

Министерство образования и науки Украины  
ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

# Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

**Выпуск 8**

Одесса  
2003

ББК 39.46  
С 89  
УДК 629.123.066

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник.  
Вып. 8. – Одесса: ОНМА, 2003. – 166 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 26.11.2003 г.

ISBN 966-7591-07-7

© Одесская национальная морская академия

## СОДЕРЖАНИЕ

<i>Ханмамедов С.А., Ермошкин Г.Н.</i> Анализ нагрузок на топливопроводы высокого давления, возникающих в процессе эксплуатации дизелей.....	5
<i>Аболешкин С.Е.</i> Влияние технического состояния корпуса судна и гребного винта на эффективность перевозок.....	20
<i>Бойко П.В., Лихогляд К.А.</i> Эксплуатационные качества дизеля в составе судового пропульсивного комплекса .....	24
<i>Гершаник В.И., Ханмамедов С.А., Мазаев, В.В.</i> Особенности оценки эффективности эксплуатации энергетических установок судов, работающих в тайм-чартере .....	30
<i>Миусов М.В., Кривой А.Ф.</i> Методы оптимизации режимов работы судового пропульсивного комплекса .....	39
<i>Капустин В.В., Присяжнюк А.Б.</i> Исследование влияния характеристик турбокомпрессора на параметры работы среднеоборотного дизеля .....	49
<i>Мельник В.Н., Дилнар Махмут, Кундеревич Е.К., Саверченко В.Г., Карачун В.В.</i> Влияние акустического излучения на механические системы судовых энергетических установок .....	55
<i>Богач В.М., Задорожний О.О.</i> Оптимальні умови надходження масла до циліндрів судових двигунів .....	67
<i>Щедроловес А.В.</i> Исследование энергозатрат вспомогательных СЭУ универсальных дизельных наливных судов в зависимости от типов применяемых грузовых насосов и режимов подогрева вязких грузов .....	74
<i>Вишне夫斯基 Л.В., Веретенник А.М., Муха Н.И.</i> Компьютерная оптимизация цифрового регулятора напряжения судовой электроустановки.....	79
<i>Ромашко В.Н., Сурин С.М.</i> Моделирование на ЭВМ расчётов утилизационных контуров на переменных режимах работы главного двигателя .....	86
<i>Холчев Е.С., Голиков А.А.</i> Исследование процесса влагопереноса между обводненным маслом и воздухом картерного пространства СДВС .....	90
<i>Ермошкин Н.Г.</i> Усовершенствование судового 4-х тактного дизеля фирмы Wartsila Diesel.....	96
<i>Завьялов А.А., Небеснов В.В.</i> Расчет и построение паспортной диаграммы пропульсивной установки судна с ВРШ.....	100
<i>Голиков В.А., Бурденко А.Ф., Цюпко Ю.М.</i> Математическое моделирование процессов теплообмена организма человека с окружающей средой .....	104

<i>Истомин В.И.</i> Исследование влияния материала и формы гранул на их очистную способность .....	116
<i>Абрамов В.А., Павленко Б.А.</i> Влияние обработки морской воды двуокисью углерода на интенсивность коррозионных процессов судостроительных материалов .....	120
<i>Голобородько В.Н., Богданов Б.П.</i> Определение прочности сцепления плазменного покрытия с основным металлом при восстановлении деталей СЭУ .....	129
<i>Ковтун В.Г., Молодцов Н.С.</i> Повышение эффективности упрочнения рабочих поверхностей деталей СТС, восстановленных наплавкой .....	134
<i>Кривошеиков В.Е.</i> Инжиниринг систем восстановления изношенных деталей и обеспечения судов торгового флота запасными частями .....	140
<i>Плавинский Е.Б., Никольский В.В., Цубенко А.С.</i> Пьезоэлектрический вискозиметр .....	143
<i>Тарапата В.В.</i> Повышение долговечности трибосопряжений судовых дизелей как процесс оптимизации массопереноса при их эксплуатации, техническом обслуживании и ремонте .....	148
Рефераты .....	157
Правила оформления и представления рукописей для сборника «Судовые энергетические установки» .....	165

