_s и N_i , определяются в судовых условиях с известными инструментальными и техническими погрешностями. Кроме того, записываемые в журналы индицирования ГД данные не свободны от случайных, а иногда и преднамеренных искажений, вносимых с целью последующего «обоснования» необходимости снижения плановых эксплуатационных показателей.

Исходная информация из журналов индицирования ГД в целом отличается некоторой неопределенностью. Поэтому при проведении рас-

четов с помощью программного комплекса PROPULS были приняты следующие вынужденные допущения и ограничения:

- температура забортной воды на $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ниже температуры наружного воздуха, а ее плотность равна 1025 кг/м^3 ;
- сила ветра на 1 балл выше интенсивности волнения;
- скорость ветра и высота волн равны средним величинам из интервалов значений, соответствующих их интенсивностям в баллах;
- статический крен судна отсутствует;
- поперечная метацентрическая высота принимается характерной для рассматриваемой посадки судна, согласно информации об остойчивости;
- поверхностное течение отсутствует;
- характер изменения механического КПД ГД в зависимости от нагрузки соответствует приведенному в технико-эксплуатационной инструкции судового двигателя внутреннего сгорания типа 6RD76;
- механический КПД главной судовой передачи равен 0,99.

После выполнения серии расчетов были найдены значения эксплуатационной скорости хода v_s^p , эффективной мощности N_e^p и часового расхода топлива B_q^p ГД при тех частотах вращения гребного винта, на которых снимались индикаторные диаграммы.

Сопоставление соответствующих расчетных и эмпирических данных позволят судить в целом об адекватности отражения в используемых математических моделях влияния таких факторов, как средняя осадка судна T_{cp} , его дифферент $T_k - T_n$, а также продолжительность эксплуатации после очередной подводной очистки корпуса или докования T_d . Значения этих величин в расчетах варьировались в весьма широких пределах ($T_{cp} = 5,0...9,8\text{ м}$; $T_k - T_n = -0,3...4,7\text{ м}$; $T_d = 0,2...30,5\text{ мес.}$).

На рис. 2 представлены распределения относительных расхождений между полученными аналитически и натурными (зафиксированными в журналах индицирования) значениями эффективной мощности ГД $\delta N_e = (N_e^p - N_e) / N_e$, скорости хода $\delta v_s = (v_s^p - v_s) / v_s$ и часового расхода тяжелого топлива $\delta B_q = (B_q^p - B_q) / B_q$, которые могут быть использованы в качестве интегральных характеристик для оценки использованных в адаптированных алгоритмах значений корректирующих коэффициентов и функций.

Относительные расхождения по эффективной мощности ГД лежат в пределах $\delta N_e = -9,8...+12,3\%$, по скорости хода $\delta v_s = -5,5...+5,6\%$, и по

часовому расходу топлива $\delta B_{\text{ч}} = -7,0 \dots +7,7$ %. Математически ожидаемые значения этих величин составляют соответственно $M(\delta N_e) = -0,0004$, $M(\delta v_s) = +0,002$ и $M(\delta B_{\text{ч}}) = -0,0023$.

Как следует из рис. 2, расхождения между расчетными и натурными значениями сравнительно невелики, особенно, если принять во внимание известную погрешность данных, взятых из журналов индицирования ГД. Более важно то, что распределения, представленные на этом рисунке, практически симметричны относительно нуля, т.е. являются несмещенными. Это обстоятельство дает основания утверждать, что реализованные в PROPULS алгоритмы достаточно корректно учитывают характер взаимосвязей между рассматриваемыми явлениями и степень влияния различных эксплуатационных факторов на пропульсивные качества судна.

С целью дополнительной проверки адекватности моделирования пропульсивных качеств судна при движении на морском волнении и комплексного тестирования адаптированного ПМО, в плановых рейсах т/х «Златоуст» были проведены замеры скорости хода и часового расхода топлива ГД при различных состояниях загрузки судна, гидрометеорологических условиях и оборотах гребного винта. При этом погодная обстановка и режим плавания характеризовались следующими фиксируемыми параметрами: скоростью $v_{\text{вт}}$ и курсовым углом q истинного ветра; температурами воздуха $t_{\text{н.в}}$ и забортной воды $t_{\text{з.в}}$; высотой волн 3%-ной обеспеченности $h_{3\%}$ (их курсовой угол принят совпадающим с q); относительной (лаговой) скоростью хода $v_{\text{л}}$; абсолютной (обсервованной) скоростью хода $v_{\text{с}}$; средней частотой вращения гребного винта n ; часовым расходом тяжелого топлива $B_{\text{ч}}$; осадками носом $T_{\text{н}}$ и кормой $T_{\text{к}}$.

Результаты измерений, а также вычисленные с помощью программного комплекса PROPULS соответствующие значения скорости судна относительно воды $v_{\text{р}}$ и часового расхода топлива $B_{\text{ч}}^{\text{р}}$ приведены в таблице. Там же показаны абсолютные $\Delta v = v_{\text{л}} - v_{\text{р}}$, $\Delta B = B_{\text{ч}} - B_{\text{ч}}^{\text{р}}$ и относительные $\delta v = (v_{\text{л}} - v_{\text{р}}) / v_{\text{р}}$, $\delta B = (B_{\text{ч}} - B_{\text{ч}}^{\text{р}}) / B_{\text{ч}}^{\text{р}}$ расхождения между измеренными и расчетными значениями этих величин. Эти показатели соответственно таковы: $\delta v = -1,6 \dots 1,5$ % при математическом ожидании $M(\delta v) = -0,0045$, а $\delta B = -1,9 \dots 1,9$ % при $M(\delta B) = 0,0016$.

Таким образом, следует отметить хорошую сходимость результатов экспериментального определения скорости хода и часового расхода топлива на ГД со значениями этих параметров, вычисленными с помощью разработанного и адаптированного ПМО при соответствующей частоте вращения гребного винта, посадке судна и условиях плавания. Погреш-

ности определения скорости хода не превышают 2 % (при среднем отклонении менее 0,1 %), а часового расхода топлива ГД — 2 % (при среднем отклонении менее 0,2 %).

Приведенные данные убедительно свидетельствуют о достаточно высокой точности вычислительных алгоритмов. Используемые в модели методики оценки роста сопротивления движению судна и уменьшения его скорости хода из-за неблагоприятного воздействия гидрометеорологических и гидробиологических факторов дают результаты, хорошо согласующиеся с опытом эксплуатации.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Japanese developments in automated ship operation // Shipbuilding & MEI. – 1984, vol. 104, No. 1277, p. 121-122.
2. Recent developments in fuel consumption monitoring // Shipbuilding & MEI. – 1983, vol. 106, No. 1265, p. 80-82.
3. Fuel consumption trimmed // Shipbuilding & MEI. – 1981, vol. 104, No. 1252, p. 443.
4. Гершаник В.И., Кот В.П., Шостак В.П. Моделирование пропульсивных характеристик транспортных судов // Зб. наук. праць УДМТУ, № 3(375) – Миколаїв: УДМТУ. – 2001. – С. 71-83
5. Гершаник В.И., Шостак В.П., Бридан В.Е., Постыка С.А. Минимизация рейсовых расходов топлива // Зб. наук. праць УДМТУ, № 11(359). – Миколаїв: УДМТУ. – 1998. – С. 65-76.
6. Шостак В.П., Гершаник В.И. Имитационное моделирование судовых энергетических установок. – Л.: Судостроение, 1988. – 256 с.
7. Правила о грузовой марке морских судов. – Л.: Регистр СССР, 1990.
8. Гидрометеорологические наблюдения на морских станциях. Наставления гидрометеорологическим станциям и постам. – Л.: Гидрометеоздат, 1971. – Ч. III. – 150 с.

УДК 621.436.12

Ермошкин Н.Г., Черныш И.И.
ОРФ ИПДМ МТУ, ОНМА

КОРРЕКЦИЯ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ

Вопрос выбора рабочих параметров и мощности двигателя в целом при работе в тропических условиях весьма сложен и окончательного ответа на него пока не получено. Существующий перерасчёт мощности двигателя на тропические условия для механика неудобен и несколько сложен.

В настоящей работе решается задача коррекции рабочих параметров двигателя при переходах морем в тропических условиях.

В эксплуатации дизелей в качестве косвенного показателя теплонапряжённости широко используют температуру отработавших газов. Достоинство этого показателя в простоте и доступности. Для каждого типа дизеля по результатам стендовых испытаний известны все рабочие параметры, в том числе и температура отработавших газов, соответствующие номинальному режиму работы. Превышение этого значения в эксплуатации свидетельствует о превышении уровня теплонапряжённости, допустимого для длительной работы. В программе испытаний обязательно оговариваются атмосферные и рабочие параметры, при которых должны быть обеспечены заявленные номинальные параметры работы дизеля. Фирма MAN-B&W в качестве эталонных (стандартных) условий принимает:

- барометрическое давление окружающей среды $P_0=100$ кПа (750 мм. рт. ст.);
- температура окружающей среды $t_0=25$ °С (298 К);
- относительная влажность воздуха $\psi = 60$ %;
- температура забортной воды на входе в охладитель наддувочного воздуха $t_{з.в.} = 25$ °С (298 К).
- В эксплуатации дизелей эти параметры могут значительно отличаться от эталонных. По данным [1] повышение значения температуры наддувочного воздуха на 10 °С, снижает мощность двигателя на 2,5...3 %. Это необходимо учитывать при выборе режима работы дизеля во время плавания судна тропиках.

Температура наддувочного воздуха изменяется в зависимости от температуры забортной воды выражением:

$$t_s = t_{з.в.} + (7 \dots 15) \text{ °С.}$$

Снижение давления окружающей среды и повышение ее температуры уменьшают давление наддувочного воздуха P_s , повышает температуру наддувочного воздуха T_s , снижает плотность воздуха ρ_s , кг/м³:

$$\rho_s = \frac{P_s}{R_s T_s}, \quad (1)$$

где R_s — газовая постоянная воздуха, кДж/(кг К).

В свою очередь плотность заряда воздуха влияет на массовый заряд цилиндра, кг

$$G_b = V_s \rho_s \eta_n, \quad (2)$$

где V_s — объем цилиндра, м³; η_n — коэффициент наполнения.

Коэффициент наполнения мало зависит от изменения режима работы, давления и температуры окружающей среды, температуры забортной воды [2]. Отсюда следует практический вывод: при эксплуатации дизелей с наддувом на массу заряда воздуха и рабочий процесс влияет в основном только плотность. Ее составляющие давление P_s и температура t_s в равной степени влияют на плотность воздуха.

Для конкретного двигателя $G_b \propto \rho_s \eta_n$.

Коэффициент избытка воздуха определяется из выражения [1]

$$\alpha = \frac{G_f}{G_0 g_{ц}}, \quad (3)$$

где G_0 , кг — теоретическая масса воздуха для сгорания 1 кг топлива; $g_{ц}$, кг/цикл — цикловая подача топлива.

Цикловая подача топлива не является контролируемым параметром, поэтому используют эквивалентную ей замену — положение рейки топливного насоса h_a . При неизменной плотности топлива ρ_T

$$g_{ц} = f_{п} h_a \rho_T \eta_n \approx h_a \eta_n, \quad (4)$$

где $f_{п}$ — площадь поперечного сечения плунжера; h_a — активный ход плунжера; η_n — коэффициент подачи топливной аппаратуры.

Используя выражения (1), (3), (4) с учетом, что $\eta_n = const$ и установившаяся температура $T_s = const$, получим выражения, связывающие параметры P_s с цикловой порцией топлива и энергетическими показателями, т. е. соотношение воздух-топливо [2]:

$$\alpha \approx P_s / g_{ц} = P_s / h_a \eta_n, \quad (5)$$

а при $g_{ц} = const$,

$$\alpha \approx P_s.$$

С учетом эквивалента цикловой подачи топлива, $g_{ц} \approx h_a \eta_n \approx P_e g_e \approx P_i g_i$, видна связь P_s с режимным параметром h_a или нагрузкой дизеля

по P_i и P_e , где P_i и P_e — соответственно среднее индикаторное и эффективное давление.

$$\alpha = \frac{P_s}{h_a \eta_\pi} \approx \frac{P_s}{g_e P_e} \approx \frac{P_s}{g_i P_i}. \quad (6)$$

Анализируя выражения (1), (2), (3), (6) можно установить, что с понижением давления окружающей среды, повышением температуры воздуха и забортной воды при неизменной цикловой подаче, снижается плотность воздуха, а с ней и весовой заряд цилиндра. Повышается теплонапряженность деталей: поршня, цилиндровой втулки, крышки, клапанов.

Поэтому при выборе режима работы двигателя в тропиках и сохранении теплонапряженности необходимо снижать цикловую подачу топлива, а вместе с ней — тепломеханический показатель напряженности — среднее индикаторное давление.

Кроме температуры отработавших газов, для оценки тепловой и механической нагрузки двигателя при работе в тропических условиях можно использовать наибольшее давление сгорания топлива, давление в конце цикла сжатия и давление наддува. Замеренные в эксплуатации параметры (наибольшее давление сгорания топлива P_z ; температура выпускных газов t_z ; давление заряда воздуха в конце сжатия P_c ; давление наддувочного воздуха P_s) требуют коррекции по отношению к окружающим условиям для более точной их оценки. Полученные параметры сравнивают с эталонными, т.е. коррекция позволяет получить величины, как если бы температура окружающей среды $t_{\text{воз. зам.}}$ и температура забортной воды $t_{\text{з.в. зам.}}$ соответствовали 25°C .

Коррекция рабочих параметров при отклонении t_0 и $t_{\text{з.в.}}$ от эталонных условий может быть определена двумя способами [3]:

- с помощью замера по рисункам 1 - 4, которые показывают, как пользоваться диаграммами для определения поправок;
- с помощью расчета.

Для расчета используем выражения [3] определения поправки для температуры окружающей среды:

$$A_{\text{п.воз.}} = (t_{\text{воз. зам.}} - t_0)(F_1)(K + A_{\text{зам.}}).$$

Поправка для температуры забортной воды:

$$A_{\text{п.з.в.}} = (t_{\text{з.в. зам.}} - t_0)(F_2)(K + A_{\text{зам.}}),$$

где F_1 , F_2 и K — постоянные, приведенные в табл. 1; $A_{\text{зам.}}$ — замеренный параметр, подлежащий корректировке, (P_z , P_c , t_r , t_s).

На рис. 1 представлен пример определения коррекции температуры отработавших газов двигателя $t_{\text{г. зам.}} = 425^\circ\text{C}$, замеренные в тропиках

при температуре забортной воды перед охладителем $t_{з.в.зам} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ и температуре воздуха перед компрессором $t_{воз.зам} = 42\text{ }^{\circ}\text{C}$.

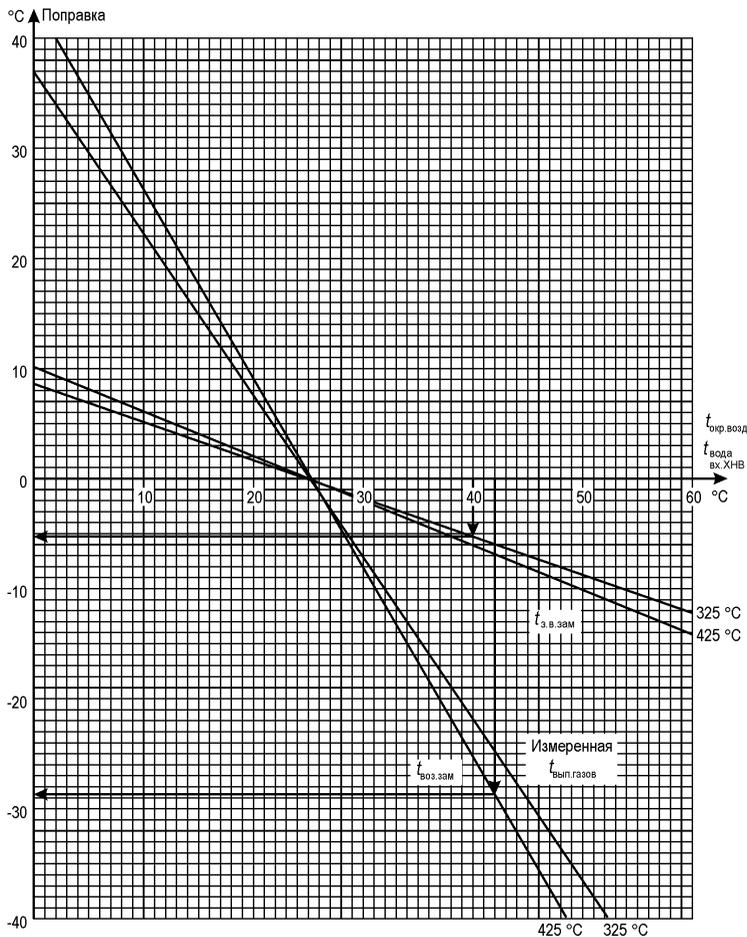


Рис. 1. Коррекция температуры выпускных газов

Таблица 1. Постоянные коррекции

Корректируемые параметры	F_1 для t_0	F_2 для $t_{з.в.}$	K
$t_{г}$	$-2,466 \cdot 10^{-3}$	$-0,59 \cdot 10^{-3}$	273
P_z	$2,856 \cdot 10^{-3}$	$-2,22 \cdot 10^{-3}$	1 бар*
P_c	$2,954 \cdot 10^{-3}$	$-1,53 \cdot 10^{-3}$	1 бар
P_z	$2,198 \cdot 10^{-3}$	$-0,81 \cdot 10^{-3}$	1 бар

*1 бар = 750 мм рт. ст.

Поправка на температуру воздуха перед компрессором, °С

$$A_{\text{п.воз.}} = (42 - 25)(-2,466 \cdot 10^{-3})(273 + 425) = -29,3.$$

Поправка на температуру забортной воды перед охладителем:

$$A_{\text{п.з.в.}} = (40 - 25)(0,59 \cdot 10^{-3})(273 + 425) = -6,2.$$

Откорректированная температура газов, °С

$$t_t = 425 - 29,3 - 6,2 = 389,5.$$

На рис. 2 приведена коррекция давления наддувочного воздуха $P_{\text{с.зам}} = 2$ бара при изменении температуры забортной воды $t_{\text{з.в.зам}} = 40$ °С и температуры окружающей среды $t_{\text{воз.зам}} = 42$ °С.

Поправка на температуру окружающей среды, бар

$$A_{\text{п.воз.}} = (42 - 25)(2,856 \cdot 10^{-3})(2 + 1) = 0,146,$$

Поправка на температуру забортной воды, бар

$$A_{\text{п.з.в.}} = (40 - 25)(-2,22 \cdot 10^{-3})(2 + 1) = 0,1.$$

Откорректированное давление наддувочного воздуха P_s , бар

$$P_s = 2 + 0,146 - 0,1 = 2,046.$$

Если давление P_s выражено в мм. рт. ст., то давление наддувочного воздуха составит: $P_s = 1500$.

В таблице 2 приведены факторы, влияющие на повышение температуры выпускных газов и их допустимые отклонения.

Таблица 2. Факторы, влияющие на температуру газов

Фактор	Максимальное повышение t , °С
Загрязнение турбоагнетателя (ТН), включая фильтры воздуха и газоходы	+30
Загрязнение охладителя наддувочного воздуха (ОХНВ)	+10
Ухудшение механического состояния (оценочное)	+10
Изменение климатических условий (окружающей среды)	+45
Работа на тяжелом топливе и т.д.	+15
Итого	+110
Примечание: Температуры выпускных газов не должны превышать уставку АПС, 430 °С.	

В эксплуатации дизелей важно знать причину изменения рабочих параметров дизеля. Они могут быть вызваны эксплуатационными факторами: загрязнением всасывающего фильтра компрессора, охладителей воздуха, газоздушного тракта, ухудшением технического состояния дизеля, работой на тяжелом топливе, и по причине влияния окружающей среды. Если

температура обработавших газов для нового двигателя отличается от температуры на стендовых испытаниях на $50...60\text{ }^{\circ}\text{C}$, то это может быть вызвано топливом, изменением внешних условий.

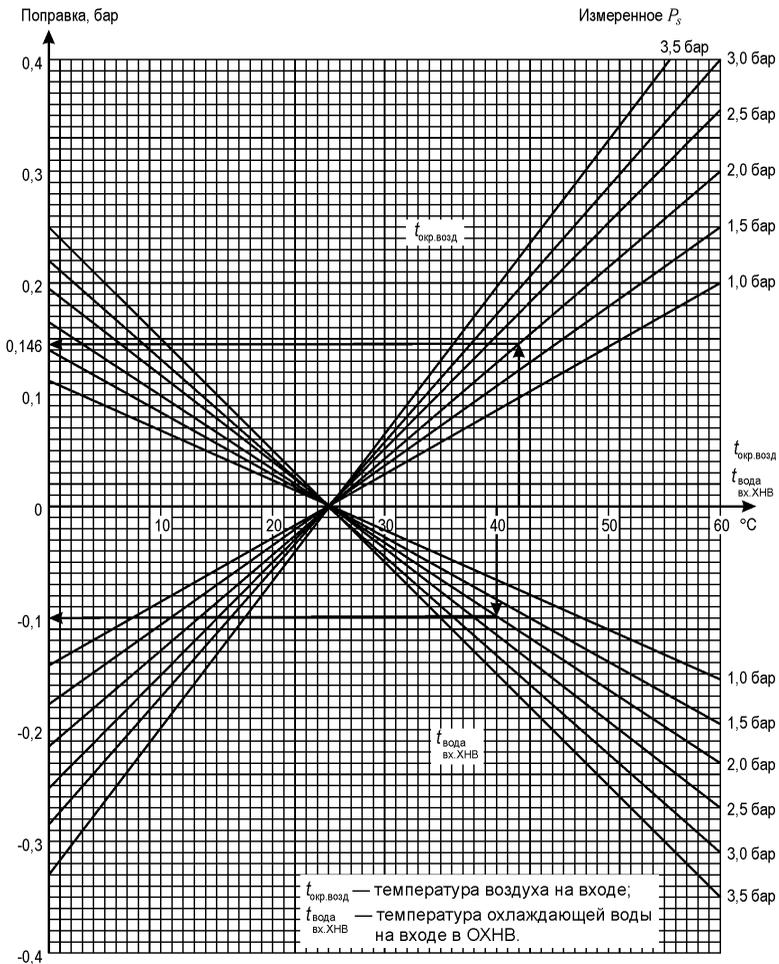


Рис. 2. Коррекция наддувочного воздуха

Для правильной оценки факторов, влияющих на загрязнение и техническое состояние двигателя, воспользуемся методом, изложенным в [3].