УДК 621.43.011

Ханмамедов С.А., Ермошкин Г.Н.  
ОНМА**АНАЛИЗ НАГРУЗОК НА ТОПЛИВОПРОВОДЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ,  
ВОЗНИКАЮЩИХ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДИЗЕЛЕЙ**

Наибольшее распространение на судовых двигателях получила топливная аппаратура непосредственного действия с механическим приводом, у которой насос – форсунка соединены топливопроводом высокого давления.

Надежности работы этого элемента уделено серьёзное внимание международных морских организаций. Так, согласно международной конвенции по безопасности человеческой жизни на море 1974 г. [1], в неё с 1 июля 2003 г. в правило II-2/15 вносится дополнительное требование, согласно которому «2.9 все наружные топливные трубопроводы на участках от топливных насосов до форсунок должны быть помещены в систему закрытых трубопроводов, способную удерживать топливо при утечках в трубопроводах высокого давления. Эта система состоит из наружного трубопровода, в которой помещен топливный трубопровод высокого давления, образуя неразъемную конструкцию. Система наружного трубопровода должна иметь средства сбора протечек и должны быть предусмотрены меры и устройства подачи аварийно-предупредительного сигнала при течи в топливном трубопроводе».

Настоящая работа выполнялась в ОНМА в соответствии с планом научно-исследовательских работ по теме «Совершенствование технической эксплуатации судовых энергетических установок» и посвящена анализу нагрузок на элементы трубопроводов, которые изготовлены по правилу II-2/15 СОЛАС 74 с новой поправкой 2.9. Работа представляет одну из первых публикаций по данной проблеме, поскольку до настоящего времени двойные трубопроводы встречались лишь на ограниченном числе ДВС.

На рис. 1 приведена принципиальная схема топливного трубопровода двигателя, оборудованного в соответствии с требованиями правила II-2/15 СОЛАС 74 с поправкой 2.9 в рамках правил Российского морского регистра [2]. Во время испытаний система топливного трубопровода была оснащена датчиками давления, места установки которых ( $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$ ) указаны на схеме.

Топливный трубопровод испытывался в двух режимах:

- 1 — работа в штатном режиме;
- 2 — работа топливного трубопровода, у которого трубка высокого давления диаметром 7,5 мм имела повреждение в виде близкого к цилиндрическому отверстию диаметром 1,2 мм.

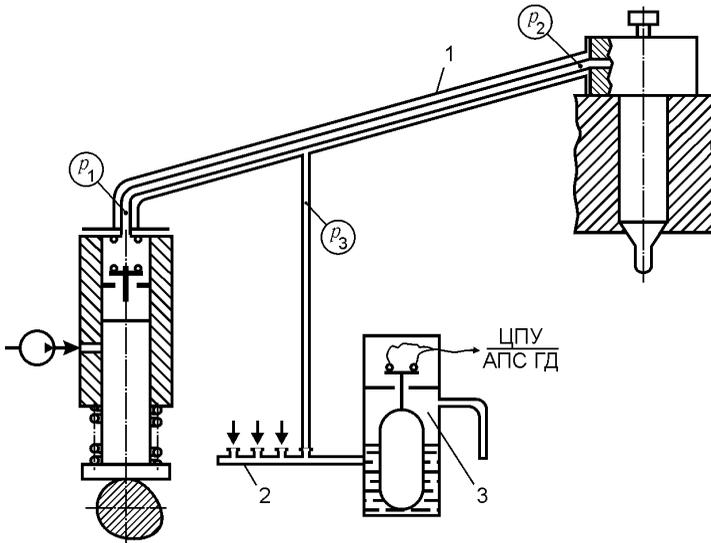


Рис. 1. Принципиальная схема топливного трубопровода высокого давления судового ДВС, оборудованного защитным трубопроводом 1, системой сбора протечек 2, сигнализацией разрыва топливного трубопровода высокого давления 3.

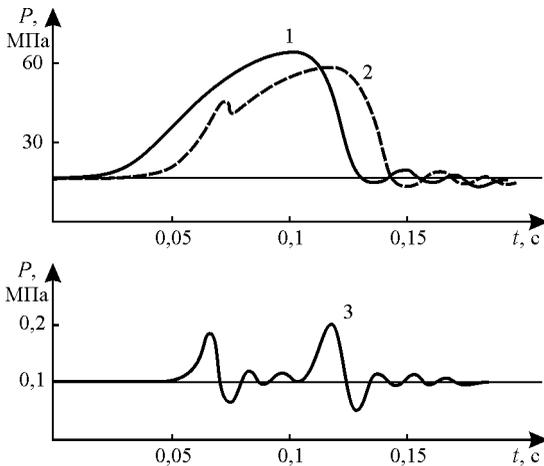


Рис. 2. Изменение давления в трубопроводе высокого давления (1, 2) и в защитном трубопроводе (3).

На рис. 2 представлены результаты измерений давлений в системе топливного трубопровода: кривая 1 — изменение давления в трубопроводе высокого давления за топливным насосом; кривая 2 — изменение давления в топливном трубопроводе перед форсункой (кривые 1, 2 сняты при исправном трубопроводе), кривая 3 — изменение давления в защитном трубопроводе в случае повреждения трубопровода высокого давления.

Как видно из рис. 2, наиболее нагруженным по давлению является внутренний трубопровод высокого давления, менее нагруженным — за-

щитный трубопровод. Определим прочность трубопроводов с учётом их геометрических размеров и материалов, из которых они изготовлены.

Элемент топливного трубопровода (рис. 3) представляет собой два правильных коаксиально расположенных цилиндра, причём внутренняя труба с размерами  $r_3, r_4$  — толстостенная, а внешняя с размерами  $r_1, r_2$  — тонкостенная.

Двумя сечениями, перпендикулярными к оси  $Z$  трубопровода и расположенными друг от друга на единичном расстоянии вырежем два кольца. В каждом из колец выделим по элементу  $abcd$  двумя плоскостями, проходящими через ось цилиндра и образующими между собой угол  $d\theta$  (рис. 4 а) и двумя соосными цилиндрическими поверхностями с радиусами  $r$  и  $r + dr$ .

Нормальные напряжения на цилиндрической поверхности элемента, имеющей радиус  $r$  (радиальные напряжения), обозначим через  $\sigma_r$ ; на радиусе  $r + dr$  напряжения получат приращения и будут равны  $\sigma_r + d\sigma_r$ . Нормальные напряжения на плоских гранях (тангенциальные, или окружные, напряжения) обозначим через  $\sigma_\theta$ .

Указанные на рис. 4 направления напряжений считаются положительными и соответствуют растяжению элемента по двум взаимно перпендикулярным направлениям. Нормальные напряжения  $\sigma_r$  и  $\sigma_\theta$  будут главными напряжениями.

Умножая напряжения на площади граней, получим действующие на элемент усилия (рис. 4 а):  $\sigma_r r d\theta$  — на внутренней цилиндрической грани;  $(\sigma_r + d\sigma_r)(r + dr)d\theta$  — на наружной цилиндрической грани;  $\sigma_\theta dr$  — на боковых гранях.