Пример: Температура выпускных газов (эталонная) должна быть $380\text{ }^{\circ}\text{C}$ (при нагрузке двигателя около 80 % от номинальной). Измеренная температура газов $t_{\text{г.изм.}} = 425\text{ }^{\circ}\text{C}$. Коррекция температуры производится согласно рис. 1: температура, замеренная в тропиках при темпе-

ратуре заборной воды перед охладителем $t_{3.в.зам.} = 40$ °С, температура воздуха перед компрессором $t_{воз.зам.} = 42$ °С.

Поправка на повышение температуры газов – 29 °С.

Поправка на повышение температуры охлаждающей воды – 6 °С.

Всего: $(-29) + (-6) = 35$ °С.

Различие факторов: общее повышение температуры выпускных газов

$$t_{г} = 425 - 380 = 45 \text{ °С.}$$

Это вызвано:

- повышение температуры на 35 °С обусловлено климатическими условиями;
- повышение температуры наддувочного воздуха связано с загрязнением охладителя воздуха, техническим состоянием дизеля, работой на тяжелом топливе.

На рис. 3 приведена коррекция давления наибольшего сгорания топлива при $P_{z.зам.} = 135$ бар при изменении температуры заборной воды $t_{3.в.зам.} = 40$ °С, температуры воздуха перед компрессором $t_{воз.зам.} = 42$ °С.

Поправка на температуру окружающей среды, бар

$$A_{п.воз.} = (42 - 25)(2,198 \cdot 10^{-3})(1 + 135) = 5,08.$$

Поправка на температуру заборной воды, бар

$$A_{п.з.в.} = (40 - 25)(0,81 \cdot 10^{-3})(1 + 135) = -1,65.$$

Откорректированное наибольшее давление сгорания топлива, бар

$$P_z = 136 + 5,08 - 1,65 = 139,4.$$

На рис. 4 приведена коррекция давления заряда воздуха в конце сжатия, $P_{с.зам.} = 112$ бар при изменении температуры заборной воды $t_{3.в.зам.} = 40$ °С, температуры воздуха перед компрессором $t_{воз.зам.} = 42$ °С.

Поправка на температуру окружающей среды, бар

$$A_{п.воз.} = (42 - 25)(2,954 \cdot 10^{-3})(1 + 112) = 5,7.$$

Поправка на температуру заборной воды, бар

$$A_{п.з.в.} = (40 - 25)(-1,53 \cdot 10^{-3})(1 + 112) = 2,6.$$

Откорректированное наибольшее давление заряда в конце сжатия, бар

$$P_c = 112 + 5,7 - 2,6 = 115,1.$$

Таким образом, предложенный метод корректировки рабочих параметров является простым и легкодоступным для судового механика. Расчёт подтверждает предположение, что параметры двигателя на стен-

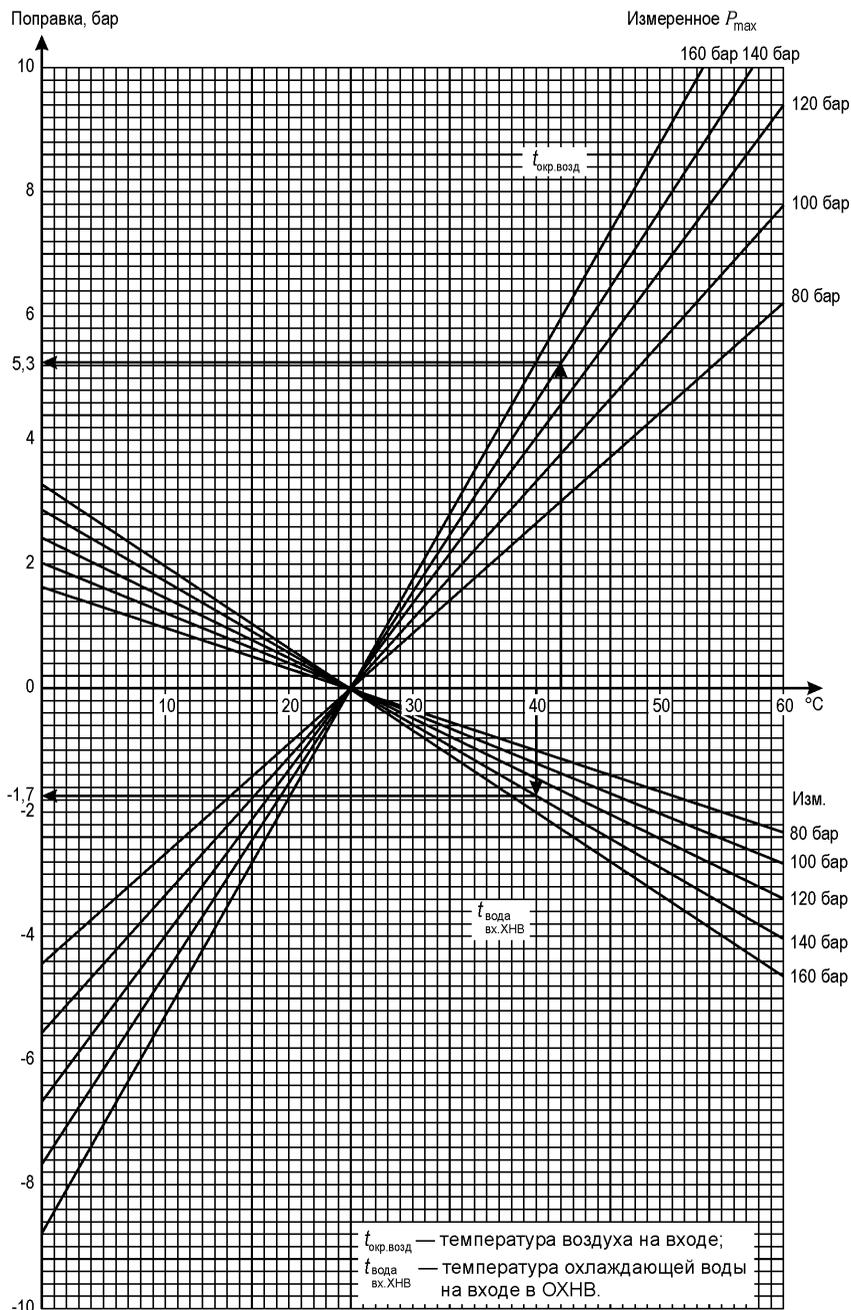


Рис. 3. Коррекция наибольшего давления сгорания

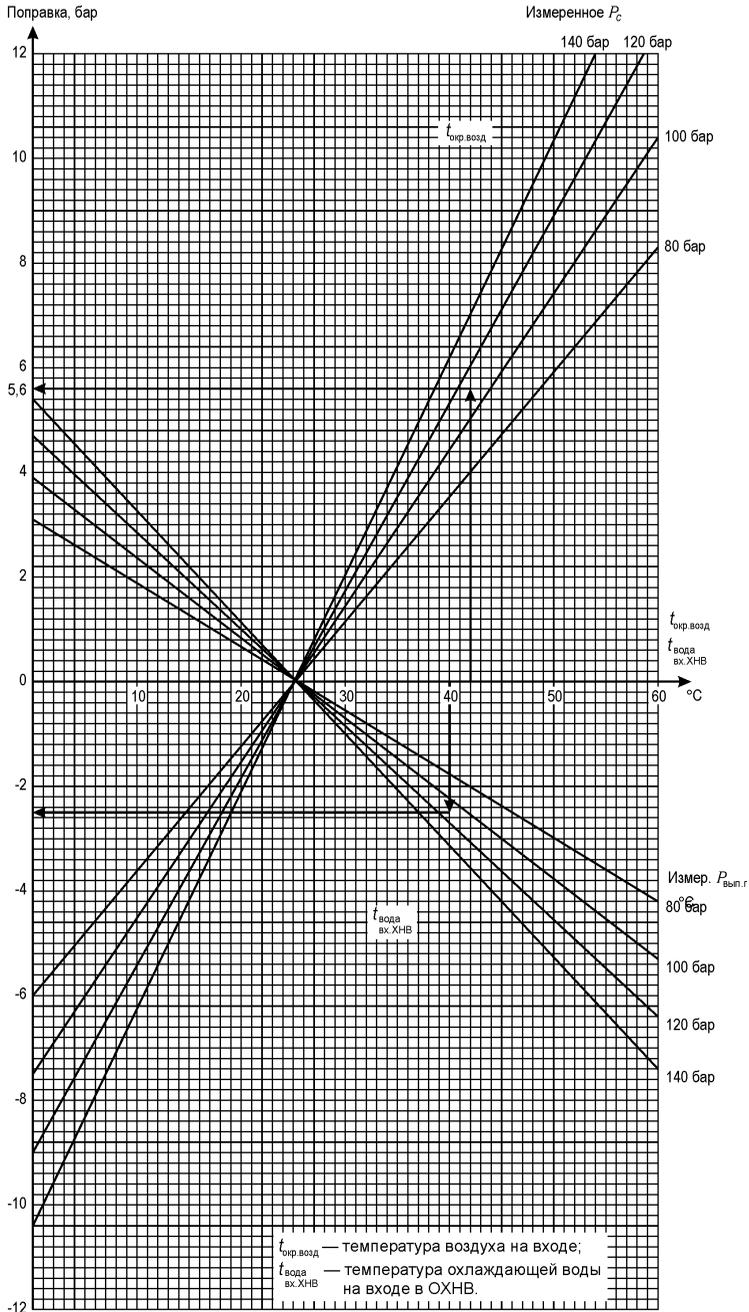


Рис. 4. Коррекция давления в конце сжатия

довых испытаниях и при работе в тропических условиях различаются: температура отработавших газов — на 8,3 %; давление наддувочного воздуха — на 2,2 %; наибольшее давление сгорания — на 3,1 % и давление в конце сжатия — на 2,7 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Самсонов В.И., Худов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов. – М.: Транспорт, 1990. – 368 с.
2. Камкин С.В., Возницкий И.В., Шмелев В.П. Эксплуатация судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1990. – 344 с.
3. Техническая документация по дизелям MAN-B&W на веб-сайте <http://www.manbw.com>.

УДК 621.421.74: 629.12

Руденко В.И., Кабанцев Д.А.
ОНМА

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОРЕБРЕННЫХ И ГЛАДКОТРУБНЫХ УТИЛИЗАЦИОННЫХ КОТЛОВ

Как известно, современное дизелестроение двухтактных двигателей тяготеет к выпуску длинноходовых и супердлинноходовых двигателей. В то же время обычные двухтактные двигатели, т.е. не длинноходовые, ведущими фирмами мира практически не выпускаются.

Это в большей степени обусловлено тем, что удельный расход топлива в этих двигателях существенно ниже, чем у обычных двухтактных дизелей. Такое положение с экономической точки зрения на данный момент выгодно вследствие того, что расходы на горюче-смазочные материалы составляют наиболее значительную часть эксплуатационных расходов судна.

Современная эксплуатация главных двигателей ставит целый ряд вопросов по экономии судовых эксплуатационных расходов.

Глубокая утилизация теплоты уходящих газов позволяет существенно снизить расход топлива на ходу судна, что связано с использованием в судовой дизельной установке (СДУ) утилизационных комплексов. Эти комплексы использовались и ранее, но применение малооборотных двигателей с низкой температурой газов после турбоагрегата ставит ряд вопросов как перед проектировщиками, так и перед эксплуатационниками.

Нами проведен сравнительный анализ влияния некоторых эксплуатационных факторов на показатели работы разных типов утилизационных котлов, используемых на длинноходовых двигателях. Сравнивались показатели работы оребренного и гладкотрубного утилизационных котлов. Именно котлы таких типов, в основном, применяются на современных судах.

В качестве двигателя был выбран один из самых распространённых современных двигателей на судах мирового флота — RTA фирмы Зульцер. В настоящее время этой фирмой выпускается более 10 моделей двигателей такого типа.

Исходными данными для анализа работы утилизационных котлов послужили эксплуатационные характеристики двигателя по данным фирмы Зульцер. Нами использованы состав рекомендованного топлива, а также температуры газов перед утилизационным котлом, удельный расход топлива, коэффициент избытка воздуха с учетом продувки для различных режимов работы главного двигателя.

Гладкотрубный котёл был подобран с размерами трубок и шагами, которые наиболее часто используются в утилизационных котлах ($d=0,029$ м, $S_1=0,06$ м., $S_2=0,045$ м). В качестве оребрённого котла выбран котел распространённого в настоящее время типа UNEX с квадратными рёбрами, объединяющими по две трубы, с характерными для этих котлов размерами ($d=0,038$ м, $S_1=0,075$ м, $S_2=0,075$ м, $h_p=0,016$ м, $\delta_p=0,002$ м, $S_p=0,015$ м).

Исследования проводились на модели специально разработанной для данного случая. Для проведения сравнительного анализа оребрённый и гладкотрубный котлы были подобраны таким образом, чтобы их паропроизводительность на номинальном режиме главного двигателя была практически одинаковой. Это же касается и степени утилизации, температуры газов до и после котлов, теплового потока и температуры циркуляционной воды на входе. Скорости газов были приняты в диапазоне наиболее часто встречающихся для котлов этих типов.

Одной из сложностей явился выбор зависимостей для расчёта на модели котлов оребрённых поверхностей нагрева. В исследованиях использовались зависимости, рекомендованные в [1-4].

Исследовалось влияние степени загрязнения поверхности нагрева на показатели работы котлов для различных режимов работы главного двигателя.

Степень загрязнения была выбрана в диапазоне от 5 до 25 м²К/кВт, что приблизительно соответствует толщине отложений сажи от 0,5 до 2,5 мм. Анализ проводился для номинальной мощности главного двигателя $1,0N_{\text{enom}}$, эксплуатационной мощности главного двигателя $0,9N_{\text{enom}}$ и при мощности главного двигателя $0,75N_{\text{enom}}$, то есть для того диапазона мощностей работы главного двигателя, при котором используются утилизационные котлы.

На рис. 1 показаны зависимости изменения относительной паропроизводительности для оребрённого и гладкотрубного котлов от степени загрязнения для каждой из трёх выбранных мощностей.

На рис. 2 представлены зависимости относительной паропроизводительности для оребрённого и гладкотрубного котлов в зависимости от режима работы главного двигателя для различных величин загрязнения поверхности нагрева.

Кроме относительной паропроизводительности нами рассмотрены изменения степени утилизации, температуры газов после котла, коэффициентов теплопередачи, средних скоростей газов, тепловых потока и температур циркуляционной воды на входе в котёл после сепаратора пара.

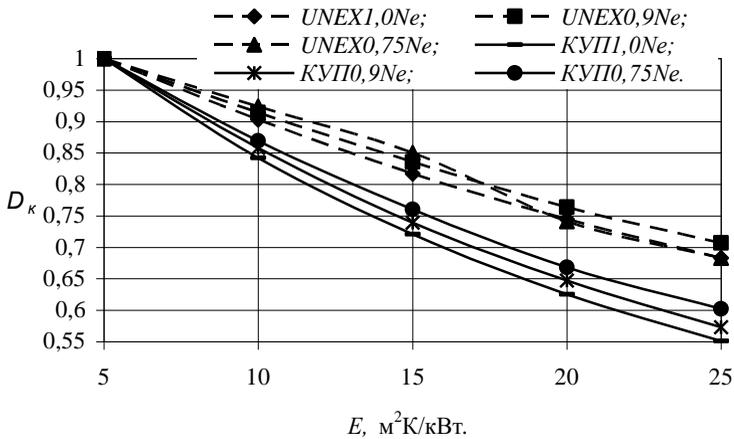


Рис. 1. Зависимость изменения относительной паропроизводительности от степени загрязнения поверхностей нагрева котлов

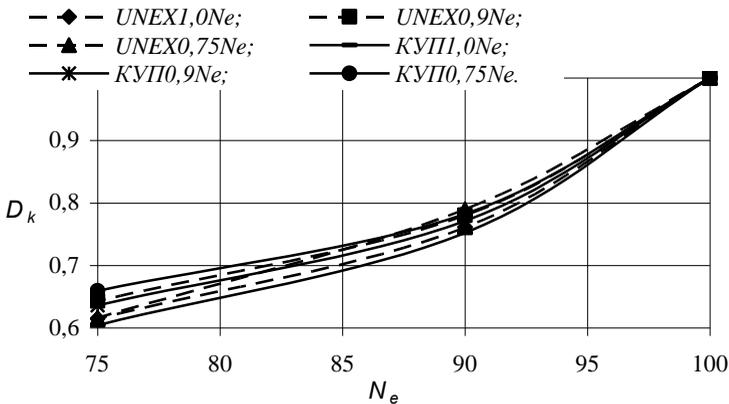


Рис. 2. Зависимость относительной паропроизводительности от режима работы ГД

Результаты проведенного анализа свидетельствует о том, что влияние степени загрязнения поверхности нагрева на показатели работы оребренного котла значительно меньше, чем у гладкотрубного.

Так, например, снижение паропроизводительности при увеличении загрязнения от 5 до 25 $\text{м}^2\text{К/кВт}$ на трёх выбранных мощностях у оребренного котла составляет: 31,7 %, 29,3 %, 31,7 %, а в то время как у гладкотрубного это составляет: 44,9 %, 42,7 %, 39,8 % соответственно.

Из графиков видно, что чем меньше мощность, тем меньше падение относительной паропроизводительности. Изменение мощности главного двигателя от номинальной до 0,75 номинальной мощности приводит к снижению паропроизводительности у обоих котлов, но у оребренного это снижение менее значительно, а у гладкотрубного, соответственно, оно больше. При этом влияние изменения мощности на показатели менее выражены, чем влияние загрязнения их поверхностей нагрева.

При работе обоих котлов состояние их поверхностей нагрева (степень загрязнения) при снижении мощности главного двигателя приводит к существенному падению паропроизводительности у обоих котлов, но у оребренного это падение менее выражено, чем у гладкотрубного.

Таким образом, проведенные исследования свидетельствуют о том, что использование оребренных котлов для длинноходовых двигателей более целесообразно, так как изменение режимов работы главного двигателя и особенно загрязнения поверхности нагрева на нём сказывается в меньшей степени, чем на гладкотрубном.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.

1. Ройзен Л.И. Распространение тепла в рёбрах. М: Транспорт, 1977. – 282 с.
2. Индейкин А.И. К проектированию корабельных высоконапорных паровых котлов. – Л.: Транспорт, 1957. – 138 с.
3. Судостроение № 12, 1984. – 69 с.
4. Кузнецов Н.В. Тепловой расчёт котельных агрегатов (нормативный расчёт) – М.: Энергия, 1973. – 296 с.
5. Правила классификации и постройки морских судов. – С-Пб.: Российский Морской Регистр Судоходства, 1999. – 980 с.

УДК 621.436.12

Гаврилюк М.Н., Черныш И.И.
ОНМА

ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ФАЗ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВС

Процессы газообмена двигателей сопровождаются сложными термодинамическими и газодинамическими явлениями, в том числе упругими колебаниями газовых масс в цилиндре и связанных с ним трубопроводах. Сложность этих процессов обусловлена вязкостью газов, непрерывным изменением их параметров, изменением проходных сечений выпускных и продувочных органов и объема цилиндра.

Качество газообмена является одним из основных условий для достижения высоких удельной мощности и экономичности двигателя. Газообмен непосредственно влияет на качество и количество рабочего заряда и эффективность системы наддува. Кроме того, качество газообмена оказывает существенное влияние на смесеобразование, теплообмен и тепловую напряженность поршня, головки цилиндра и других деталей цилиндрической группы.

В настоящей работе обсуждается задача выбора наиболее совершенной схемы управления фазами газораспределения судового двигателя внутреннего сгорания.

В обычных двигателях газообмен рассчитывается в основном на режим работы двигателя, близкий к номинальному. Углы открытия-закрытия клапанов выбраны так, чтоб двигатель мог безопасно выдерживать тепловые напряжения в режиме эксплуатации при полной нагрузке. Найденные оптимальные значения, однако, не совпадают с оптимальными значениями на режимах частичных нагрузок. При частичных режимах фазы газообмена требуют изменений в соответствии с изменением мощности или частоты вращения вала двигателя. Для улучшения условий эксплуатации следует предусматривать возможность регулирования во время работы двигателя.

Системы газораспределения с регулируемыми фазами широко распространены в автомобильном двигателестроении. Подбором фаз на выпуске обеспечивают наилучшую очистку цилиндров, а подбором фаз на впуске — оптимальное наполнение на заданном режиме частот вращения коленчатого вала. В результате снижается расход топлива и токсичность отработавших газов.

Изменение фаз позволяет повысить гибкость регулирования, приемистость (степень чувствительности двигателя к изменению регулирующих параметров), экономичность, а также достигается максимально возможная мощность на любом скоростном режиме.

Известна зависимость для расчёта мощности

$$D_{\dot{a}} = 0,133 \frac{D_{\dot{h}}}{\tau} \omega_{\dot{h}\dot{\delta}} f_{\dot{h}\dot{\delta}} \frac{\dot{a} - 1}{\dot{a} - \delta},$$

где $f_{\text{ср}}$ — средняя площадь сечения клапанов; δ — коэффициент очистки цилиндров; τ — тактность.

Если в этой зависимости выделить постоянные для конкретного двигателя параметры, то получим

$$D_{\dot{a}} = k P_{\text{с}} \omega_{\dot{h}\dot{\delta}} f_{\dot{h}\dot{\delta}},$$

т. е. путем изменения $f_{\text{ср}}$ можно изменить мощность.