Так как все силы лежат в одной плоскости и пересекаются в одной точке, то для равновесия элемента суммы их проекций на две взаимно перпендикулярные оси должны равняться нулю. Ось  $x$  направим по биссектрисе угла  $d\theta$ , ось  $y$  — перпендикулярно к ней. Условиями равновесия будут

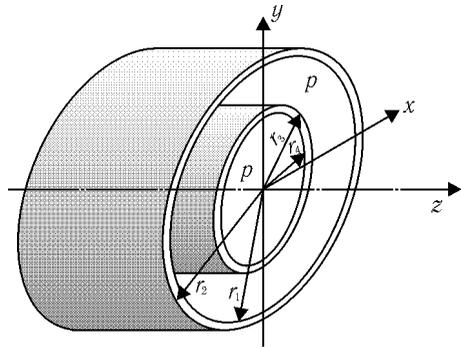


Рис. 3. Элемент топливного трубопровода с защитным тонкостенным трубопроводом

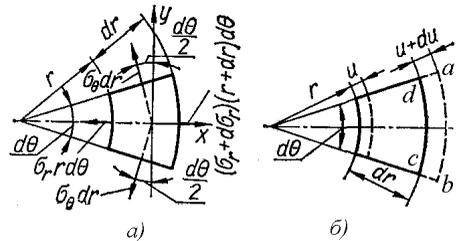


Рис. 4. Усилия, действующие на элемент трубопровода

$$\sum X = 0; \quad \sum Y = 0.$$

Вследствие симметрии элемента второе условие удовлетворяется тождественно, а первое после подстановки выражений для усилий имеет следующий вид:

$$\sum X = -\sigma_r r d\theta + \sigma_r + d\sigma_r \quad r + dr \quad d\theta - 2 \left( \sigma_\theta dr \sin \frac{d\theta}{2} \right) = 0.$$

После преобразования получим:

$$-\sigma_r r d\theta + \sigma_r r d\theta + d\sigma_r r d\theta + \sigma_r dr d\theta + d\sigma_r dr d\theta - 2\sigma_\theta dr \sin \frac{d\theta}{2} = 0.$$

В последнем уравнении взаимно уничтожаются члены  $\sigma_r r d\theta$ .

Вследствие малости угла  $d\theta/2$ , принимаем, что  $\sin d\theta/2 = d\theta/2$ ; отбрасываем член высшего порядка малости  $d\sigma_r dr d\theta$  и делим оставшиеся члены на  $dr d\theta$ . После этого получим:

$$r \frac{d\sigma_r}{dr} + \sigma_r - \sigma_\theta = 0. \quad (1)$$

Уравнение (1) содержит два неизвестных напряжения  $\sigma_r$  и  $\sigma_\theta$ .

Для решения статически неопределимой задачи рассмотрим более подробно особенности деформирования элемента трубопровода.

Деформация элемента симметрична относительно оси и поэтому вызовет радиальные перемещения всех точек цилиндра (рис. 2, б). Обозначим радиальное перемещение цилиндрической поверхности радиуса  $r$  через  $u$ , тогда перемещение цилиндрической поверхности радиуса  $r + dr$  будет  $u + du$ . Абсолютное радиальное удлинение элемента  $dr$  будет равно  $du$ , а относительное удлинение

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr}. \quad (2)$$

Относительное удлинение в тангенциальном (окружном) направлении на радиусе  $r$  найдем следующим образом. Длина элемента по окружности цилиндрической поверхности радиуса  $r$  после его приращенния на величину  $u$  равна  $(r + u)d\theta$ . Вычтя из последней начальную длину  $rd\theta$ , получим абсолютное приращение длины элемента на радиусе  $r$  в окружном направлении:

$$r + u \quad d\theta - rd\theta = ud\theta.$$

Разделив абсолютное удлинение на первоначальную длину  $rd\theta$ , получим окружное относительное удлинение:

$$\varepsilon_{\theta} = \frac{u}{r}. \quad (3)$$

В случае двухстороннего растяжения, которому подвергается рассматриваемый элемент, согласно закону Гука напряжения и деформации связаны между собой следующими зависимостями:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2} \varepsilon_r + \mu \varepsilon_{\theta};$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{E}{1-\mu^2} \varepsilon_{\theta} + \mu \varepsilon_r.$$