Способ регулирования фаз позволяет уменьшить расход топлива на 5-10 %, выбросы NO_x снижаются на 37,5 %, CH — на 27,5 % [1].

На практике применяют различные способы регулирования фаз. На автомобильных двигателях фирм «Toyota», «Nissan» (Япония), «Alfa Lancia Industriate» (Италия), «Daimler-Benz» (Германия) применяются два распределительных вала — один впускной и один выпускной — с неизменяемыми профилями кулачков при их взаимном угловом смещении. В этом случае при неизменном время-сечении изменяются углы предварения открытия и запаздывания закрытия клапанов, а также угол перекрытия впускных и выпускных клапанов (рис. 1,а).

Фирмой Audi для изменения фаз впускных клапанов предусмотрен исполнительный элемент с гидроприводом [2]. Он нажимает на приводную цепь впускного и выпускного распредвалов, натягивая ее. Это вызывает поворот впускного распредвала по отношению к выпускному валу. Три впускных клапана на цилиндр открываются на 22° раньше угла поворота коленчатого вала. Естественно, одновременно в этом положении увеличивается и перекрытие клапанов. Управление исполнительным элементом осуществляется с помощью электроники. В двигателях V6, согласно данным изготовителя, выбросы оксидов азота снижаются на 40 %, отмечает журнал Autotechnik.

Фирма Toyota разработала свою систему газораспределения с переменными фазами VVT-i (Variable Valve Timing-intelligent) [2]. В зависимости от условий работы двигателя, распределительный вал впускных клапанов в соответствии с давлением масла в системе может поворачиваться в направлении выпускного распредвала, что вызывает сдвиг фаз газораспределения в пределах 60° . Оптимальные значения рассчитываются электронной системой, это позволяет на 6 % снизить расход топлива и на 10 % увеличить значение крутящего момента на режимах малых и средних частот вращения. Снижение температуры сгорания позволяет снизить на 40 % выбросы NO_x и на 10 % — CH .

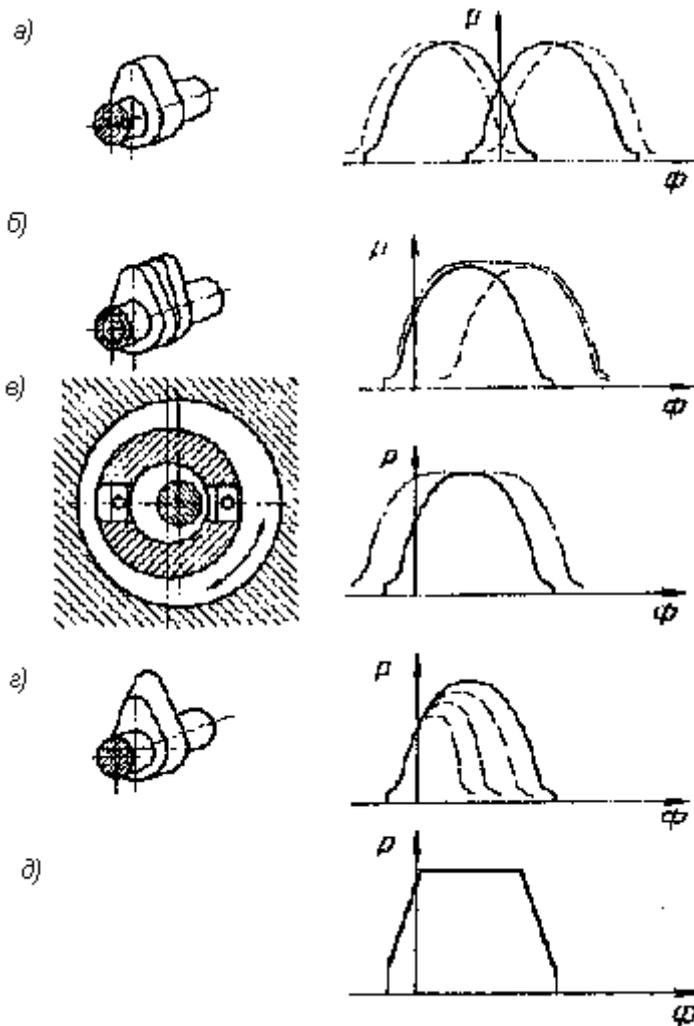


Рис. 1. Способы изменения фаз газораспределения.

Предложены конструкции распределительных валов с наличием двух кулачков, воздействующих на один и тот же клапан [1]. В диапазоне низких частот вращения коленчатого вала они работают как один. С повышением частоты вращения коленчатого вала кулачки меняют угол взаимного расположения, раздвигаясь друг относительно друга. При этом подъем клапана происходит под воздействием одного кулачка, а опускание — под воздействием другого (рис. 1,б). Для этого спо-

соба характерна сложность конструкции распределительного вала и, как следствие, снижение надежности.

За счет изменения скорости набегания и сбегания можно увеличивать и уменьшать угол открытия клапана. На практике этот способ применен фирмой «Associated Engineering Developments» (Англия). К недостаткам следует отнести сложность и громоздкость конструкции (рис. 1,в).

Фирмой «Fiat» (Италия) реализован способ регулирования фаз с помощью пространственного кулачка, имеющего возможность осевого перемещения. При этом изменяются угол подъема и угол открытия клапана (рис. 1,г).

В случае применения соленоидного привода каждого клапана можно отказаться от распределительных валов. В этом случае работой клапана управляет программа, и можно реализовать закон подъема клапана в виде трапеции, получив ощутимый выигрыш по время-сечению по сравнению с предыдущими приводами клапанов (рис. 1,д). В а. с. 1267025, СССР авторы предлагают электрогидравлический привод клапанов, позволяющий реализовать этот способ применительно к дизелю с турбонаддувом.

Запатентовано устройство (патент № 5327856 США) с электроприводом клапанов, в котором каждый клапан приводится с помощью индивидуального электродвигателя и винтового механизма [3]. Толкатель механизма, соосный с валом электродвигателя, совершает возвратно-поступательное движение в спиральных направляющих неподвижной части привода. Привод позволяет изменять высоту подъема, скорость, останавливать клапан в нужном положении.

Могилевский машиностроительный институт предложил конструкцию электромагнитного клапана с устройством управления (пат. № 2045662 Россия) [3]. Каждый клапан перемещается под действием электромагнита независимо от других клапанов. Ударные нагрузки при посадке клапана уменьшаются под действием магнитного поля демпфирующего устройства.

Авторы работы [4] рассматривают устройство, в основу которого положен пространственный дифференциальный механизм (рис. 2,а). Достоинством такого механизма является возможность изменения фаз в широких пределах. В а. с. 1068607, СССР предложено применить дополнительный клапан в виде цилиндрической заглушки, с помощью которого можно управлять расходом через клапанную щель (рис. 2,б).

В а. с. 1384810, СССР (рис. 2,в) предложен рычажный привод клапана с гидроопорой, позволяющий изменять высоту подъема клапана и продолжительность фазы.

Как уже отмечалось выше, газообмен непосредственно влияет на эффективность системы наддува. Для обеспечения надежной работы средне-

оборотных дизелей на частичных нагрузках необходимо повышать давление наддува и увеличивать расход воздуха через компрессор при данном уровне давления для предотвращения помпажа турбоагнетателя.

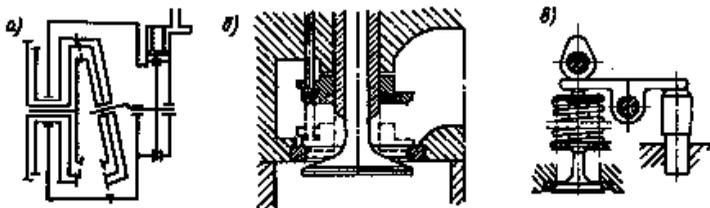


Рис. 2. Примеры механизмов регулирования фаз.

Фирмой "Wärtsilä" проведены сравнительные исследования различных способов решения данных задач [5]. В числе основных способов подробно исследовалось использование процесса Миллера, при котором происходит охлаждение наддувочного воздуха за счет расширения в цилиндре при раннем закрытии впускных клапанов до прихода поршня в НМТ, причем угол закрытия либо оставался неизменным, либо регулировался, в зависимости от нагрузки двигателя.

Цикл Миллера в настоящее время используется в двигателе Mazda-Miller [6]. Однако конструкторы фирмы вместо раннего закрытия впускного клапана применяют более позднее закрытие. Из-за того, что впускной клапан закрывается с запаздыванием (примерно 70° угла поворота коленчатого вала после НМТ), такт сжатия сокращается приблизительно на одну треть своего хода. Вследствие того, что поршень при этом движется вверх, часть свежего заряда выдавливается обратно во впускной трубопровод. Эта потеря заряда — как и у Миллера — компенсируется компрессором.

Основным преимуществом такого типа газораспределения является то, что степень сжатия меньше, чем степень расширения. Это означает, что в такте сжатия используется только часть конструктивно предусмотренного хода поршня, в то время как энергия расширения в рабочем такте эффективна на всей длине хода. В результате повышается термический КПД, увеличивается крутящий момент, снижается температура газов перед воспламенением смеси, и следовательно, уменьшается склонность к детонации, и наконец, снижается доля NO_x в отработавших газах.

Как отмечается журналом *Krafthand*, благодаря этому в диапазоне частичных нагрузок двигатель может работать примерно на 10-15 % экономичнее обычного двигателя равной мощности.

Системы газораспределения с регулируемым фазами распространяются и в судовых дизелях. На двигателе B&W 7L32/40, мощностью

2900 кВт, 720 об/мин, установлено два распредвала: один управляет топливopодачей, другой – открытием-закрытием впускных и выпускных клапанов [7]. Регулирование впрыскивания топлива и фаз газораспределения производится гидравлическим перемещением распредвала (рис. 3, 4).

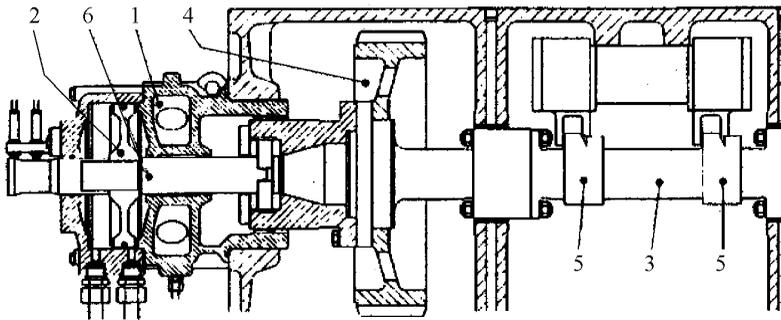


Рис. 3. Устройство регулировки углов открытия-закрытия клапанов: 1 — аккумулятор масла; 2 — гидравлический поршень; 3 — распредвал; 4 — привод; 5 — кулачок; 6 — подшипник.

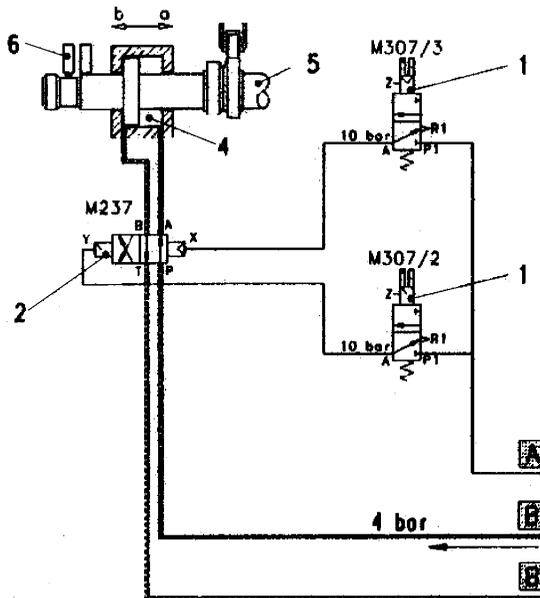


Рис. 4. Устройство регулировки углов открытия-закрытия клапанов (схематически): 1 — управляющий клапан; 2 — переключающий клапан; 3 — аккумулятор масла; 4 — гидравлический поршень; 5 — распредвал; 6 — конечный выключатель; А — сжатый воздух; В — масло из системы смазки; а — полная нагрузка; б — частичная нагрузка.

Период перекрытия клапанов, т.е. период, при котором впускные и выпускные клапана открыты одновременно относительно длинный при работе в полной нагрузке. Система регулировки фаз газораспределения предлагает возможность уменьшения периода перекрытия клапанов в режиме частичных нагрузок, таким образом:

- предотвращая обратный поток газов;
- оптимизируя продувку и, следовательно;
- способствуя чистому сгоранию с низким загрязнением окружающей среды.

Для достижения этого на распредвале устанавливается два кулачка для одного типа клапанов каждого цилиндра рядом друг с другом (двойные кулачки). Зацепление этих кулачков производится перемещением распредвала в соответствующее конечное положение во время работы двигателя.

Перемещение гидравлического поршня осуществляется при помощи управляющих клапанов (1). Как только поступает воздух, переключающий клапан (2) приводится в действие и переключается. Тем временем масло из системы смазки поступает с другой стороны гидравлического поршня и распредвал перемещается. Как только достигается крайнее положение, срабатывает соответствующий конечный выключатель.

Устройство регулирования управляется программой, согласованной с эксплуатационными режимами и целями. Возможность регулировки по значениям текущих параметров не предусмотрена.

Теоретические исследования внутреннего охлаждения заряда цилиндра двигателя Д70 по системе Миллера, проведенные на кафедре СЭУ Одесской национальной морской академии, показывают, что благодаря повышению давления наддува до $p_s=3,2...3,4$ ата и обеспечению закрытия впускных клапанов $13-15^\circ$ до НМТ, температура заряда в начале сжатия на номинальном режиме может быть понижена примерно на 25 К по сравнению с температурой заряда двигателя Д70 при давлении наддува 2,45 ата, при нормальных фазах газораспределения и при одинаковых температурах наддувочного воздуха перед цилиндром. А следовательно, понизится и тепловая нагрузка двигателя.

На режимах, близких к номинальным, с уменьшением числа оборотов целесообразно увеличивать продолжительность наполнения таким образом, чтобы сохранить неизменным коэффициент избытка воздуха. На режимах малых нагрузок целесообразно обеспечить оптимальную продолжительность наполнения, которая обеспечивает поступление в цилиндр наибольшего количества воздуха. В результате повышения коэффициента избытка воздуха на режимах малых нагрузок при осуществлении внутреннего охлаждения заряда с изменением

фазы наполнения ожидается понижение удельного расхода топлива от 4 до 9 г/элс-ч.

На рис. 5 и рис. 6 приведены графики изменения относительной величины давления заряда в конце наполнения (начале сжатия) P_a/P_s в зависимости от момента закрытия впускных клапанов и частоты вращения вала двигателя. На рис. 7 приведены графики изменения охлаждающего эффекта внутреннего охлаждения ΔT_a в зависимости от момента закрытия впускных клапанов.

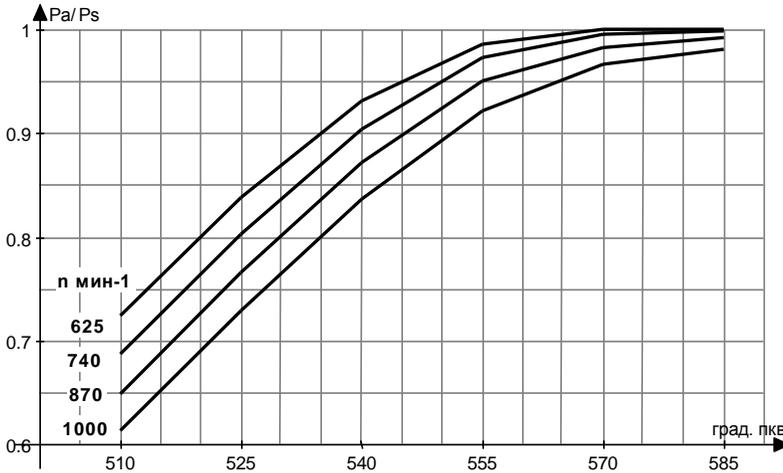


Рис. 5. Зависимость давления заряда в конце наполнения (начале сжатия) P_a/P_s от момента закрытия впускных клапанов φ °пкв

Из графиков видно, что при уменьшении продолжительности наполнения цилиндра (т.е. при более раннем закрытии впускных клапанов) относительная величина давления P_a/P_s уменьшается и охлаждающий эффект внутреннего охлаждения увеличивается. Степень влияния изменения продолжительности наполнения на охлаждающий эффект незначительна при углах закрытия впускных клапанов близких к обычным, оптимальным для стандартного двигателя, и возрастает при более ранних моментах закрытия впускных клапанов. Например, при частоте вращения $n=1000$ мин⁻¹ с изменением момента закрытия впускных клапанов от 570 до 525 °пкв охлаждающий эффект внутреннего охлаждения составляет 24...26 К. При понижении частоты вращения и сохранении неизменной продолжительности наполнения охлаждающий эффект уменьшается.

При наиболее вероятных значениях охлаждающего эффекта внутреннего охлаждения $\Delta T_{ад}=25...30$ К изменение температуры наддувочного воздуха на каждые 10 К приводит к соответствующему изменению

охлаждающего эффекта на $0,6...0,7$ К, что составляет примерно $0,2\%$ от абсолютных значений температур заряда в начале сжатия.

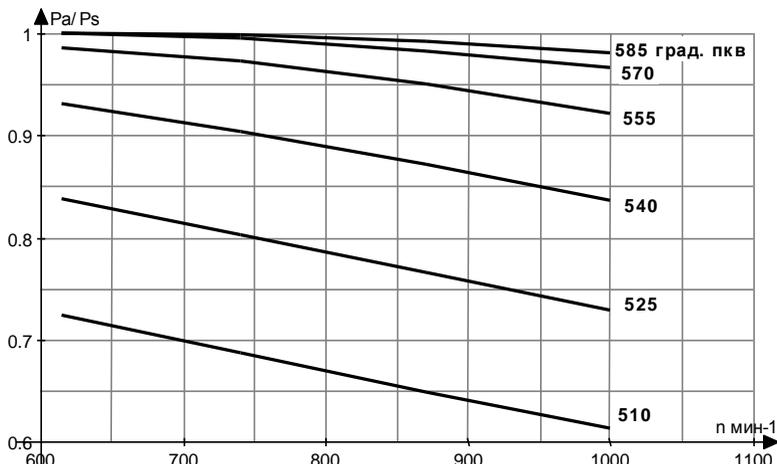


Рис. 6. Зависимость давления в конце наполнения (начале сжатия) P_a/P_s от числа оборотов двигателя n

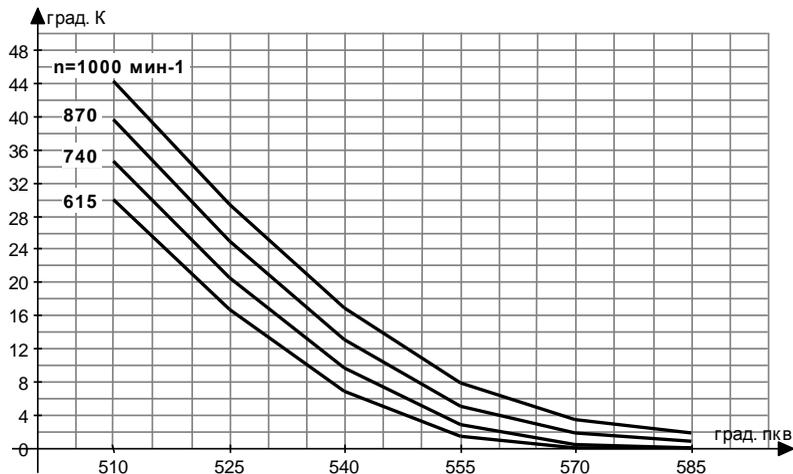


Рис. 7. Зависимость охлаждающего эффекта внутреннего охлаждения $\Delta T_{ал}$ от момента закрытия впускных клапанов ϕ град. пкв

Необходимость регулирования фаз газораспределения судовых четырехтактных дизелей очевидна. Оптимальные фазы для дизеля, используемого в качестве главной силовой установки, необходимо рассчитывать для режимов полной нагрузки при движении судна в грузу и

для режимов частичной нагрузки при движении в балласте. Для этого можно использовать системы регулирования фаз посредством перемещения распределительного вала с набором кулачков.

Для дизелей, работающих на винт регулируемого шага или применяемых в дизель-генераторных установках, необходимо предусмотреть возможность плавной регулировки фаз газораспределения на различных режимах эксплуатации. Решение этой задачи предполагает дальнейшее исследование, разработку изменений в конструкции и способе управления фазами газораспределения. Возможность применения электрического, электромагнитного или электрогидравлического привода клапанов с электронным управлением позволит отказаться от распределительного вала, увеличить время-сечение, оптимизировать работу двигателя на всех режимах, повысить экономичность и понизить токсичность отработавших газов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Двигателестроение. – М.: Машиностроение. – 1991. – № 12.
2. Автомобильная промышленность США. – 1996. – № 1. – С. 9-11.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Реферативный журнал. ВИНТИ, Москва.
4. Бородастов Н. И., Сурбин В. П. Разработка и анализ механизма для изменения фаз газораспределения. – Ставрополь: Ставропольск. политехнич. ин-т, 1987.
5. Семенов Б.Н., Завлин М.Я. Совершенствование рабочих процессов форсированных дизелей: Обзор. // Двигатели внутреннего сгорания. – Сер. 4. – Вып.7. – М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1989. – 32 с.
6. Автомобильная промышленность США. – 1996. – № 10-11. – С. 16-18.
7. Техническая документация контейнеровоза «APL Belgium», Samsung Heavy Industries, 2001.