Учитывая формулы (2) и (3), получаем:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2} \left( \frac{du}{dr} + \mu \frac{u}{r} \right); \quad (4)$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{E}{1-\mu^2} \left( \frac{u}{r} + \mu \frac{du}{dr} \right).$$

Подставляя выражения (4) в уравнение (1), для определения перемещения  $u$  получим линейное дифференциальное уравнение второго порядка с переменными коэффициентами:

$$\frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = 0. \quad (5)$$

Записав это уравнение в виде

$$\frac{d}{dr} \left[ \frac{1}{r} \cdot \frac{d ur}{dr} \right] = 0.$$

и интегрируя его по  $r$  последовательно два раза, найдем общее решение уравнения:

$$u = C_1 + C_2 \frac{1}{r}. \quad (6)$$

Подставляя решение (6) в формулы (4), получим выражения для напряжений в точках на расстоянии  $r$  от оси трубопровода:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2} \left[ 1 + \mu C_1 - \frac{1-\mu}{r^2} C_2 \right]; \quad (7)$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{E}{1-\mu^2} \left[ 1 + \mu C_1 + \frac{1-\mu}{r^2} C_2 \right]. \quad (8)$$

Постоянные интегрирования  $C_1$  и  $C_2$  находим из условий для  $\sigma_r$  на внутренней и наружной поверхностях трубопровода. На внутренней поверхности ( $r = r_1$ ) эти напряжения равны внутреннему давлению, т. е.  $\sigma_r = -p_1$ , а на наружной поверхности ( $r = r_2$ ) — наружному давлению  $\sigma_r = -p_2$ .

Для определения постоянных  $C_1$  и  $C_2$  согласно уравнению (7) получим следующих два уравнения:

$$-p_1 = \frac{E}{1-\mu^2} \left[ 1 + \mu C_1 - \frac{1-\mu}{r_1^2} C_2 \right];$$

$$-p_2 = \frac{E}{1-\mu^2} \left[ 1 + \mu C_1 + \frac{1-\mu}{r_2^2} C_2 \right].$$

Решая эти уравнения относительно  $C_1$  и  $C_2$ , найдем:

$$C_2 = \frac{1-\mu}{E} \cdot \frac{r_1^2 p_1 - r_2^2 p_2}{r_2^2 - r_1^2};$$

$$C_1 = \frac{1+\mu}{E} \cdot \frac{r_1^2 r_2^2 p_1 - p_2}{r_2^2 - r_1^2}.$$

Подставляя значения постоянных в выражения (6), (7) и (8), получим формулы для определения радиального перемещения и напряжений (формулы Ламе):

$$u = \frac{1-\mu}{E} \cdot \frac{r_1^2 p_1 - r_2^2 p_2}{r_2^2 - r_1^2} r + \frac{1+\mu}{E} \cdot \frac{r_1^2 r_2^2 p_1 - p_2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r}; \quad (9)$$

$$\sigma_r = \frac{r_1^2 p_1 - r_2^2 p_2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{r_1^2 r_2^2 p_1 - p_2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2}; \quad (10)$$

$$\sigma_\theta = \frac{r_1^2 p_1 - r_2^2 p_2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{r_1^2 r_2^2 p_1 - p_2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2}. \quad (11)$$

Сложив левые и правые части выражений для  $\sigma_r$  и  $\sigma_\theta$ , убедимся в том, что сумма радиального и окружного напряжений — величина постоянная:

$$\sigma_r + \sigma_\theta = \text{const}.$$

Относительная деформация рассматриваемого кольца в направлении, параллельном оси цилиндра, также будет постоянна на любом радиусе, т. е.

$$\varepsilon_z = -\frac{\mu}{E} \sigma_r + \sigma_\theta = \text{const}.$$

На основании этого можно рассматривать цилиндр как составленный из отдельных колец, нанизанных на ось. Поперечные сечения при деформации остаются плоскими.