УДК 621.431.74

Аболешкин С.Е.
ОНМА

ОЦЕНКА МОЩНОСТИ ГЛАВНОГО СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ ПО ПАРАМЕТРАМ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Основной задачей судовой энергетической установки (СЭУ) является обеспечение безопасного и своевременного выполнения судном транспортной операции с минимальными эксплуатационными затратами. Главный судовой двигатель (ГД) является основным элементом СЭУ, на него приходится основная доля расходов, от его технического состояния во многом зависит эффективность работы СЭУ и судна в целом.

В настоящей работе рассматривается методика определения мощности судовых двигателей внутреннего сгорания, находящихся в эксплуатации.

В процессе технической эксплуатации ГД важнейшей задачей является предотвращение его перегрузок. Поэтому назначение режима работы ГД должно осуществляться с учётом действующих ограничительных характеристик, состояния корпуса судна и гребного винта, внешних условий плавания, технического состояния самого ГД.

Для назначения режима работы ГД необходимо, прежде всего, определить его текущее положение в поле эксплуатационных нагрузок, то есть найти значения частоты вращения коленчатого вала и мощности.

Значение частоты вращения коленчатого вала может быть получено в условиях эксплуатации с необходимой степенью точности для любого типа дизеля.

Определение величины индикаторной или эффективной мощности дизеля вызывает некоторые трудности, особенно для средне- и высокооборотных дизелей.

Оперативная оценка мощности дизеля может быть проведена косвенно, по показателям рабочего процесса либо с использованием специальных диагностических систем. Однако высокая стоимость таких систем не позволяет устанавливать их на судах малого и среднего тоннажа, где большинству случаев устанавливаются среднеоборотные дизели, что делает невозможным использование механических средств определения мощности. Это, в свою очередь, делает невозможной оценку допустимых режимов его работы, что может привести к тепловым и механическим перегрузкам и выходу из строя всего дизеля.

Эмпирические таблицы и номограммы для определения мощности существуют не для каждого типа дизелей, носят приближённый харак-

тер, часто не охватывают допустимого поля режимов работы ГД. Однако требования, предъявляемые к СЭУ и ГД, не зависят от тоннажа судна и типа ГД, наличия средств диагностики, поэтому разработка эффективной методика оценки мощности ГД в эксплуатации является актуальной задачей.

Индикаторная мощность дизеля может быть представлена выражением

$$N_i = \frac{i V_s z Q_i \eta_i}{60 G_0 \alpha} \rho_s \eta_f n, \quad (1)$$

где i — число цилиндров; V_s — рабочий объём цилиндра, м^3 ; z — коэффициент тактности; Q_i — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг ; G_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива, кг/кг ; η_i — индикаторный КПД; α — коэффициент избытка воздуха; $\rho_s = P_s / (R_s T_s)$ — плотность наддувочного воздуха перед цилиндром кг/м^3 ; $R_s T_s$ — давление и температура воздуха перед цилиндром, кПа , К ; R_s — газовая постоянная воздуха, $\text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$; η_f — коэффициент наполнения; n — частота вращения, об/мин .

Рассмотрим относительные показатели работы дизеля по отношению к базовым значениям, в качестве которых можно принять показатели его работы на любом установившемся режиме. Обычно за базовые принимают паспортные показатели работы двигателя на номинальном режиме.

Положим $R_s = R_{s0}$ и $G_s = G_0$, тогда относительную индикаторную мощность согласно (1) можно записать в виде

$$\frac{N_i}{N_{i0}} = \frac{Q_i}{Q_{i0}} \frac{\rho_s}{\rho_{s0}} \frac{T_{s0}}{T_s} \frac{\eta_i}{\eta_{i0}} \frac{n}{n_0} \frac{\bar{\eta}_i}{\bar{\alpha}}, \quad (2)$$

где $\bar{\eta}_i = \frac{\eta_i}{\eta_{i0}}$, $\bar{\alpha} = \frac{\alpha_i}{\alpha_{i0}}$ — относительные индикаторный КПД и коэффициент избытка воздуха.

Относительный коэффициент избытка воздуха

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha_i}{\alpha_{i0}} = \frac{\rho_s}{\rho_{s0}} \frac{T_{s0}}{T_s} \frac{\eta_i}{\eta_{i0}} \frac{n}{n_0} \frac{B_{\pm 0}}{B_{\pm}}, \quad (3)$$

где B_{\pm} — часовой расход топлива, кг/ч .

Отношение $\bar{\eta}_i / \bar{\alpha}$ может быть выражено формулой вида [1]

$$\frac{\bar{\eta}_i}{\bar{\alpha}} = e^{k(1-\bar{\alpha})}, \quad (4)$$

Тогда выражение (2) с учётом (3) и (4) может быть представлено в виде

$$\frac{N_i}{N_{i0}} = \frac{Q_i}{Q_{i0}} \frac{B_{z0}}{B_z} \bar{\alpha} e^{k(1-\bar{\alpha})},$$

или

$$\frac{N_i}{N_{i0}} = \frac{Q_i}{Q_{i0}} \frac{p_s}{p_{s0}} \frac{T_{s0}}{T_s} \frac{n}{n_0} e^{k(1-\bar{\alpha})}, \quad (5)$$

Индикаторная мощность дизеля на любом эксплуатационном режиме может быть определена по формуле

$$N_i = a_1 W_T n \frac{p_s}{T_s} e^{k \left(1 - a_2 \frac{p_s}{T_s} \frac{n}{B_z} \right)}, \quad (6)$$

где $a_1 = \frac{T_{s0}}{p_{s0}} \frac{N_{i0}}{n_0}$, $a_2 = \frac{T_{s0}}{p_{s0}} \frac{B_{z0}}{n_0}$ — коэффициенты; $W_T = \frac{Q_i}{Q_{i0}}$ — поправочный множитель.

Формула (6) может быть переписана в виде

$$N_i = a_3 W_T B_z x e^{-x}, \quad (7)$$

где $a_3 = \frac{N_{i0} e^k}{B_z k}$; $x = a_4 \frac{p_s}{T_s} \frac{n}{B_z}$; $a_4 = k \frac{T_{s0}}{p_s} \frac{B_{z0}}{n_0}$.

В упрощенном виде с учётом (4) последнее выражение можно записать

$$N_i = a_3 W_T B_z x a + bx,$$

где a, b — коэффициенты.

Апробация предложенной методики определения мощности дизеля была проведена на двух главных судовых дизелях фирм SGP и MWM. Двигатели находились в исправном техническом состоянии, на судах имелись номограммы определения мощности.

По результатам испытаний отклонение проверочных расчётов мощности не превышало 2 %, что даёт возможность рекомендовать предлагаемую методику для определения мощности главных судовых среднеоборотных дизелей в эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Суворов П.С. Управление режимами работы главных судовых дизелей. – Одесса: ЛАТСТАР, 2000. – 238 с.

УДК 629.5.035.5В.001.76: 629.544

Радченко А.П., Будашко В.В.
ОНМА

ВЕКТОРНЕ УПРАВЛІННЯ ДОПОМІЖНИМ ГРЕБНИМ АСИНХРОННИМ ЕЛЕКТРОДВИГУНОМ КОНТЕЙНЕРОВОЗІВ ТИПУ ULCV

Постановка проблеми та аналіз останніх досліджень і публікацій. У роботі [4] наведено, що контейнерне судноплавство розвивається по шляху будівництва суден типу Ultra Large Container Vessels (ULCV), на яких застосовуються допоміжні гребні енергетичні установки (ДГЕУ) (рис. 1).

Результати досліджень [1, 2] показують, що головний малооборотний дизель (МОД) сумісно з асинхронним двигуном повинні забезпечити ефективні зміни частоти обертання гвинта фіксованого кроку (ГФК) від нульових значень до номінальних. Однак відсутність даних про особливості управління ДГЕУ не дозволяє ефективно та надійно управляти частотою обертання ГФК для різних експлуатаційних умов.

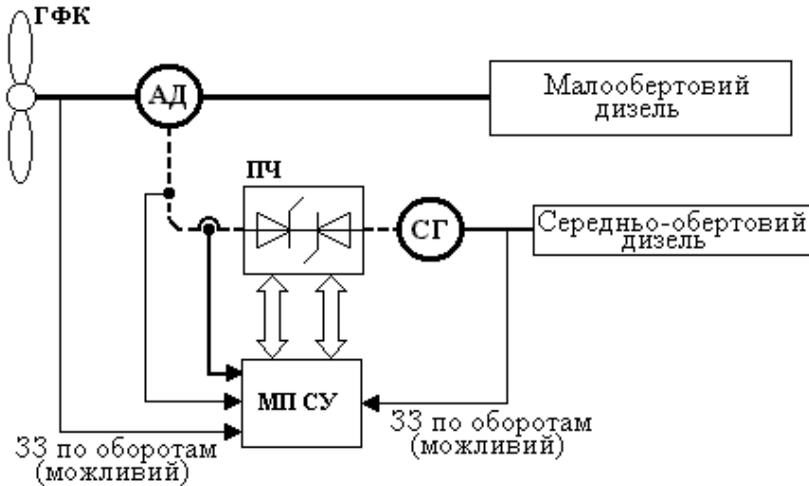


Рис.1. Пропульсивна установка з одним малооборотним дизелем (МОД) і середньо-оборотним дизель-електричним приводом: ГФК – гвинт фіксованого кроку; АД – асинхронний електродвигун; СГ – синхронний генератор; ПЧ – перетворювач частоти; МПСУ – мікропроцесорна система управління; 33 – зворотний зв'язок.

Невирішеними проблемами при застосуванні подібних ДГЕУ є оцінка ефективності установки та синтез систем управління, які дозволяють максимального використовувати АД по напрузі та регулювати обороти або момент за принципом відношення напруги до частоти у потрібних межах.

Метою роботи є спроба поліпшити регульовальні властивості асинхронної машини при розташуванні її на карданному валі головного МОД за допомогою застосування функцій управління, які реалізуються на основі алгоритмів векторного управління. У зоні зміни електричної напруги від нуля до номінального регулювання здійснюється при постійному моменті, а після досягнення номінальної напруги - при постійній потужності. Точні параметри асинхронної машини визначаються на основі рівнянь алгоритму векторного управління.

Вхідними параметрами для системи є частота обертання ротора двигуна (ω_Ψ) і момент (M_d), інші параметри машини, такі як струми і напруги статора, потокозчеплення ротора, розраховуються по рівняннях векторного управління. Орієнтування потоку полягає в приведенні системи рівнянь трифазного АД до ортогональної системи координат 1, 2 обертової зі швидкістю вектора магнітного потоку ротора, у котрій перемінні представляються як постійні величини постійного струму. Фазу й амплітуду струму статора регулюють так, щоб складова струму I_{1s} , яка визначає потік, залишалася постійною, а регулювання моменту здійснювалося тільки зміною складової струму I_{2s} , яка створює момент двигуна.

Рівняння статорного і роторного ланцюгів АД, приведені до системи координат, яка обертається зі швидкістю ω_k , мають вигляд

$$\begin{aligned} U_{1s} &= \frac{d\Psi_{1s}}{dt} - \Psi_{2s}\omega_k + R_s I_{1s}; \\ U_{2s} &= \frac{d\Psi_{2s}}{dt} - \Psi_{1s}\omega_k + R_s I_{2s}; \\ 0 &= \frac{d\Psi_{1r}}{dt} - (\omega_k - p\omega)\Psi_{2r} + R_r I_{1r}; \\ 0 &= \frac{d\Psi_{2r}}{dt} + (\omega_k - p\omega)\Psi_{1r} + R_r I_{2r}. \end{aligned}$$

Рівняння моменту асинхронного двигуна

$$M_d = \frac{mpK_r}{2} |\Psi_r \times I_s|,$$

де m — число фаз; p — число пар полюсів; $K_r = \frac{L_m}{L_r}$ — коефіцієнт магнітного зв'язку ротора зі статором; U_{1s} , U_{2s} — складові напруги статора; Ψ_{1s} , Ψ_{2s} , Ψ_{1r} , Ψ_{2r} — складові потокозчеплення статора і ротора; I_{1s} , I_{2s} , I_{1r} , I_{2r} — складових струмів статора і ротора; R_s , R_r , — активні опори статора і ротора.

Якщо швидкість обертання координат збігається зі швидкістю вектора потоку ротора $\omega_k = \omega_\Psi$, то вектор Ψ_{1r} на осі 1 буде поданий своїм модулем Ψ_{rm} , а його проекція на вісь 2 дорівнює нулю і рівняння приймуть такий вигляд:

$$U_{1s} = \frac{d\Psi_{1s}}{dt} - \Psi_{2s}\omega_\Psi + R_s I_{1s};$$

$$U_{2s} = \frac{d\Psi_{2s}}{dt} - \Psi_{1s}\omega_\Psi + R_s I_{2s};$$

$$0 = \frac{d\Psi_{rm}}{dt} + R_r I_{1r};$$

$$0 = (\omega_\Psi - p\omega)\Psi_{rm} + R_r I_{2r};$$

$$M_d = \frac{mpK_r}{2} \Psi_{rm} I_{2s}.$$

Використовуємо рівняння магнітного зв'язку обмоток статора і ротора

$$\Psi_r = I_r L_r + I_s L_m;$$

$$\Psi_s = I_s L_s + I_r L_m,$$

де Ψ_s, Ψ_r — потокозчеплення статора і ротора, I_s, I_r — струми статора і ротора, L_s, L_r, L_m — індуктивності статора, ротора і взаємодукції.

Із записаних рівнянь випливає

$$I_r = \frac{1}{L_r} \Psi_r - I_s \frac{L_m}{L_r}; \quad (1)$$

$$\Psi_s = I_s L_s + \frac{L_m}{L_r} \Psi_r - I_s \frac{L_m^2}{L_r};$$

$$\Psi_s = I_s L'_s + K_r \Psi_r. \quad (2)$$

З урахуванням формул (1), (2) рівняння статорного і роторного ланцюгів АД приймуть вигляд

$$U_{1s} = \frac{dI_{1s}}{dt} L'_s + K_r \frac{d\Psi_{1r}}{dt} - I_{2s} L'_s \omega_\Psi + R_s I_{1s}; \quad (3)$$

$$U_{2s} = \frac{dI_{2s}}{dt} L'_s + I_{1s} L'_s \omega_\Psi + K_r \Psi_{1r} \omega_\Psi + R_s I_{2s}; \quad (4)$$

$$0 = \frac{d\Psi_{rm}}{dt} + \frac{R_r}{L_r} \Psi_{rm} - I_{1s} \frac{L_m R_r}{L_r}, \quad (5)$$

$$0 = \beta \Psi_{rm} - \frac{R_r L_m}{L_r} I_{2s}, \text{ де: } \beta = (\omega_\psi - p\omega), \quad (6)$$

$$M_d = \frac{mpK_r}{2} \Psi_{rm} I_{2s}.$$

Система управління повинна стабілізувати магнітний потік ротора Ψ_{rm} ($\Psi_{rm} = \text{const}$) і, отже, струм I_{1s} . Рівняння (3) – (6) при цьому спрощуються та маємо:

$$U_{1s} = I_{2s} L'_s \omega_\psi + R_s I_{1s}, \quad (7)$$

$$U_{2s} = \frac{dI_{2s}}{dt} L'_s + I_{1s} L'_s \omega_\psi + K_r \Psi_{1r} \omega_\psi + R_s I_{2s}, \quad (8)$$

$$0 = \frac{R_r}{L_r} \Psi_{rm} - I_{1s} \frac{L_m R_r}{L_r}, \quad (9)$$

$$0 = \beta \Psi_{rm} - \frac{R_r L_m}{L_r} I_{2s}. \quad (10)$$

З рівняння (9) випливає закон формування струму I_{1s} .

$$I_{1s} = \Psi_{rm} \frac{1}{L_m}. \quad (11)$$

З рівняння (6) випливає закон формування струму I_{2s} .

$$I_{2s} = \frac{M_d}{\Psi_{rm} mpK_r} \cdot \quad (12)$$

З рівняння (10) визначається величина абсолютного ковзання

$$\beta = \frac{R_r L_m}{L_r} \frac{I_{2s}}{\Psi_{rm}}. \quad (13)$$

На основі визначення необхідна швидкість обертання магнітного поля ротора

$$\omega_\psi = p\omega + \beta. \quad (14)$$

Швидкість обертання вектора напруги статора визначається з наступного співвідношення

$$\omega_s = \omega_\psi + \frac{d\theta}{dt} \text{ чи } \omega_s = \omega_\psi + \frac{1}{1 + \alpha^2}, \text{ де } \alpha = \frac{U_{2s}}{U_{1s}}.$$

Результати досліджень системи управління на комп'ютерній моделі показали малий вплив другого доданка на перехідні процеси, тому приймаємо

$$\omega_s = \omega_\psi.$$

Рівняння (11) – (14) використовуємо для будови мікропроцесорної системи управління електроприводом з орієнтуванням магнітного потоку ротора АД (рис. 2).

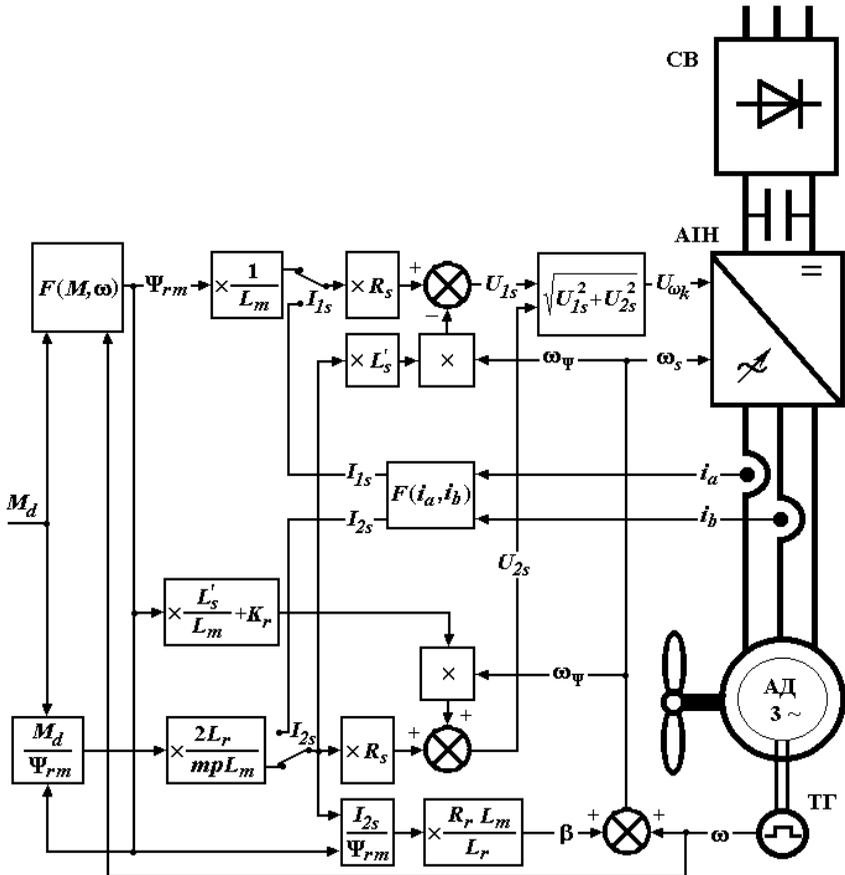


Рис.2. Структурна схема векторного управління частотним електроприводом ДГЕУ: СВ — енергетичний випрямляч; АІН — автономний інвертор напруги; АД — асинхронний електродвигун; ТГ — тахогенератор.

У разі потреби регулювання напруги (наприклад: при підключенні частотного перетворювача до вже обертового з визначеною швидкістю АД) система управління потребує формування ортогональних складових вектора напруги по оберненій моделі двигуна, що обчислюються з використанням формул (7), (8) і з урахуванням (11):

$$U_{1s} = R_s I_{1s} - I_{2s} L'_s \omega_\psi, \quad (15)$$

$$U_{2s} = R_s I_{2s} + \omega_s \Psi_{rm} \left(\frac{L'_s}{L_m} + K_r \right). \quad (16)$$

Прийнятий принцип векторного управління було частково досліджено на моделі в лабораторних умовах. Ефективність МП СУ може бути значно підвищена за рахунок гнучкості системи. Тому що основне ядро системи управління є цілком цифровим, то є можливість зміни алгоритмів її функціонування, а за рахунок використання логіки, що програмується, можливе суттєве коригування устрою без перетворення його топології. Можливо також збільшення обсягу контрольованих параметрів і розширення функцій управління.

Таким чином, результати досліджень показали, що векторне управління АД відповідає вимогам до сучасних енергетичних установок контейнеровозів типу ULCVs.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Радченко А.П., Будашко В.В. Комп'ютерне управління допоміжною гребною енергетичною установкою на контейнеровозах типу ULCVs // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2001. – № 6. – Одеса: ОГМА. – С. 98 – 101.
2. Радченко А.П., Будашко В.В. Комбінована енергетична установка сучасного контейнеровоза // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2001. – № 6. – Одесса: ОГМА. – С. 90 – 96.
3. Болнокин В.Е., Чинаев П.И. Анализ и синтез систем автоматического управления на ЭВМ. – М.: Радио и связь, 1986. – 248 с.
4. Varend Thijssen. The propulsion of ultra large container vessels // Marine news. Wärtsilä, 2000. – № 2. – P. 20 – 23.

УДК 681.586.5

Сандлер А.К.
ОНМА

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ АМПЛИТУДНЫХ ВОЛОКОННО-ОПТИЧЕСКИХ ДАТЧИКОВ

Системы диагностирования судовых технических средств являются специфическими системами контроля и управления. Специфика заключается в реализации управляющего воздействия на объекты контроля на основе достоверной информации об их функционировании. Анализ современных тенденций развития судовой энергетики указывает на смену приоритетов в использовании средств технической диагностики, а именно на широкое внедрение высокоточной измерительной техники на основе волоконной оптики [1].

Прорыв в область диагностирования сложных энергетических объектов был обусловлен, прежде всего, метрологическими характеристиками и помехозащищенностью волоконно-оптической техники. В то же время, переход к полностью оптическим информационно-измерительным системам сдерживается рядом факторов. Наиболее весомым из них является уровень погрешностей измерений свойственный волоконно-оптическим датчикам.