Формулы (9) – (11) для напряжений и радиального перемещения принимают следующий вид:

$$\sigma_r = \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left( 1 - \frac{r_2^2}{r^2} \right) \rho; \quad (12)$$

$$\sigma_\theta = \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left( 1 + \frac{r_2^2}{r^2} \right) \rho; \quad (13)$$

$$u = \frac{1 - \mu}{E} \cdot \frac{r_1^2 \rho}{r_2^2 - r_1^2} r + \frac{1 + \mu}{E} \cdot \frac{r_1^2 r_2^2 \rho}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r}. \quad (14)$$

Напряжение  $\sigma_r$ , всюду сжимающее, а  $\sigma_\theta$  — растягивающее. Наибольшие значения  $\sigma_r$  и  $\sigma_\theta$  будут у внутренней поверхности трубопровода (при  $r = r_1$ ):

$$\begin{aligned} \sigma_{r \ r=r_1} &= -\rho; \\ \sigma_{\theta \ r=r_1} &= \frac{1 + k^2}{1 - k^2} \rho; \end{aligned} \quad (15)$$

где

$$k = \frac{r_1}{r_2}.$$

Радиальное перемещение у внутренней поверхности (увеличение внутреннего радиуса)

$$u_{r=r_1} = \frac{r_1}{E} \left( \frac{1 + k^2}{1 - k^2} + \mu \right) \rho. \quad (16)$$

Напряжения и перемещение у наружной поверхности трубопровода высокого давления следующие:

$$\begin{aligned} \sigma_{r \ r=r_2} &= 0; \\ \sigma_{\theta \ r=r_2} &= \frac{2k^2}{1 - k^2} \rho. \end{aligned} \quad (17)$$

$$u_{r=r_2} = \frac{r_2}{E} \cdot \frac{2k^2}{1 - k^2} \rho. \quad (18)$$

Эпюры напряжений  $\sigma_r$  и  $\sigma_\theta$  для трубопровода диаметром при различных толщинах стенок приведены на рис. 5.

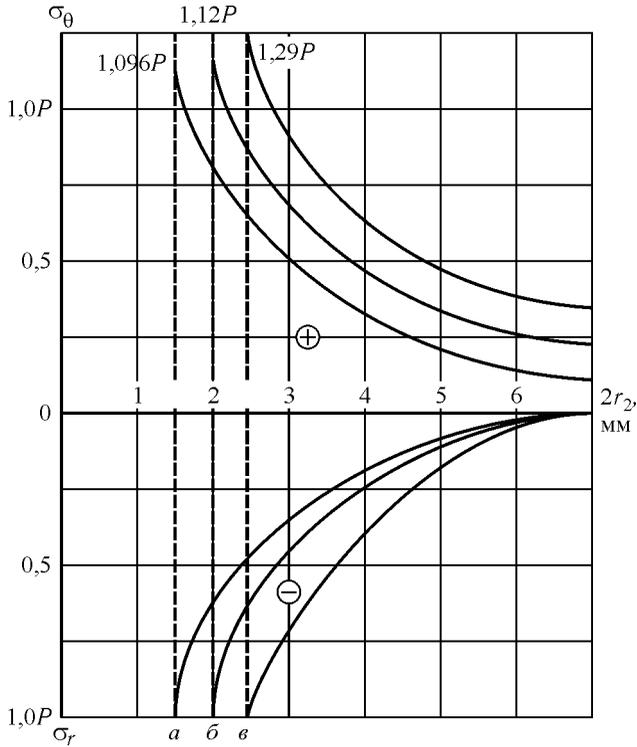


Рис. 5. Зависимости напряжений в долях от максимального давления  $P$  в трубопроводе диаметром 7 мм:  $a$  — при внутреннем диаметре 1,5 мм;  $b$  — при внутреннем диаметре 2 мм;  $v$  — при внутреннем диаметре 2,5 мм.