Нами проведен ряд исследований, направленных на создание волоконно-оптических датчиков, обладающих высокими метрологическими и эксплуатационными характеристиками. Исследования проводились по ряду направлений. Вопросы теоретической возможности создания таких датчиков составили приоритетный вектор работ.

Модуляция сигнала в датчиках с амплитудной модуляцией происходит за счет изменений, вносимых в процесс возбуждения поля принимающего волновода однородным или гауссовым пучком излучающего волновода [2].

Для изменения информационного сигнала используются, в основном, три схемы взаимодействия полей (рис. 1). Детальный анализ этого процесса показывает, что схема *a* в плане согласования полей излучающего и принимающего оптического волокна (ОВ), обладает большими резервами для создания датчиков с практически линейной функцией преобразования, тогда как для схем *б* и *в* характерна неустраняемая методическая погрешность, возникающая в датчиках реализуемых на их основе.

Традиционно ОВ с различными диаметрами и профилями показателя преломления согласовываются друг с другом с помощью переходов от одного сечения волновода к другому. В волноводном переходе изме-

нение диаметра ОВ приводит к связи волноводных мод друг с другом и с модами излучения. В одномодовых ОВ возникает связь основной моды с модами излучения, и она теряет часть своей мощности на излучение из ОВ. В многомодовых ОВ дополнительно возникает обмен мощностью между модами в процессе их преобразования на волноводном переходе. Мощность основной моды при этом теряется на возбуждение паразитных мод и на излучение в прилегающую среду.

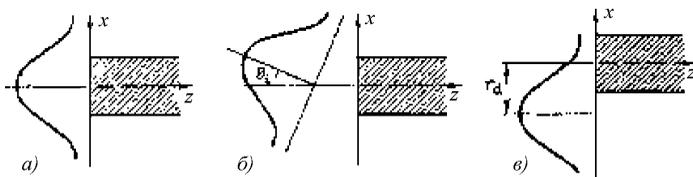


Рис. 1. Схемы взаимодействия полей

Волноводный переход от ОВ с меньшим диаметром к другому с большим диаметром преобразовывает каждую волноводную моду ОВ в соответствующую моду последнего, если такой переход достаточно протяженный и плавный, а постоянные распространения волн на переходе меняются медленно. В этом случае преобразования мод практически не происходит, и мощность заданной моды ОВ с меньшим диаметром будет полностью преобразовываться в соответствующую моду ОВ с большим диаметром. Если оптическая мощность вводится из большего в меньший волновод, через переход будет передаваться мощность только тех мод, которые может направлять сердцевина меньшего ОВ [4].

Таким образом, на процесс передачи оптической мощности между неидентичными ОВ влияет плавность перехода (фактор градиента поля), обусловленная его длиной (геометрический фактор).

Использование гауссова приближение позволяет получить достаточно точные выражения, описывающие потери мощности при взаимодействии полей одномодовых ОВ и оценить вклад каждого из факторов в процесс модуляции сигнала [3].

Если поле основной моды излучающего ОВ описывается гауссовой функцией с соответствующим размером пятна моды, определяемым конкретной формой профиля показателя преломления т. е.

$$F_0 = \exp\left(\frac{-r^2}{2\rho_s^2}\right), \quad (1)$$

где ρ_s — диаметр пятна моды, r — диаметр ОВ, то каждое рассогласование можно рассматривать как соответствующим образом ориентированный гауссов пучок, падающий на принимающий ОВ.

Если поле и этого ОВ можно аппроксимировать гауссовой функцией, то часть мощности, потерянная при соединении, определяется выражением:

$$P_f = 1 - P_0/P_i, \quad (2)$$

где P_0 — мощность основной моды, P_i — полная мощность пучка излучения.

При подстановке значений, определенных для одномодового круглого ОВ, в выражение (1) последнее модифицируется к виду:

$$P_0/P_i = (2/\ln V) (V - 1)^2/V^2, \quad (3)$$

где V — волноводный параметр.

График этой зависимости приведен на рис. 2.

Характер графической зависимости указывает на наличие практически линейного участка в области одномодового режима, т.е. при $V < 2,405$. В целом этот факт свидетельствует о возможности использования нарушения условий связи полей ОВ, на уровне волноводного параметра, для эффективной модуляции информационного сигнала в датчике.

Полученное подтверждение послужило основанием для поиска наиболее оптимальных механизмов реализации нового вида амплитудной модуляции.

Для оценки различных вариантов использовался волновой аналог метода лучевого анализа нерегулярных ОВ с плавно изменяющимися параметрами.

Установлено, что среди величин, определяющих волноводный параметр, наиболее рационально, использовать управление величиной показателя преломления сердцевины ОВ.

К числу эффектов, вызывающих изменение свойств кварцевых стекол, относится эффект фотоупругости [5]. Наиболее перспективные результаты получены при возникновении эффект фотоупругости после приложения к круглому ОВ крутящего момента и возникновения сдвиговых деформаций [6].

Механизм фотоупругости хорошо изучен и известен. В тоже время, оставалось неясным, к какому виду приводится полт деформированного ОВ и какой метод использовать для оценки изменения поля.

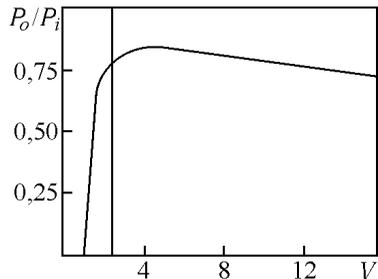


Рис.2. Зависимость эффективности возбуждения поля принимающего ОВ от величины волноводного параметра.

Анализ эволюционных процессов поля ОВ в условиях приложения динамических нагрузок, был проведен в рамках теории скачка.

Возникающее приращение показателя преломления сердцевины ОВ, в данном случае, представляет собой произвольную деформацию границы раздела сред [5]. Деформацию границы можно аппроксимировать последовательностью малых скачков. В пределе при бесконечно большом числе скачков и нулевой высоте каждого скачка последовательностью скачков можно аппроксимировать любую произвольную функцию. Преобразование моды многими скачками является суперпозицией полей, порождаемых каждым индивидуальным скачком.

Исходя из этого допущения, поле e в возмущенной области ($\lambda \ll \Delta r \ll \rho$) можно выразить через поле невозмущенного ОВ \bar{e} , используя граничные условия уравнений Максвелла (рис. 3). Отсюда продольные и азимутальные компоненты невозмущенного и возмущенного полей должны быть непрерывны соответственно при $r = \rho$ и $r = \rho + \delta r$. Поэтому внутри области возмущения можно положить:

$$e_z = \bar{e}_z \rho ; \quad e_\varphi = \bar{e}_\varphi \rho . \quad (4)$$

Радиальная компонента невозмущенного поля должна быть такой, чтобы функция $\bar{n}^2 \bar{e}_r$ была непрерывна при $r = \rho$.

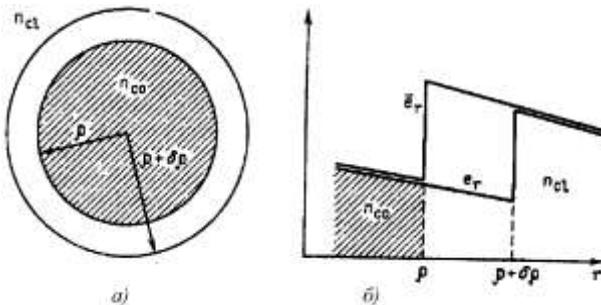


Рис. 3. Сечение ОВ со ступенчатым профилем, увеличение радиуса, сердцевины которого на δr привело к возмущению полей (а); радиальные составляющие невозмущенного \bar{e}_r и возмущенного e_r электрических полей в области возмущения (б)

Из рис. 3 следует:

$$n_{co}^2 \bar{e}_r \rho_- = n_{cl}^2 \bar{e}_r \rho_+ , \quad (5)$$

где индексы (-) и (+) относятся к внутренней и наружной сторонам границы. Поскольку δr мало, то возмущенная компонента e_r непрерывна при $r = \rho$ и удовлетворяет условию:

$$\epsilon_r \rho_- = \bar{\epsilon}_r \rho_- , \quad (6)$$

Подставляя последнее равенство в (5), получаем выражение для радиальной компоненты поля внутри области возмущения

$$\epsilon_r r = \left(\frac{n_{cl}^2}{n_{co}^2} \right)^2 \bar{\epsilon}_r \rho_+ = \epsilon_r r = \left(\frac{n_{cl}^2}{n_{co}^2} \right)^2 \bar{\epsilon}_r r . \quad (7)$$

Выражение (7) указывает на то, что поле e фактически является аналитическим продолжением поля \bar{e} сердцевине в область возмущения.

Данный вывод позволил определить процесс возбуждения поля принимающего волновода после приложения нагрузки, как процесс взаимодействия полей ОВ равного объема.

Последний, технологический аспект исследований был проверен в ходе прочностных испытаний кварцевых оптических волнопроводов (таблица) [7]. Полученные результаты подтвердили возможность осуществления, с прочностных позиций, предлагаемого вида амплитудной модуляции.

Результаты прочностных испытаний кварцевых оптических волнопроводов

Число циклов	Число оборванных кварцевых волокон, %, при испытании на			
	Изгиб (диаметр 20 мм, частота изгибов 10 Гц)	Кручение + 720/100 мм при натяжении 0,25 кН	Удар (масса груза 30 г, высота 100 мм)	
			покрытие из нейлона	покрытие из поликарбоната
100	0	0	0	30
500	0	0	0	50
1000	0	0	0	80
5000	0	0	0	100
10000	0	0	0	-

Суммируя результаты проведенной работы, необходимо отметить следующее – определена теоретическая, методологическая и технологическая основа для создания в ближайшее время промышленного образца волоконно-оптического датчика, пригодного для эксплуатации в составе информационно-измерительных систем СЭУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Технические средства диагностирования. / Под ред. Клюева В.В. – М.: Машиностроение, 1989. – 672 с.
2. Снайдер А., Лав Д. Теория оптических волнопроводов, – М.: Радио и связь, 1987. – 655 с.
3. Адамс М. Ведение в теорию оптических волнопроводов. – М.: Мир, 1984. – 510 с.

4. Гуляев Ю.В., Меш М.Я., Проклов В.В. Модуляционные эффекты в волоконных световодах и их применение. – М.: Радио и связь, 1991. – 150 с.
5. Семенов А.С., Смирнов В.Л., Шмалько А.В. Интегральная оптика для систем передачи и обработки информации. – М.: Радио и связь, 1990. – 224 с.
6. Сандлер А.К., Применение нового метода модуляции в волоконно-оптических датчиках, ОГМА // Судовые энергетические установки, Вып. 5, 2000, 148 с.
7. Семенов А.Б., Волоконная оптика в локальных и корпоративных сетях связи. – М.: Компьютерпресс, 1998. – 303 с.

УДК 621.896

Холчев Е.С., Васильев А.Е.
ОНМА

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ДИФфуЗИИ ВОДЯНЫХ ПАРОВ В ЗАМКНУТОМ КАРТЕРНОМ ПРОСТРАНСТВЕ

В процессе эксплуатации двигателей внутреннего сгорания достаточно часто возникают ситуации, когда в циркуляционное масло двигателя попадает вода. Вода, попадая в узлы трения, нарушает их нормальное функционирование. Кроме этого вода диффундирует в картерное пространство двигателя и стимулирует процесс коррозии внутренних поверхностей корпусных конструкций [1-3].

В настоящей работе исследуются закономерности процесса диффузии водяных паров из циркуляционных масел СДВС.

Для изучения кинетики испарения в статических условиях и определения коэффициента диффузии паров А.Ирисовым был предложен [1-3] прибор, изображенный на рис 1.

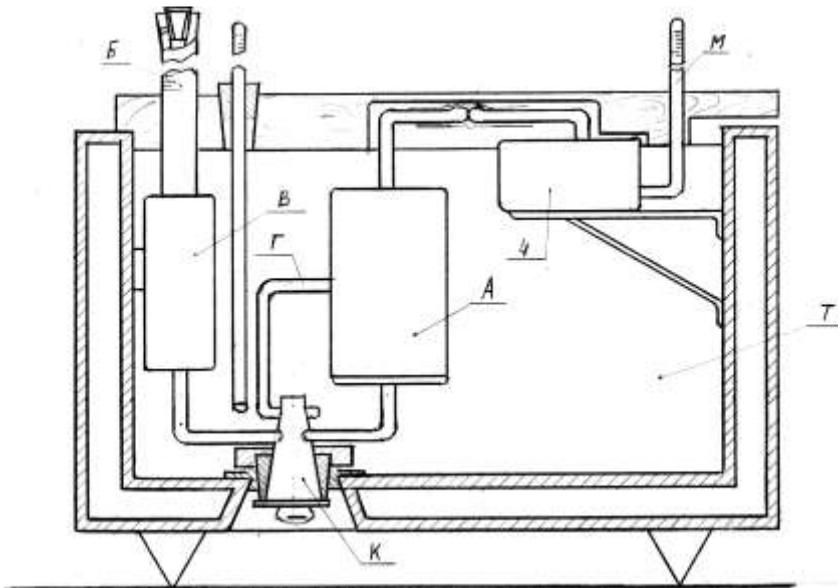


Рис. 1 Схема прибора для определения кинетики испарения и коэффициента диффузии паров

Прибор состоит из цилиндрического тонкостенного сосуда *A* емкостью 250 - 300 мл и диаметром поперечного сечения 50...60 мм. Сосуд *A* посредством специального двойного двухходового вакуумного крана *K*

соединен с тонкостенным стеклянным сосудом B , спаянным сверху с бюреткой B . Через отводную трубку G , проходящую через кран K , испарительный сосуд A соединяется с атмосферой. Вверху сосуд A соединен с чашечным манометром M .

Испарительный сосуд A вместе с сосудом B и чашкой $Ч$ манометра M помещаются в воздушный термостат T , рубашка которого обогревается термостатной жидкостью. Воздушный термостат T сверху плотно закрывают теплоизоляционной крышкой. Внутри термостата T температура выравнивается посредством электромешалки. При закрытом кране K сосуд B и бюретка заполняются испытуемой жидкостью. Затем жидкость в сосуде B выдерживается в термостате T , пока не будут достигнуты условия термостатирования.

Началом опыта и началом времени испарения считается момент вливания жидкости из сосуда B в испарительный сосуд A .

Количество вводимой в испарительный сосуд A жидкости определяется по понижению уровня ее в бюретке B .

Манометр имеет деления от 0 до 1000 мм. В качестве манометрических жидкостей, использовались ртуть или вода. В показания манометра вводились поправки на понижение уровня в манометрической чашке и на выступающий столбик манометрической жидкости.

Изменения давления в сосуде A измерялось с помощью манометра M во времени τ .

На рис. 2 приводится зависимость $p = f(\tau)$ при $t = const$. Скорость изменения парциального давления паров как известна из [4] равна:

$$\frac{dp}{d\tau} = K(p_s - p). \quad (1)$$

Коэффициент пропорциональности K в этом уравнении зависит, с одной стороны, от природы испаряющейся жидкости, а именно от коэффициента диффузии её паров D , и, с другой стороны, от формы и размеров сосуда, в котором происходит испарение. Таким образом,

$$K = AD, \quad (2)$$

где A — постоянная прибора.

Интегрируя уравнение (1), получаем:

$$p = p_s(1 - e^{-k\tau}) \quad (3)$$

Это уравнение даёт закон роста парциального давления при испарении в замкнутом сосуде, графически изображённый на рис. 2.

Как видно из табл.1, экспериментальные значения парциальных давлений паров, полученных экспериментально, хорошо совпадают с данными, рассчитываемыми на основании уравнения (3).

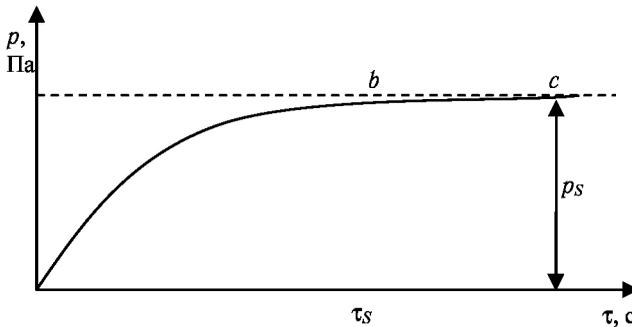


Рис. 2. Рост парциального давления паров при испарении в замкнутом сосуде

Таблица 1. Парциальные давления паров при испарении в замкнутом сосуде, мм рт. ст при температуре 30 °С

Время, мин	Бензол		Толуол		н-Гептан		Вода	
	набл.	выч.	набл.	выч.	набл.	выч.	набл.	выч.
5	44,5	45,0	13,7	13,8	22,3	22,6	41,5	42,0
10	62,0	61,6	19,3	18,8	31,0	30,7	59,6	60,1
15	74,0	74,2	22,9	22,7	36,3	37,0	71,2	70,5
25	91,2	90,9	27,8	28,0	45,1	45,9	88,3	88,9
50	108,0	107,8	34,0	33,8	55,4	55,9	106,0	106,4

Из уравнения (3) следует, что

$$K = A \cdot D = \frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \cdot \ln \frac{p_s - p_1}{p_s - p_2}, \quad (4)$$

где p_1 и p_2 — парциальные давления паров, соответствующие моментам времени τ_1 и τ_2 .

Уравнение (4) позволяет определить коэффициент диффузии паров D , если известны константа прибора A и значения давлений p_1 , p_2 и p_s , получаемые из опыта.

Таким образом, из кривой p, τ (см. рис. 2) можно получить основные интересные нас параметры испарения: p_s — давление насыщенных паров и D — коэффициент диффузии паров.

Предложенный метод был использован [4, 5] для определения коэффициентов диффузии паров и для оценки кинетики испарения не только индивидуальных жидкостей, но и моторных топлив; при этом приборы, основанные на этом методе, претерпевали ряд модификаций.

Приведём описание модификации прибора, разработанной в ОНМА, предназначенной для исследования процессов испарения воды из масла.

Установка для исследования процессов испарения воды, аналогично установке А. Ирисова [4], состоит из бака с термоизоляцией в котором внутри находится сосуд правильной формы 300×700×600 мм, системы термостатирования, которая позволяет поддерживать температуру в диапазоне 20...80 °С с точностью до 0,1 °С, ртутного манометрического прибора для измерения давления паров и прибора для измерения влагосодержания.

На рис. 3 приведены результаты измерений изменения влагосодержания в процессе испарения 100 мм³ воды, налитой на дно сухого сосуда (1) и введенной в масло, заполняющее 3/5 сосуда (2).

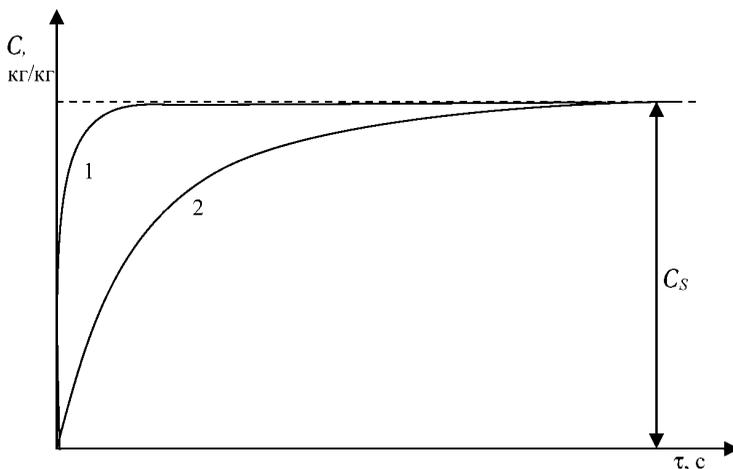


Рис. 3. Изменение влагосодержания в процессе испарения воды в замкнутом пространстве

Как видно из рис. 3, и в первом, и во втором случае равновесная концентрация водяных паров устанавливается одинаковой, но в значительной степени различается скорость диффузии воды.

Переходя в уравнении (4) от давлений к концентрации водяных паров, получим:

$$K = A \cdot D = \frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \cdot \ln \frac{C_s - C_1}{C_s - C_2}$$

Постоянная A прибора определяется по данным кинетики испарения вещества с известным коэффициентом диффузии паров. В качестве такой эталонной жидкости была выбрана вода двукратной перегонки.

Определение постоянной A прибора производилось при температуре 30 °С. При этой температуре коэффициент диффузии воды в воздух $D = 0,092$ см²/сек. Подставляя это значение в формулу (4), получаем

$$A = \frac{1}{0,092 \cdot (\tau_2 - \tau_1)} \ln \frac{c_S - c_1}{c_S - c_2}, \quad (5)$$

Значения τ_1 , τ_2 , c_1 , c_2 брались из опытных данных.

Для проверки точности прибора и метода были проведены опыты по определению коэффициентов диффузии паров воды при различных температурах. Полученные результаты приведены в таблице.

Таблица 2. Сравнение коэффициентов диффузии паров воды по данным разных авторов

Температура	Данные Ирисова	Данные Баранаева	Данные, полученные по новой методике	Для обводненного масла
30	0,092	0,090	0,091	0,00090
40	0,120	0,118	0,119	0,00121
50	0,129	0,130	0,131	0,00127

Результаты проверки усовершенствованного метода и модификации прибора позволяют сделать заключение, что он дает возможность исследовать кинетику испарения воды и определять коэффициент диффузии водяных паров. Кроме этого прибор позволяет измерять скорость диффузии воды из таких технических углеводородных жидкостей, как легкие сорта топлива и смазочного масла.

Также по данным эксперимента, видно, что скорость диффузии воды из обводненного смазочного масла приблизительно в сто раз меньше.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Холчев Е.С., Голиков А.А. Исследование процесса влагопереноса между обводненным маслом и воздухом картерного пространства СДВС // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – № 8. – Одесса: ОНМА. – С. 80-85.
2. Возницкий И.В. Практические рекомендации по смазке судовых дизелей. – СПб., 2002. – 132 с.
3. Ханмамедов С.А., Царёв Л.Н. Смазочные материалы, применяемые в СЭУ. – Одесса: ОНМА, 2003. – 60 с.
4. Ирисов А.С. Испаряемость топлив для поршневых двигателей и методы её исследования. – М.: Гостоптехиздат, 1955. – 307 с.
5. ГОСТ 1756-82

УДК 621.431.74

Сторожев В.П.
ОГМУ**БЕЗОТКАЗНОСТЬ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ МАЛООБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

При эксплуатации судна должна быть обеспечена безопасность плавания, сохранность человеческой жизни на море и надежная перевозка грузов. На морских транспортных судах в качестве главных энергетических установок применяются малооборотные двигатели типов ДКРН, Зульцер и МАН различных модификаций. Узлы и детали двигателя работают в различных эксплуатационных условиях. Их долговечность зависит от нагрузок, температур, агрессивности сред, применяемых материалов, технологий изготовления, сборки, монтажа, длительности эксплуатации и др. Из-за износа и других повреждений происходит снижение работоспособности деталей, узлов и объектов в целом, наступает момент отказа. Появляется необходимость в ремонте, восстановлении либо замене отдельных деталей, узлов и объекта в целом для придания им работоспособного состояния.

Наибольшее число отказов двигателя приходится на детали цилиндропоршневой группы, в том числе на поршневые кольца. Причины отказов весьма разнообразны, некоторые из них освещены в работах [1 - 3]. Значительное место среди этих причин занимают отказы из-за процессов трения и износа, что в определенной степени отражено в работах [4, 5].

Однако разрозненные литературные данные по износу отдельных деталей и узлов трения не позволяют выявить четкую картину и оценить доленое участие трения в сопоставлении с остальными причинами отказов. В отличие от имеющихся в литературе данных представляет интерес нахождение закономерностей износа поршневых колец малооборотных двигателей, определение удельного веса отказов колец в деталях цилиндропоршневой группы с последующим ремонтом либо восстановлением.

Компрессионные поршневые кольца служат для уплотнения поршня в цилиндре и предохранения прохождения газов из камеры сгорания в картер двигателя, кроме того, они отводят часть тепла от головки поршня.

Компрессионные кольца поршней работают в тяжелых эксплуатационных условиях при значительных нагрузках, высоких давлениях и температурах, особенно верхнее кольцо. Особенность его расположения и прохождения через мертвые точки не дает возможности обеспечить надежную смазку, что приводит к повышенному износу.

К поршневым кольцам предъявляют высокие требования: повышенная прочность, упругость, твердость, износостойкость материала, соответствие конструктивной формы с учетом выбора замков, заданные антифрикционные, тепловые и др. свойства. Поршневые кольца изготавливают из чугуна марок СЧ-24, СЧ-28, СЧ-32 иногда с добавками легирующих элементов фосфора (0,5-0,9 %), хрома (0,2-0,6 %), никеля (0,2-1,0 %) и др. Эти легирующие элементы повышают способность материала поршневых колец выдерживать высокие температуры примерно 350 °С без потери упругости и прочности. Для поршневых колец рекомендуется материал более твердый, чем материал цилиндровой втулки, на 10-20 единиц по Бринеллю. Количество компрессионных колец для малооборотных двигателей колеблется от 5 до 7.

Наиболее широко применимые формы замков поршневых колец приведены на рис. 1. На рис. 2 приведена конструкция замка «внахлест» для двигателя ДКРН 74/160.

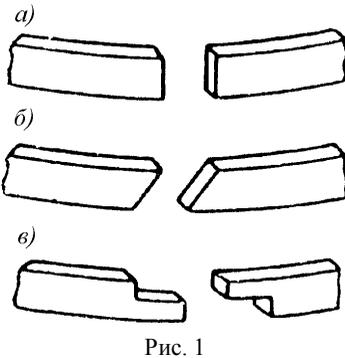


Рис. 1

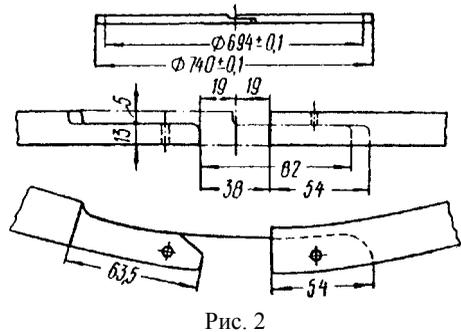


Рис. 2

В быстроходных двигателях чаще всего применяют прямые (рис. 1, а) и косые (рис. 1, б) замки. В малооборотных двигателях применяют косые замки, а также замки «внахлест» (рис. 1, в). По форме сечения поршневые кольца бывают разные: прямоугольного сечения (рис. 3, а), прямоугольного сечения с фаской (рис. 3, б) и трапециидального сечения (рис. 3, в). Основным и более распространенным типом уплотнительных колец являются кольца прямоугольного сечения. Для всех типов рассматриваемых двигателей поршневые кольца имеют практически одинаковую форму, однако отличаются геометрическими параметрами по высоте, ширине и форме

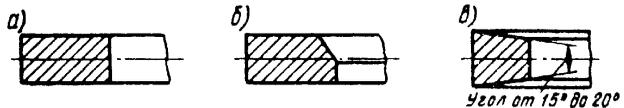
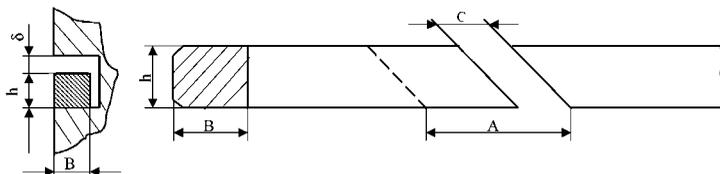


Рис. 3

с фаской (рис. 3, б) и трапециидального сечения (рис. 3, в). Основным и более распространенным типом уплотнительных колец являются кольца прямоугольного сечения. Для всех типов рассматриваемых двигателей поршневые кольца имеют практически одинаковую форму, однако отличаются геометрическими параметрами по высоте, ширине и форме

замков. Геометрические параметры поршневых колец различных типов двигателей представлены на рис. 4, где индекс «у» соответствует установочным параметрам, а «д» допустимым. Во время эксплуатации поршневые кольца изнашиваются в радиальном направлении, соприкасаясь с цилиндровой втулкой, а также по высоте, прижимаясь к торцевым поверхностям канавок под поршневые кольца.



Марка двигателя	Параметры				
	h , мм	B_y, B_d , мм	$\delta_{\max}, \delta_{\min}, \delta_{\text{доп}}$, мм	A_y, A_d , мм	C_y, C_d , мм
RD-76	18	23	0,34	72	7,0 (19-13)
			0,28		
			0,75		
ДКРН 74/160	18	23	0,34	85	4,5 (17-8)
			0,28		
			0,75		
МАН KZ57/80	12	15	0,30	60	2,5 (8-5)
			0,22		
			0,75		

Рис. 4. Геометрические параметры поршневых колец

Срок службы поршневых колец зависит от материала, нагрузки, температуры, скорости скольжения, точности обработки, качества применяемых топлива и масел, величин зазоров между втулкой и поршнем, геометрических размеров, конструкции кольца и др. Работа узла поршень – кольца – цилиндровая втулка сопровождается трением и износом нескольких пар. Прежде всего, это пара скольжения, состоящая из контактирующих цилиндрических поверхностей поршневых колец и зеркала цилиндра. Изнашивание этой пары происходит при возвратно-поступательном движении в тяжелых условиях действия значительных нагрузок и высоких температур. Одновременно поршневые кольца, находясь в канавках головок поршней, также работают на трение. Но это трение имеет другую кинематику движения, оно является ударным с небольшим проскальзыванием поршневого кольца. Для поршневых колец более существенным является радиальный износ. Нами исследованы износы поршневых колец различных типов двигателей.

На рис. 5 приведены результаты измерений радиального износа поршневых колец различных типов двигателей в зависимости от наработки.

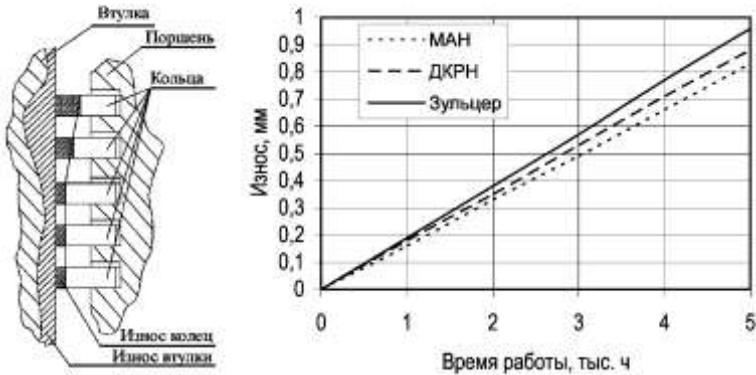


Рис. 5. Радиальный износ поршневых колец в зависимости от наработки

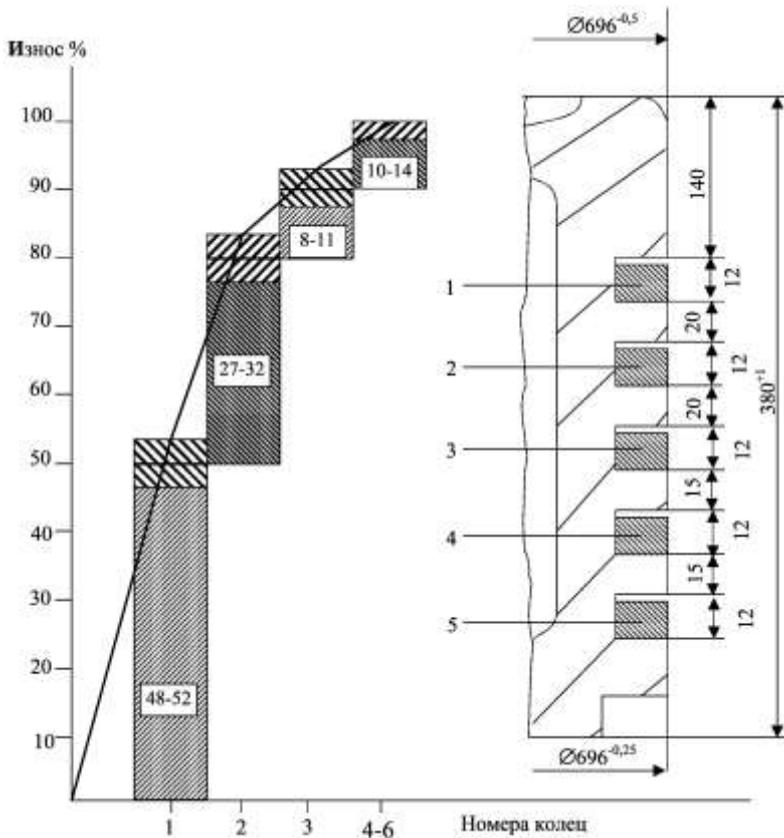


Рис. 6. Относительный радиальный износ поршневых колец двигателя МАН 70/120 после наработки 5000 ч.

По характеру кривых видно, что износ поршневых колец происходит не по линейному закону и с течением времени имеет место уменьшение интенсивности износа. Кроме того, поршневые кольца в зависимости от расположения на головке поршня изнашиваются не одинаково, так как на рис. 6 приведены результаты измерений радиального износа поршневых колец двигателя МАН 70/120, пересчитанные в относительный износ в процентах. Откуда видно, что относительный износ такого кольца составляет 48-52 %, т.е. столько же, как и все остальные кольца.

На базе большого числа данных по износу 822 поршневых колец (312 двигателей ДКРН 74/160, 240 шт. дв. МАН KZ 57/80 и 270 двигателей Зульцер RD-76), определена роль процессов трения и износа в формировании отказов поршневых колец, составляющих узел трения цилиндропоршневой группы двигателя.

Износы цилиндрических втулок и головок поршней для вышеуказанных типов двигателей исследованы нами ранее и описаны в работах [6, 7]. Достижение поставленной цели потребовало обработки большого количества данных с последующей их статистической обработкой. Основные причины, определяющие безотказность деталей, и, в первую очередь, износы связаны со случайными явлениями. Поэтому показатели оценки надежности поршневых колец имеют вероятностный характер. Одним из параметров, характеризующим надежность поршневых колец, является плотность распределения времени безотказной работы. Статистический ряд наработки на отказ поршневых колец двигателей ДКРН 74/160 приведен в табл. 1. Анализ этих данных дал возможность определить закон распределения времени безотказной работы поршневых колец.

Аналогичные данные имеются и для поршневых колец двигателей Зульцер RD-76 и МАН KZ 57/80.

Обработка статистических данных о времени безотказной работы поршневых колец свидетельствует о том, что закон распределения этого времени достаточно хорошо описывается нормальным законом. Из рис. 7 видно, что среднее время безотказной работы поршневых колец двигателя ДКРН 74/160 составляет около 5 тыс. ч.

Время безотказной работы деталей цилиндропоршневой группы, состоящей из поршня, втулки цилиндра, крышки цилиндра и выпускного клапана является независимой случайной величиной. Если в данный узел включить еще одну деталь, т.е. поршневое кольцо, то вероятность безотказной работы такого узла значительно снизится по сравнению с узлом, состоящим из 4 деталей. Среднее время безотказной работы узла из 4 деталей цилиндропоршневой группы двигателя составляет около 15 тыс. ч, а среднее время безотказной работы поршневого кольца составляет около 5 тыс. ч.

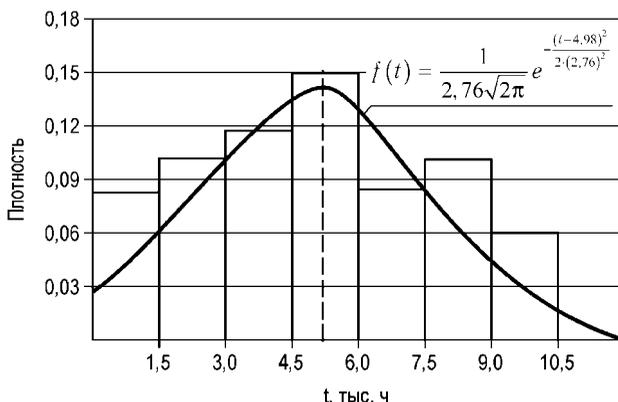


Рис. 7. Гистограмма и теоретическая плотность распределения времени безотказной работы поршневых колец двигателя ДКРН 74/160.

Длительность безотказной работы поршневых колец распространяется по нормальному закону и является по статистическим данным минимальной среди деталей цилиндропоршневой группы двигателя. Однако следует иметь в виду, что отказы поршневых колец относятся к категории невосстанавливаемых отказов, устранение которых может производиться во время стоянок судна в ходе профилактического осмотра двигателя.

Результаты данных исследований могут быть учтены при определении времени безотказной работы и прогнозировании долговечности поршневых колец головок поршней малооборотных двигателей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Смирнов О.Р., Юдицкий Ф.Л. Надежность судовых энергетических установок. – Л.: Судостроение, 1984. – 280 с.
2. Емельянов П.С. Оценка надежности судовых дизелей. // Двигательостроение. – 1990. – № 12. – С. 31-34.
3. Карпов Л.Н. Надежность и качество судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1985. – 232 с.
4. Шишкин В.А. Анализ неисправностей и повреждений судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1986. – 192 с.
5. Проников А.С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.
6. Сторожев В.П. Анализ износостойкости поршневых колец и втулок цилиндров малооборотных дизелей // ТЕМА. – 1999. – № 4. – С. 21-32.
7. Сторожев В.П. Анализ износостойкости поршней и колец судовых малооборотных дизелей // ТЕМА. – 1999. – № 2. – С. 21-26.

УДК 621.436.74.03

Штабов В.О.
ОНМА

МЕТОД РАСЧЕТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПОРШНЕВОГО ДЕМПФЕРА В ТОПЛИВНЫХ НАСОСАХ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ДИЗЕЛЕЙ

В топливных системах высокого давления дизелей, оснащенных насосами объемного принципа действия высокого давления (ТНВД) с регулированием количества подаваемого топлива по концу подачи, в момент перекрытия плунжером отсечной полости во всасывающей магистрали происходит интенсивный волновой процесс изменения давления [1].

Данный волновой процесс вызывает дополнительную механическую напряженность и кавитационную эрозию деталей топливной аппаратуры, возможен также разрыв топливопровода.

Во всасывающих полостях ТНВД целесообразно применить гидравлические поршневые демпферы, с помощью которых при рациональном выборе конструктивных параметров, возможно снижение колебаний давлений в топливном трубопроводе.

В связи с вышеизложенным разработан метод расчета для определения конструктивных параметров поршневого демпфера, позволяющих обеспечить наименьшую колебательность давлений топлива во всасывающей полости ТНВД. Расчетная схема демпфера приведена на рис. 1.

Методом расчета предполагается, что амплитуда и форма интерференционной картины изменения давления во всасывающей полости насоса задаются на базе экспериментальных данных.

На первом этапе расчета фронт волны возбуждения формируется путем перемещения плунжера с определенным диаметром и скоростью и происходит многомодовое возбуждение как продольных, так и поперечных колебаний.

На втором этапе в расчет включается поршневой демпфер с заданными размерами поршня и параметрами жесткости пружины, что обеспечивает гашение колебаний.

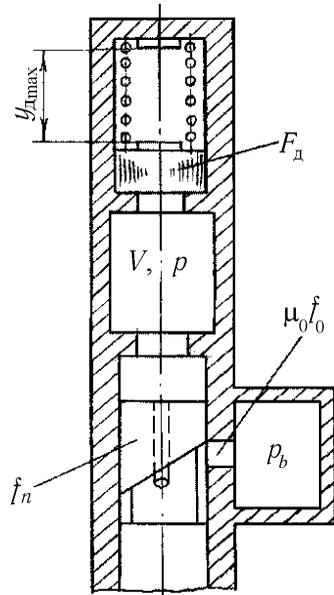


Рис. 1. Расчетная схема поршневого демпфера давления отсечной волны в ТНВД

На первом этапе расчета для описания процесса, протекающего во всасывающей полости, используем известное дифференциальное уравнение

$$a_t V \frac{dp}{dt} = f_n C_n - \mu_0 f_{0A} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P - P_b}, \quad (1)$$

где: a_t — коэффициент сжимаемости объема топлива; V — объем полости высокого давления, m^3 ; f_n — площадь плунжера, m^2 ; C_n — скорость плунжера, m/s ; $\mu_0 f_0$ — эффективное сочетание отсечного отверстия; ρ — удельная плотность топлива, kg/m^3 ; P — давление топлива в отсечной полости, Pa .

Данное уравнение (1) интегрируется. Интегрирование осуществляется разностным методом, и после преобразования получаем следующее расчетное уравнение:

$$P = \left[-0,5b_2 + \sqrt{0,5 \cdot b_2^2 + D - P_b} \right]^2 + P_b, \quad (2)$$

где $D = P_1 + b_1 C_n - b_2 \sqrt{P_1 - P_b}$;

$$b_1 = \frac{\Delta t \cdot f_n}{a_t V};$$

$$b_2 = \frac{\Delta t}{2a_t V} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \mu_0 f_0.$$

P_1 — соответствует давлению топлива в начале расчетного интервала времени Δt .

На втором этапе расчета, в момент включения в работу демпфера давления процессы, протекающие во всасывающей полости, описываются следующими дифференциальными уравнениями:

- сплошности в полости демпфирования

$$a_t V \frac{dP}{dt} = f_n C_n - \mu_0 f_{0A} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P - P_b} - F_d \frac{dy_d}{dt}; \quad (3)$$

- движение поршня демпфера

$$M_d \frac{d^2 y_d}{dt^2} = F_d (P - P_{атм}) - c_d (y_{до} - y_d), \quad (4)$$

где F_d — площадь поперечного сечения поршня демпфера, m^2 ; y_d — перемещение поршня демпфера, m ; M_d — масса поршня демпфера, kg ; $P_{атм}$ — атмосферное давление, Pa ; c_d — жесткость пружины демпфера, N/m ; $y_{до}$ — предварительное сжатие пружины демпфера, m .

Уравнение (3) также интегрируется разностным методом, и после преобразования относительно P получаем следующие расчетные уравнения:

$$P - P_b = D_1 - P_b - b_2 \sqrt{P - P_b} - b_3 y_d; \quad (5)$$

$$y_d = \frac{P - P_{\text{атм}} - B_d}{A_d}, \quad (6)$$

где: $D_1 = P_1 + b_1 c_n - b_2 \sqrt{P - P_b} - b_3 y_{d1}$;

$$b_3 = \frac{F_d}{a_r V}; \quad A_d = \frac{M_d}{F_d \Delta t^2} + \frac{c_d}{F_d}; \quad B_d = \frac{c_d y_{d1}}{F_d} - \frac{M_d}{F_d \Delta t^2} 2y_{d1} - y_{d2},$$

где y_{d1} — соответствует перемещению поршня демпфера в начале расчетного интервала времени Δt ; y_{d2} — соответствует перемещению поршня демпфера в конце предыдущего расчетного интервала времени Δt .

Уравнения (5) и (6) решаются совместно методом последовательных приближений [2].

Точность решения уравнений (5) и (6) анализируется путем вычисления объемного баланса:

$$D_B = a_r V (P - P_1) - \Delta t f_n c_n + \frac{\Delta t}{2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \mu_0 f_0 \times \sqrt{P - P_b} + \sqrt{P_1 - P_b} + F_d (y_d - y_{d1})$$

при условии $D_B \leq D_{15}$, где D_{15} — допустимая погрешность расчета.

Конечным итогом расчета является выбор параметров F_d , y_d , c_d , которые при заданных габаритных размерах демпфера позволяют получить наименьшее значение амплитуды давления во всасывающей полости.

Сравнение расчета произведено на базе сопоставления экспериментальных данных, полученных на двигателе 18 РС 22 V-400; при этом поршневой демпфер имеет следующие параметры, выбранные по предложенной методике: $F_d = 7,1 \text{ см}^2$; $y_{d0} = 0,005 \text{ м}$; $M_d = 0,01325 \text{ Нс}^2/\text{м}$; $c_d = 3710 \text{ Н/м}$.

В эксперименте снижение амплитуды давления составляет 2,6, а в случае расчета 2,4. Таким образом, погрешность расчета составляет около 8 %.

Разработанная методика расчета гидравлического поршневого демпфера в ТНДВ объемного действия позволяет снизить амплитуду колебаний давления во всасывающей полости, что приводит к увеличению надежности и снижению механической напряженности деталей топливной аппаратуры.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фомин Ю.Я., Ивановский В.Г. Волновые явления в отсечных и всасывающих магистралях топливных насосов дизелей и их влияние на впрыск. – М.: Машиностроение, 1974. – С. 22-24.

2. Фомин Ю.Я. Гидродинамический расчет топливных систем дизелей с использованием ЭЦВМ. – М.: Машиностроение, 1973. – 144 с.

УДК 621.431.74.038

Голубев М.В., Голубев В.К.
ОНМА

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СЛОЖНЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Безопасность мореплавания зависит от живучести, надежности судовых энергетических установок (СЭУ).

Борьба за экономическую эффективность работы флота привела к созданию сложных комбинированных энергетических установок (КЭУ). Появились высокоэффективные утилизационные, опреснительные и валогенераторные системы [1, 2]. Главный двигатель стал единым источником механической, тепловой и электрической энергии.

Экономичность и безопасность работы судна находятся в постоянном противостоянии.

Главной задачей в повышении живучести КЭУ является обеспечение бесперебойного электрического питания ответственных потребителей: ходового мостика, рулевой машины, масляных, топливных, охлаждающих и пожарных насосов и систем, функционально влияющих на безопасность судна и мореплавания.

Известны установки гарантированного питания (УГП) [4], содержащие выпрямитель, аккумуляторную батарею, машину постоянного тока, электромагнитную муфту скольжения, кинематический накопитель энергии (КНЭ) и синхронную машину. Недостатками этих установок являются неблагоприятные массогабаритные показатели, а также сложность эксплуатации, обусловленные наличием двух отдельно установленных и непрерывно функционирующих аккумуляторов энергии в виде КНЭ и аккумуляторной батареи, из которых последний требует постоянного и трудоемкого обслуживания.

УГП [5], содержащие первичный двигатель, основную разоблицительную муфту, согласующую зубчатую передачу с двумя выходными валами, первый из которых сочленен с КНЭ, а второй с синхронной машиной, и систему управления с каналами регулировки напряжения и частоты переменного тока. Недостатками этой установки являются массогабаритные показатели и повышенные потери, обусловленные наличием двух машин переменного тока, каждая из которых рассчитана на полную мощность электропотребителей, а также постоянным функционированием обеих машин.

Целью авторов является сокращение массогабаритных показателей, повышение экономичности и улучшение условий эксплуатации таких установок.

Поставленная цель достигается тем, что синхронная машина выполнена биротативной, её внутренний ротор-индуктор, содержащий обмотку постоянного тока, подключенную к каналу регулирования напряжения, соединён со вторым валом согласующей зубчатой передачи, наружный ротор-якорь, содержащий трёхфазную обмотку переменного тока, подключенную к сети основного источника электроэнергии, связан через вспомогательную зубчатую передачу с введенной в состав установки исполнительной электрической машиной канала регулирования частоты, подключенной к сети через статический преобразователь, при этом оба ротора синхронной машины связаны через вспомогательную зубчатую передачу и введенную в состав установки дополнительную разобщительную муфту.

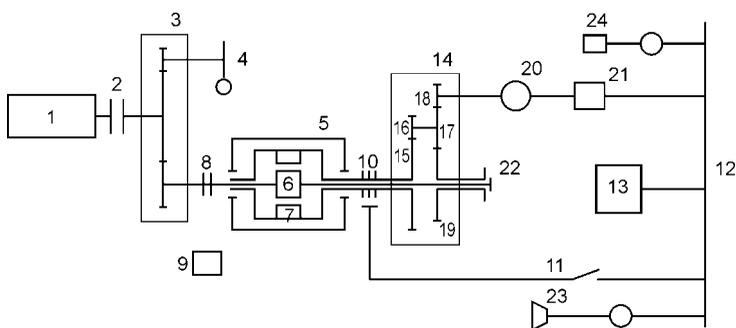


Рис. 1 Схема установки.

В состав установки (рис. 1) входят первичный двигатель 1, связанный через основную разобщительную муфту 2 с согласующей зубчатой передачей 3, имеющей два выходных вала, из которых первый соединён с КНЭ 4, а второй — с биротативным синхронным генератором 5, имеющим внутренний 6 и наружный 7 роторы. Внутренний ротор содержит обмотку постоянного тока, подключенную через токопереход 8 к блоку 9 канала регулирования напряжения, а наружный ротор — обмотку переменного тока, подключенную через токопереход 10 и выключатель 11 к главному распределительному щиту 12, к которому подключены также ответственные электропотребители 13, не допускающие перерыва питания. Наружный ротор биротативного генератора через вспомогательную передачу 14, содержащую зубчатые колёса 15 - 19, связан с исполнительной электрической машиной 20 канала регулирования частоты, содержащего также статический преобразователь 21. Наружный и внутренний роторы генератора связаны через вспомогательную зубчатую передачу и дополнительную разобщительную муфту 22, утилизационный генератор 23 и дизель-генератор 24.

В предложенной УГП биртативный генератор в сочетании со вспомогательной зубчатой передачей и второй разобщительной муфтой помимо регулирования частоты выполняет важную для УГП функцию «горячего» резервирования с предварительным установлением максимума запаса кинетической энергии в КНЭ с последующим её сохранением при отключенном канале регулирования частоты.

Установка имеет четыре рабочих режима, из которых режимы I и III являются кратковременными, а режимы II и IV — длительными.

Режим I (режим пуска) заключается в изменении состояния установки путём её раскрутки из не вращающегося состояния в состояние, при котором КНЭ и оба ротора генератора вращаются с соответствующими им максимальными частотами. Для раскрутки используется электроэнергия основного источника, подаваемая от сети 12 через преобразователь 21, исполнительную машину 20, вспомогательную 14 и основную 3 зубчатые передачи. По достижении максимальных значений частот вращения КНЭ и роторов генератора включается в действие блок 9 канала регулирования напряжения, в результате чего генератор 5 возбуждается, появляется напряжение на клеммах обмотки переменного тока ротора-якоря 7, которое в дальнейшем блоком 9 поддерживается на уровне номинального. В целом биротативный генератор 5 проектируется с такими параметрами, чтобы в результате его возбуждения установившееся значение напряжения в обмотке переменного тока ротора-якоря 7 равнялось номинальному напряжению в сети 12, а также, чтобы по достижении максимальных частот вращения роторов (с однонаправленным их вращением вследствие включенного состояния дополнительной разобщительной муфты 22) частота напряжения в обмотке переменного тока равнялась частоте напряжения в сети 12 основного источника электроэнергии. Далее статическим преобразователем 21 и исполнительной машиной 20 осуществляется точная синхронизация и синфазирование генератора с сетью. Режим заканчивается включением выключателя 11, а также обесточиванием статического преобразователя 21 и исполнительной машины 20.

Режим II (режим обеспечения «горячего» резерва в питании электропотребителей) заключается в удержании вращения УГП, в частности, КНЭ и обоих роторов биротативного синхронного генератора с максимальными частотами путём непрерывного подведения энергии от основного источника для компенсации потерь на вращение УГП. Энергия передаётся от сети 12 через выключатель 11 и биротативный генератор 5. Последний по активной составляющей энергии работает в двигательном режиме с минимальной близкой к холостому ходу нагрузкой, а по реактивной – синхронным компенсатором, компенсирующим индуктивную составляющую на-

грузки электропотребителей за счёт работы блока 9. Статический преобразователь 21 и исполнительная машина 20 обесточены.

Режим III (режим питания электропотребителей с использованием энергии КНЭ) заключается в удержании номинальной относительной частоты вращения внутреннего 6 и наружного 7 роторов генератора 5, из которых первая частота вращения, пропорциональная частоте вращения КНЭ, является независимой и непрерывно уменьшающейся вследствие уменьшения частоты вращения КНЭ, а вторая принудительно изменяется исполнительной машиной 20 в функции частоты вращения внутреннего ротора 7. Режим является кратковременным из-за ограничения запаса кинетической энергии в КНЭ. Обработка режима начинается по получении сигнала об аварийном состоянии основного источника электроэнергии и заключается в подаче управляющего сигнала на запуск первичного двигателя 1, отключении дополнительной разобщительной муфты 22, а также включении в работу статического преобразователя 21 и исполнительной машины 20 с обеспечением ими упомянутого постоянства (номинального значения) относительной частоты вращения роторов 6 и 7. По мере уменьшения частоты вращения КНЭ 4 частота вращения исполнительной машины 20, работающей в начале процесса генератором, уменьшается и по достижении её нулевого значения (с последующим изменением направления вращения на отрицательное) режим работы исполнительной машины 20 изменяется на противоположный: машина переходит из генераторного режима в двигательный режим с последующим увеличением частоты вращения в отрицательном направлении до номинального для неё значения. Параметры УПП устанавливаются такими, чтобы в процессе удержания номинальной относительной частоты вращения роторов время, в течение которого частота вращения КНЭ уменьшается до значения, при котором частота вращения исполнительной машины после перехода её в двигательный режим достигает отрицательного номинального значения, превышало время, необходимое для запуска первичного двигателя.

Режим IV (режим питания электропотребителей с использованием энергии первичного двигателя) имеет два подрежима, из которых первый аналогичен режиму III в отношении удержания номинального значения относительной частоты вращения роторов за счёт работы канала регулирования частоты при отключенной дополнительной разобщительной муфте, а второй режиму 2 в отношении сохранения номинальной относительной частоты вращения роторов при максимальной частоте вращения УПП в случае включения дополнительной разобщительной муфты и отключенном канале регулирования частоты.

Отличие первого режима от режима 3 заключается в том, что частота вращения внутреннего ротора здесь определяется частотой вращения

первичного двигателя 1, а не частотой вращения КНЭ, и при этом любое ее значение в рабочем диапазоне сколь угодно длительным. Практически частота вращения первичного двигателя с целью максимального сокращения расхода топлива и сохранения ресурса двигателя изменяется автоматически исходя из фактической нагрузки электропотребителей. Режим начинает отработываться по окончании пуска первичного двигателя и установления такой частоты его вращения, при которой достигается равенство частот вращения полумуфт основной разобщительной муфты 2 УГП может работать в первом подрежиме с упомянутой изменяемой частотой вращения первичного двигателя 1 в соответствии с фактической нагрузкой электропотребителей 13 при работающем статическом преобразователе 21 и исполнительной машине 20 канала регулирования частоты или во втором подрежиме с неизменной максимальной частотой вращения первичного двигателя 1, включенной дополнительной разобщительной муфтой 22 и отключенном канале регулирования частоты сохранением номинальной относительной частоты вращения роторов 6, 7 и, следовательно, номинальной частоты переменного тока в сети 12 питания ответственных электропотребителей.

ВЫВОДЫ.

Эффект от применения установки обусловлен:

1. Использованием одной и той же машины в качестве элемента преобразования механической энергии КНЭ в электрическую энергию сети и обратно
2. Обеспечения глубокого использования запасенной энергии КНЭ за счет сохранения функционирования УГП при широком диапазоне изменения частоты вращения КНЭ
3. Создание возможности экономичной работы генераторного агрегата с изменяемой в соответствии с нагрузкой электропотребителей частоты вращения первичного двигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Голубев В.К. Моделирование и оптимизация судовых утилизационных комплексов. – Одесса, 1989. – 200 с.
2. Коваленко В.Ф., Винников В.В. Глубокая утилизация и рациональное использование тепла СЭУ. – Одесса, 2002. – 180 с.
3. Техническое обслуживание судна в рейсе. Справочник. / Под ред. А.А. Фока – М.: Транспорт, 1984. – 320 с.
4. Дулицкий Г.А. Агрегаты бесперебойного питания – М.: ВНИИЭМ, 1966.
5. Моргунов В.Н. Электромеханические накопители для дизель-генераторных установок // Двигателестроение. – 1987. – № 8.

УДК 629.12.03

Истомин В. И.
СевНТУ

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА КОАЛЕСЦЕНЦИИ НЕФТЕСОДЕРЖАЩИХ ВОД В ТКАНЕВЫХ ФИЛЬТРАХ

В настоящее время вопросы охраны окружающей среды настоятельно требуют своего решения. Составной частью этой глобальной задачи является проблема предотвращения загрязнения моря нефтью в результате судоходства.

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

Эксплуатируемые в настоящее время отечественные и зарубежные сепарационные установки не вполне отвечают требованиям, предъявляемым к ним Международной морской организацией ИМО. Одни не обеспечивают требуемой степени очистки нефтесодержащих вод, другие имеют малый ресурс работы и большие габариты, третьи сложны в изготовлении и эксплуатации [2]. Поэтому является актуальным и своевременным проведение исследований в области повышения эффективности очистки нефтесодержащих вод.

Большими возможностями повышения эффективности работы обладают коалесцирующие элементы, имеющие нежесткую структуру, к которым можно отнести тканевые фильтроэлементы.

В процессе очистки нефтесодержащих вод в тканевых фильтрах осуществляется коалесценция капелек нефти на поверхности фильтрующей ткани. Теоретически процесс коалесценции нефтеводных эмульсий в тканевых фильтрах изучен недостаточно по причине сложности протекающих физико-химических процессов и трудности их математического описания. Учитывая многообразие свойств нефтеводных эмульсий и материала фильтроэлементов, очевидно, что, фильтры работают далеко не в оптимальных режимах и не обеспечивают максимально возможной эффективности очистки.

Цель исследований — разработка математической модели процесса коалесценции нефтесодержащих вод, что позволит повысить эффективность работы тканевых фильтроэлементов и качество очистки нефтесодержащих вод.

В результате теоретического исследования реологии двухкомпонентной неоднородной жидкости на основе дифференциальных уравнений процесса коалесценции нефтесодержащих вод в тканевых фильтрах получены основные гидродинамические критерии и комплексы подобия:

$$\text{Re} = \frac{qa}{\nu}; \quad \text{Eu} = \frac{\Delta P}{\rho q^2}; \quad \text{Vi} = \frac{\sigma_{\text{нв}} d_n n_n}{\mu a q}; \quad \text{Se} = \frac{\sigma_{\text{нв}} d_n n_n}{K_{\text{вх}} \Delta \rho a^3 g}. \quad (1)$$

где q — удельный расход нефтеводной эмульсии через тканевый фильтр; a — размер ячейки фильтрующей ткани; ν — кинематическая вязкость эмульсии; ΔP — перепад давления на тканевом фильтре; ρ — плотность эмульсии; $\sigma_{\text{нв}}$ — поверхностное натяжение на границе нефть – вода; d_n — диаметр нити фильтрующей ткани; μ — динамическая вязкость эмульсии; n_n — число слоев фильтрующей ткани; $K_{\text{вх}}$ — концентрация нефтепродуктов в исходной эмульсии; $\Delta \rho$ — разность плотностей воды и нефти.

Числа подобия Vi и Se являются новыми комплексами, полученными в данной работе.

Комплекс Vi представляет собой отношение адгезионных сил, удерживающих капельки нефти на поверхности коалесцирующей ткани и способствующих процессу коалесценции к силам внутреннего трения, которые оказывают сопротивление движению нефтеводной эмульсии через фильтрующую ткань, и силам гидродинамического увлечения капли потоком эмульсии, которые стремятся прижать капельки нефти к поверхности фильтрующей ткани и способствуют процессу коалесценции.

Сила адгезии капелек нефти к фильтрующей ткани прямо пропорциональна поверхностному натяжению на границе нефть-вода, а также зависит от параметров самой ткани и увеличивается при уменьшении размера ячеек и увеличении диаметра нити и числа слоев фильтрующей ткани, которые определяют ее толщину.

Безразмерный комплекс Se характеризует свободное движение частиц дисперсной фазы нефтеводной эмульсии вследствие разности плотностей воды и нефти и представляет собой отношение адгезионных сил, удерживающих капельку нефти на поверхности фильтрующей ткани к подъемной силе, действующей на капельки нефти, находящиеся в объеме ячейки фильтрующей ткани.

В качестве параметра, определяющего эффективность работы очистного оборудования, принимаем концентрацию нефтепродуктов в воде на выходе из сепаратора. В нашем случае коалесцирующий тканевый фильтроэлемент не изменяет концентрацию нефтепродуктов в воде, а

осуществляет их коалесценцию, то есть укрупнение. Поэтому, для определения эффективности работы тканевого коалесцирующего элемента, после него устанавливаем небольшой вспомогательный отстойник. Чем эффективнее процесс коалесценции в тканевом фильтре, тем меньше концентрация нефтепродуктов в очищенной воде на выходе из отстойника $K'_{\text{вых}}$. Исходя из вышеизложенного, примем концентрацию нефтепродуктов в воде после тканевого фильтра и вспомогательного отстойника $K'_{\text{вых}}$ за параметр оптимизации эффективности процесса коалесценции нефтесодержащих вод в тканевом фильтре.

После реализации плана экспериментов и статистической обработки данных получено уравнение гидродинамического подобия процесса коалесценции нефтесодержащих вод в тканевых фильтрах:

$$K'_{\text{вых}} = 2,301 \cdot 10^4 \cdot \text{Eu}^{-0,388} \cdot \text{Vi}^{0,212} \cdot \text{Se}^{-0,161} \cdot \text{Re}^{-0,080} \quad (2)$$

Сравнение значений $\bar{K}'_{\text{а\u0304\o}}$, найденных экспериментально, со значениями $K'_{\text{а\u0304\o}}$, рассчитанными по уравнению подобия (2) показывает, что максимальная относительная погрешность определения не превышает 10 % .

Следовательно, полученная математическая модель процесса коалесценции нефтесодержащих вод СЭУ в тканевых фильтрах (2) адекватно описывает исследуемый процесс для следующей области изменения критериев и комплексов подобия:

$$\begin{aligned} \text{Eu} &= (8,5...1195,8) \cdot 10^5; & \text{Se} &= (0,006...17954,1) \cdot 10^4; \\ \text{Vi} &= (0,03...163,6) \cdot 10^5; & \text{Re} &= 0,008...0,49. \end{aligned} \quad (3)$$

Изменяя поочередно значения одного из гидродинамических комплексов подобия, а остальные при этом фиксируя на среднем уровне, с помощью уравнения подобия (2) получим зависимости концентрации нефтепродуктов после тканевого фильтра $K'_{\text{а\u0304\o}}$, определяющей эффективность работы фильтроэлемента, от комплексов подобия процесса коалесценции нефтесодержащих вод СЭУ в тканевых фильтрах. Произведем анализ полученных на основе математической модели (2) расчетных зависимостей.

На рисунке 1 представлена зависимость $K'_{\text{а\u0304\o}}$ от числа Эйлера Eu , с увеличением которого эффективность очистки повышается. При снижении числа Эйлера менее $200 \cdot 10^5$ наблюдается резкое ухудшение качества очистки. Это объясняется тем, что число Эйлера $\text{Eu} = \Delta P / \rho q^2$ является, в основном, функцией q , так как ρ и ΔP изменяются незначительно. Поэтому при увеличении удельного расхода q значение числа Эйлера резко уменьшается, что приводит к снижению очистной способности тканевого фильтроэлемента.

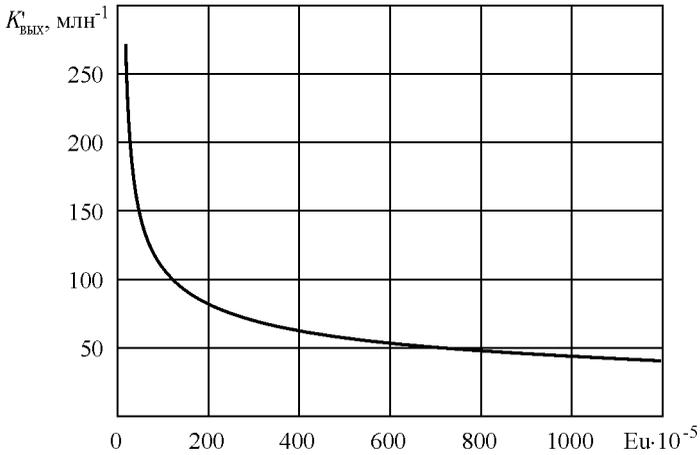


Рис. 1. Зависимость $K'_{вых}$ от числа Эйлера при: $Vi = 80 \cdot 10^5$; $Se = 100 \cdot 10^5$; $Re = 0,3$.

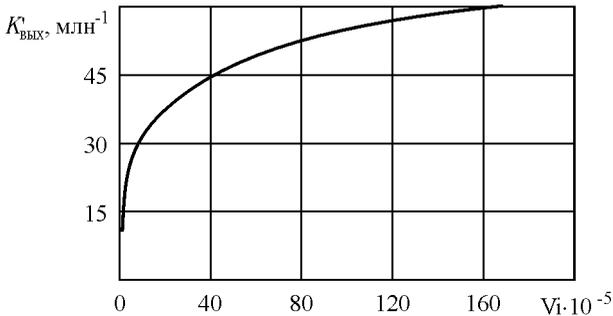


Рис. 2. Зависимость $K'_{ауо}$ от комплекса подобия Vi при:
 $Eu = 600 \cdot 10^5$; $Se = 100 \cdot 10^5$; $Re = 0,3$.

Зависимость $K'_{ауо}$ от комплекса подобия Vi представлена на рис. 2. С уменьшением комплекса Vi эффективность работы тканевого фильтроэлемента повышается. Комплекс $Vi = s_{нв} d_{нс} / (\mu a q)$ представляет собой отношение адгезионных сил к силам внутреннего трения и силам гидродинамического увлечения капли потоком эмульсии, под действием которых капельки нефти приближаются к поверхности ткани и коалесцируют на её поверхности. Поскольку $K'_{ауо}$ уменьшается с уменьшением комплекса Vi , то преобладающую роль в данной области изменения факторов играет удельный расход эмульсии, с повышением которого увеличивается сила гидродинамического увлечения капли нефти

поток эмульсии, вследствие чего интенсивность коалесценции повышается, а $K'_{\text{а\u0304}\u0304}$ падает.

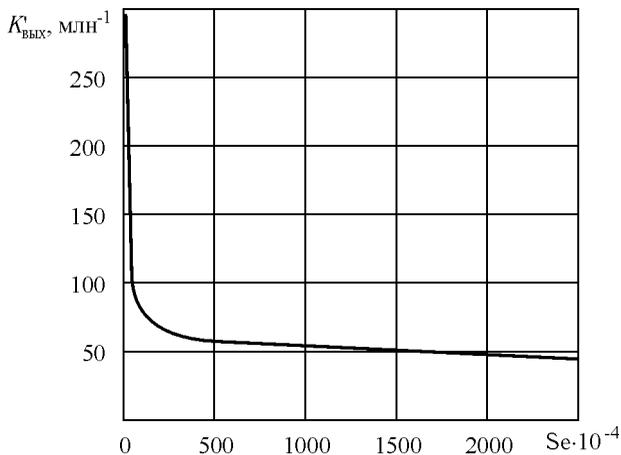


Рис. 3. Зависимость $K'_{\text{а\u0304}\u0304}$ от комплекса подобия Se при:
 $Eu = 600 \cdot 10^5$; $Vi = 80 \cdot 10^5$; $Re = 0,3$.

На рис. 3 изображена зависимость $K'_{\text{а\u0304}\u0304}$ от комплекса подобия Se , с увеличением которого качество очистки повышается. Комплекс $Se = s_{\text{нв}} d_{\text{н}} n_c / (K_{\text{вх}} \Delta p a^3 g)$ представляет собой отношение адгезионных сил к подъемной силе, действующей на капельки нефти, находящиеся в объеме ячейки фильтрующей ткани. Преобладающую роль в комплексе Se играет размер ячейки фильтрующей ткани, с уменьшением которого Se увеличивается, а эффективность очистки повышается. При уменьшении Se менее $250 \cdot 10^4$ наблюдается резкое снижение качества очистки нефтесодержащих вод, поэтому для эффективной работы тканевого фильтроэлемента комплекс Se не должен превышать $250 \cdot 10^4$.

Зависимость $K'_{\text{а\u0304}\u0304}$ от числа Рейнольдса представлена на рис. 4, из которого видно, что критерий Re в данной области изменения факторов не оказывает существенного влияния на качество очистки вследствие малого значения удельного расхода и скорости эмульсии. В данном случае на процесс коалесценции нефтесодержащих вод в тканевых фильтрах большее влияние оказывает вязкость эмульсии, с уменьшением которой число Re увеличивается, а качество очистки несколько повышается.

Разработанная математическая модель на основе уравнения подобия позволяет моделировать процесс очистки нефтесодержащих вод в различных тканевых фильтрах.

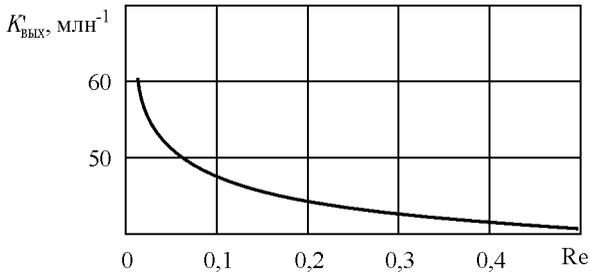


Рис. 4. Зависимость $K_{\text{аио}}^*$ от числа Рейнольдса Re при:
 $Eu = 600 \cdot 10^{-5}$; $Vi = 80 \cdot 10^{-5}$; $Se = 100 \cdot 10^{-5}$.

Выводы. На основе теоретического и экспериментального исследования процесса очистки нефтесодержащих вод энергетических установок разработана математическая модель исследуемого процесса, которая позволяет эксплуатировать сепарационные установки в оптимальном режиме и повысить качество очистки нефтесодержащих вод.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нунупаров С.М. Предотвращение загрязнения моря судами / С.М. Нунупаров. – М.: Транспорт, 1979. – 336 с.
2. Роев Г.А. Очистка сточных вод и вторичное использование нефтепродуктов / Г.А. Роев, В.А. Юфин. – М.: Недра, 1987. – 224 с.

РЕФЕРАТЫ

Богданов Б.П., Голобородько В.Н. Температурные поля в крышке цилиндра ДВС // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 5-11.

Решена задача математического моделирования нестационарных температурных полей крышки цилиндра и головки поршня для случаев без защитного покрытия и с защитными покрытиями.

Ил. 4. Список лит. 6.

Bogdanov B.P., Goloborodjko V.N. Temperature Fields in a Diesel Cylinder Head // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 9. – Odessa: ONMA. – P. 5-11.

The problem of mathematical modeling of transitional temperature fields in cylinder head and piston cap for the cases without and with defending coating is solved.

Ill. 4. Bibl. 6.

УДК 629.048

Голиков А.А. Техническое кондиционирование в судовой энергетике // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 12-18.

Получены термодинамические характеристики инертных газов, применяемых в судовой энергетике, и построена *H-d* диаграмма инертного газа, которая рекомендуется для использования на судах обслуживающим персоналом.

Илл. 1. Табл. 1. Список лит. 4.

Golikov A.A. Engineering conditioning in Ship Power Engineering // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 9. – Odessa: ONMA. – P. 12-18.

Thermodynamic characteristics of rare gases used in ship power engineering were obtained and *H-d* diagram of rare gas was built. The diagram is recommended for use on ships by maintenance staff.

Il. 1. Tabl. 1. Bibl. 4.

УДК. 621.438:62-135:62-144

Димитров С.В., Ермошкин Н.Г. Процессы адсорбции на поверхности проточной части тепловых двигателей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 19-24.

Описаны модели адсорбции отложений на поверхности проточной части тепловых двигателей. Представлены сравнительные характеристики угла смачивания на исследуемых поверхностях. Показано, что с нанесением на поверхность лопатки химически активных веществ, процессы адсорбции продуктов сгорания на этих поверхностях будут значительно уменьшены.

Ил. 2. Табл. 1. Список лит. 5.

Dimitrov S.V., Ermoshkin N.G. Adsorption Processes on the Surface of the Setting of Heat-Engines // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 9. – Odessa: ONMA. – P. 19-24.

The models of sediments adsorption on the surface of the setting of heat-engines are described. Comparative characteristics of moistening angle are given. It is shown that adsorption of combustion materials on the surfaces of blades may be significantly decreased by application of chemically active substances.

Il. 2. Tabl. 1. Bibl. 5.

УДК 621.822.5

Кирюхин А.Л., Ощепков Ю.Г., Сапига В.В. Влияние обводнения смазочного масла на работоспособность радиальных подшипников скольжения // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – № 9. – Одесса: ОНМА. – С. 25-29.

Представлены некоторые результаты экспериментальных исследований влияния обводнения смазочного масла на показатели работоспособности радиальных подшипников скольжения. Предложен обобщенный подход к анализу течения вязкого двухкомпонентного смазочного материала в зазоре радиального подшипника скольжения.

Илл. 3. Список лит. 4.

Kiriuhin A.L., Oshchepkov Y.G., Sapiga V.V. The Influence of Lubricating Oil Inundation on Radial Slide Bearing Capacity // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 9. – Odessa: ONMA. – P. 25-29.

Some results of experimental investigations of the influence of lubricating oil inundation on radial slide bearing capacity parameters are presented. Omnibus approach to the studying.

Ill. 3. Bibl. 4.

УДК 629.12.064:62-833.6.

Коноваленко Л.К., Калугев А.Г., Проничкин С.В. Исследование влияния качки на работу системы автоматического регулирования частоты судового дизель-генератора // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 30-37.

Предлагается математическая модель и приводятся результаты исследования влияния качки на работу судового дизель-генератора, полученные экспериментально и на ЭВМ.

Ил. 4. Список лит. 8 назв.

Konovalenko L.K., Kaluyev A.G., Pronichkin S.V. Research of Influence of Rolling on Work of Ship Diesel Generator Frequency Automatic Control System // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – № 9. – Odessa: ONMA. – P. 30-37.

The mathematical model is offered and results of research of influence of rolling on work of ship diesel-generator received experimentally and on the computer are presented.

Ill. 4. Bibl. 8.

УДК 62-83: 621.3.025:629.13

Котриков К.П., Бурденко А.Ф. Трансформаторный пуск мощных судовых электроприводов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. № 9 – Одесса: ОНМА. – С. 38-45.

Показано влияние на работу дизель-генераторов электромагнитных процессов при пуске асинхронного двигателя подруливающего устройства через трансформатор.

Илл. 7. Табл. 2. Список лит. 4.

Kotrikov K.P., Burdenko A.F. Starting of the Powerful Ships Electrical Drives by Means of Transformer // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. 2003. – № 9. – Odessa: ONMA. – P. 38-45.

The influence of the electromagnetic processes on work of the diesel-generators at starting of the thruster's asynchronous motor by means of transformer is shown.

Ill. 7. Tabl. 2. Bibl. 4.

УДК 621.311

Луковцев В.С. Алгоритм предотвращения выхода судовых вспомогательных двигателей в запредельные скоростные режимы // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – № 9. – Одесса: ОНМА. – С. 45-49.

Предложен эффективный алгоритм предотвращения выхода судовых вспомогательных двигателей в запредельные скоростные режимы в процессе автоматического пуска и разгона до номинальной частоты вращения.

Ил. 1. Список лит. 2.

Lukovtsev V.S. Algorithm of preventing of an exit of the ship auxiliary engines in out-of-line fast-track modes // Ship Power Plants: Sc- Tech. Col. – 2003. – No 9. – Odessa: ONMA. – P. 45-49.

The effective algorithm of preventing of an exit of the ship auxiliary engines in out-of-line fast-track modes is offered during automatic launch and acceleration up to nominal frequency of rotation.

Ill. 1. Bibl. 2.

УДК 621.431:629.12

Завьялов А. А., Небеснов В. В. Тяговые возможности транспортного судна при буксировке // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – № 9. – Одесса: ОНМА. – С. 49-53.

Рассмотрена работа пропульсивных комплексов морских транспортных судов при буксировке объектов. Показано, как при этом установить режим работы главных двигателей без их перегрузки для обеспечения возможной скорости судна.

Ил. 2. Список лит. 5.

Zavialov A.A., Nebesnov V.V. Propulsion Abilities of a Carrier at Towing // Ship Power Plants: Sc- Tech. Col. – 2003. – No 9. – Odessa: ONMA. – P. 49-53.

The work of propulsion complexes of carriers at objects towing is considered. It is shown how to establish the mode of propulsion engines without their overloading in order to maximize ships' speed.

Ill. 2. Bibl. 5.

УДК 621.436

Половинка Э.М. Расчёт рабочего процесса дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 54-59.

Рассмотрены современные подходы к исследованию и моделированию рабочих процессов дизелей. Представлены направления и методология, обеспечивающие эффективные подходы в развитии теории двигателей внутреннего сгорания.

Список лит. 5.

Polovinka E.M. The Analysis of Combustion Process in Diesels // Ship Power Plants: Sc-Tech. Col. – 2003. – No 9. – Odessa: ONMA. – P. 54-59.

Modern approach to investigation and simulation of combustion processes in diesels is being described. Directions and methodology are shown that provide effective methods of attack in developing the theory of internal-combustion engines.

Bibl. 5.

УДК 621.43.057

Радченко О.П., Ханмамедов С.А, Горбенко А.Н. О процессе обработки топлива в судовом центробежном сепараторе, снабженном свободнотрибущими шарами //

Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 60-65.

Рассмотрена возможность повышения эффективности топливоподготовки путем применения к топливам вибрационной обработки.

Илл. 2. Список лит. 4.

Radchenko O.P., Khanmamedov S.A., Gorbenko A.N. About the Process of Fuel Oil Treatment in Centrifugal Separator with Freely Moving Balls // Ship Power Plants: Sc-Tech. Col. – 2003. – No 9. – Odessa: ONMA. – P. 60-65.

The possibility to increase the effectiveness of fuel oil handling by means of vibration treatment is discussed.

Ill. 2. Bibl. 4.

УДК 621.81.004.64

Слободянюк И.М., Молодцов Н.С. Повышение ресурса малооборотных судовых дизелей путём использования технологий восстановления головок поршней // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 66-74.

Увеличение периода эксплуатации поршня достигается за счёт ремонта с восстановлением всех его характеристик на срок не менее 0,6 от ныне заявленного ресурса дизелестроительной фирмой.

Илл. 5. Табл. 1. Список лит. 8.

Slobodianiuk I.M., Molodtsov N.S. Increase of Low Speed Marine Diesels Life Time by Means of Piston Crown Restoring Technologies // Ship Power Plants: Sc-Tech. Col. – 2003. – No 9. – Odessa: ONMA. – P. 66-74.

The increase of piston operating period is achieved due to its repair, that restores all piston characteristics for the period not less than 0.6 from initial life time declared by diesel building firm.

Ill. 5. Tabl. 1. Bibl. 8.

УДК 629.5:621.187.27/184.25:001.11(045)

Сурин С.М. Наконечный М.А. Макаренко А.С. Методика определения массопередачи в сепараторах судовых утилизационных котлов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 75-79.

Исследован массоперенос при конденсации пара на переохлажденной поверхности воды в сепараторах УК. Проведен анализ конденсации пара в замкнутом пространстве судового сепаратора.

Илл. 3. Список лит. 8 назв.

Surin S.M., Nakonechny M.A., Makarenko A.S. Procedure of Finding of Mass Transfer in Ship Exhaust Economizer Separators // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 9. – Odessa: ONMA. – P. 75-79.

Principles of mass transfer research at evaporation on the overcooled surface of water in Exhaust Economizer separators. The analysis of a question condition on evaporation in the closed space of a ship separator on a surface of the overcooled water is conducted.

Ill. 3. Bibl. 8.

УДК 539.2, 541.18

Алтоиз Б.А., Ханмамедов С.А. Трибологические особенности граничных смазочных слоев судовых топлив и масел // Судовые энергетические установки: научн.-техн. сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 80-86.

Показано, что топливные и смазочные материалы, используемые в СЭУ в пристенных слоях толщиной до 10 мкм проявляют свойства эпитропных жидких кристаллов.

Илл. 4. Библ. 6.

Altoiz V.A., Khanmamedov S.A. Tribological Features of Boundary Lubricant Layers of Marine Fuels and Oils // Ship Power Plants: Sc. Tech. Col. – 2003. – № 9. – Odessa: ONMA. – P. 80-86.

Fuels and lubricants used in marine power plants in wall boundary layers with the thickness up to 10 μm behave like epithropic liquid crystals.

Ил. 4. Библ. 6.

УДК 629.12.03

Гершаник В.И., Мазаев В.В., Ханмамедов С.А. К вопросу определения пропульсивных качеств эксплуатируемых судов расчетным путем // Судовые энергетические установки: научн.-техн. сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 87-94.

Рассмотрены особенности применения аналитических методов для определения пропульсивных характеристик транспортных судов. Предложен программный комплекс, который реализует адекватную математическую модель, позволяющую корректно оценивать основные пропульсивные показатели эксплуатируемых судов. Описаны основные возможности этого комплекса, приведен пример его адаптации и испытания на судах типа т/х «Златоуст».

Илл. 2. Список лит. 8.

Gershanik V.I., Mazayev V.V., Hanmamedov S.A. To the Question of Determining Propulsion Characteristics of the Ships in Operation by Means of Calculation // Ship Power Plants: Sc. Tech. Col. – 2003. – № 9. – Odessa: ONMA. – P. 87-94.

Features of using analytical methods for definition propulsive characteristics of carriers are considered. The program complex which realizes the adequate mathematical model that allows correct estimation of basic propulsive parameters carriers in operation is suggested. The basic capabilities of this complex are described, the example of its adaptation and testing on carriers "Zlatoust" class is resulted.

Ил. 2. Библ. 8.

УДК 621.436.12

Ермошкин Н.Г., Черныш И.И. Коррекция рабочих параметров двигателя // Судовые энергетические установки: научн.-техн. сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 95-104.

Указано влияние давления и температуры окружающей среды (воздуха) и забортной воды при работе судна в тропических условиях на параметры рабочего процесса. Приведены расчетный и графический способы определения рабочих параметров.

Илл. 4. Табл. 2. Список лит. 3.

Yermoshkin N.G., Chernysh I.I. Correction of Working Parameters of an Engine // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 9. – Odessa: ONMA. – P. 95-104.

The influence of pressure and temperature of environment (air) as well as outboard water temperature is shown on working process parameters when running an engine in tropical conditions. Calculating and graphical modes of defining working parameters are given.

Ил. 4. Библ. 4.

УДК 629.5.035.5В.001.76: 629.544

Радченко А.П., Будашко В.В. Векторне управління допоміжним гребним асинхронним електродвигуном контейнеровозів типу ULCVs // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – № 9. – Одесса: ОНМА. – С. 122-127.

Запропоновано векторне управління допоміжним гребним асинхронним електродвигуном при передачі потужності від малооборотного дизеля та асинхронного двигуна на гвинт фіксованого кроку.

Ил. 2. Список лит. 4.

Radchenko A.P., Budashko V.V. Vector Control of Auxiliary Propulsion Asynchronous motor of ULCVs Container Vessels // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 9. – Odessa: ONMA. – P. 122-127.

Vector control of auxiliary propulsion asynchronous motor during power transfer from low-speed diesel engine and asynchronous motor to the fixed-pitch propeller is proposed.

Ил. 2. Bibl. 4.

УДК 681.586.5

Сандлер А.К. Совершенствование амплитудных волоконно-оптических датчиков // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – № 9. – Одесса: ОНМА. – С. 128-133.

Определены новые возможности модуляции интенсивности информационного сигнала в волоконно-оптических датчиках. Приведены результаты исследований процесса управления передачи оптической мощности между волноводами.

Илл. 3. Табл. 1. Список лит. 7.

Sandler A.K. Perfection of Amplitude Fiber Optic Sensors // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 9. – Odessa: ONMA. – P. 128-133.

The new capabilities of modulation of intensity of an information signal in fiber optic sensors are determined. The outcomes of researches of control procedure of transmission of optical power between waveguides are adduced.

Ил. 3. Табл. 1. Bibl. 7.

УДК 621.896

Холчев Е.С., Васильев А.Е. Исследование процесса диффузии водяных паров в замкнутом картерном пространстве // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – № 9. – Одесса: ОНМА. – С. 134-138.

Рассмотрена задача создания метода непрерывного контроля влагосодержания циркуляционного масла СДВС. Данный прибор позволяет исследовать кинетику испарения воды и определять коэффициент диффузии водяных паров, измерять скорость диффузии воды из таких углеводородных жидкостей, как легкие топлива и масла.

Илл. 3. Табл. 2. Список лит. 5.

Holchev Y.S., Vasiliev A.Y. Study of Water Vapour Diffusion in Closed Space of a Crankcase // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 9. – Odessa: ONMA. – P. 134-138.

The problem to work out a method of permanent water content control in the circulating oil of marine engines is considered. Proposed device gives the possibility to study the kinetic of water evaporation, to determine water vapor diffusivity and to measure diffusivity rate of hydrocarbon liquids like light fuels and oils.

Ил. 3. Табл. 2. Bibl. 5.

УДК 629.12.03

Истомин В.И. Математическая модель процесса коалесценции нефтесодержащих вод в тканевых фильтрах // Судовые энергетические установки: научн.-техн. сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 155-160.

На основе теоретического исследования разработана математическая модель процесса коалесценции нефтесодержащих вод, которая позволяет эксплуатировать сепарационные установки в оптимальном режиме и повысить качество очистки нефтесодержащих вод.

Илл. 4. Библ. 2

Istomin V. I. Mathematic Model of Coalescence Process of Oil-content Waters in Cloth Filters // Ship Power Plants: Sc. Tech. Col. – 2003. – № 9. – Odessa: ONMA. – P. 155-160.

On the basis of theoretic investigations mathematic model of coalescence process of oily waters in cloth filters was elaborated, which allow to use purifying installations in optimal regime and to raise the quality of purification of oily waters.

Ill. 4. Bibl. 2.

ПРАВИЛА

оформления и представления рукописей для сборника
«Судовые энергетические установки»

Научно-технический сборник Одесской национальной морской академии «Судовые энергетические установки» является научным изданием, в котором в соответствии с постановлением Президиума ВАК Украины могут публиковаться основные результаты диссертационных работ по профилю судовой энергетики.

Рукопись представляется в редакционную коллегию на дискете 3,5” в формате «Microsoft Word» с бумажной копией, подписанной всеми авторами, и с контактной информацией: адреса, телефоны. К статье обязательно прилагается реферат объемом *не более* 300 печатных знаков на русском и английском языках. Объем статьи — до 0,5 авторского листа с учётом иллюстраций и 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 набирать через 1 интервал, шрифт *Times New Roman*, кегль 10,5 пт; таблицы, заголовки таблиц, подписанные подписи — кегль 9 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 — 10,5 пт, увеличенный — 16 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 — 9 пт, без переноса, интервал перед — 8 пт, после — 2 пт, основной шрифт таблицы — 9 пт. Рисунки отделяются от текста сверху интервалом 8 пт, от названия — 2 пт. Название рисунка — кегль 9 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 оформляется стилем Заголовок 1, кегль 10,5 пт, без переноса, все прописные, интервал: перед — 8 пт, после — 2 пт.

Иллюстрации, подготовленные в графических редакторах, дополнительно прилагаются на дискете 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: seu@ma.odessa.ua