Напряжения изменяются по гиперболическому закону. Наиболее опасной с точки зрения прочности является точка, лежащая у внутренней поверхности трубопровода высокого давления.

Определим допускаемое внутреннее давление в цилиндре при безграничном увеличении толщины стенки. Полагая  $r_2 \rightarrow \infty$  и принимая в формулах (17)  $k = 0$ , получим:  $\sigma_{r \ r=r_1} = -p$ ;  $\sigma_{\theta \ r=r_1} = p$ .

Используем, например, третью теорию прочности:

$$\sigma_{экв,III} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma .$$

В рассматриваемом случае

$$\sigma_1 = \sigma_{\theta \ r=r_1} = p \text{ и } \sigma_3 = \sigma_{r \ r=r_1} = -p$$

и это условие прочности принимает вид

$$2p \leq \sigma ,$$

Откуда

$$\rho \leq \frac{\sigma}{2},$$

Трубы для топливных систем ДВС в СНГ поставляются из стали марки 20 в отожжённом состоянии, с временным сопротивлением разрыву не менее 400 МПа и относительным удлинением не менее 21 %.

Таким образом, максимальное теоретически возможное давление, которое может выдержать трубопровод высокого давления, выполненный из стали 20 ( $\sigma_b=400$  МПа), без учёта тепловых напряжений составит  $\rho \leq 200$  МПа.

Рассмотрим второй вариант работы топливного трубопровода, когда трубопровод высокого давления, и в системе сбора протечек давление изменяется в соответствии с кривой 2, рис. 2.

Опасными являются точки защитной трубы у её внутренней поверхности, где главные напряжения определяются:

$$\begin{cases} \sigma_1 = \sigma_2 = \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \rho = \frac{1 + k^2}{1 - k^2} \rho; \\ \sigma_2 = \sigma_z = 0; \\ \sigma_3 = \sigma_r = -\rho \end{cases} \quad (19)$$

Тогда условие прочности запишется:

$$\sigma_{\text{yеáиV}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\sigma_1 - \sigma_2}^2 + \sigma_1 - \sigma_3}^2 + \sigma_2 - \sigma_3}^2} \leq \sigma .$$

После подстановки напряжений из (19) получим

$$\sigma_{\text{yеáиV}} = \sqrt{\sigma_2^2 - \sigma_2 \sigma_r + \sigma_r^2} \leq \sigma$$

и далее, используя (19) преобразуем

$$\sigma_{\text{yеáиV}} = \sqrt{\left(\frac{1 + k^2}{1 - k^2} \rho\right)^2 + \frac{1 + k^2}{1 - k^2} \rho^2 + \rho^2} \leq \sigma .$$

Решая относительно  $k$ , получим

$$k^2 = \frac{\left(\frac{\sigma}{\rho}\right)^2 \pm \sqrt{\left(\frac{2\sigma}{\rho}\right)^2 - 3}}{\left(\frac{\sigma}{\rho}\right)^2 - 1} .$$

Тогда внешний радиус трубы составит

$$r_2 = \frac{r_1}{k} = \frac{r_1}{\sqrt{\frac{\left(\frac{\sigma}{\rho}\right)^2 \pm \sqrt{\left(\frac{2\sigma}{\rho}\right)^2 - 3}}{\left(\frac{\sigma}{\rho}\right)^2 - 1}}}, \quad (20)$$

а толщина стенки соответственно

$$s = r_2 - r_1.$$

Расчёт толщины стенки защитного трубопровода был проведен согласно полученным выражениям для основных конструкционных материалов. Результаты расчёта минимальных толщин стенки защитного трубопровода с внутренним диаметром 10 мм приведен в табл. 1.

Таблица 1. Расчётная минимальная толщина стенки защитного топливного трубопровода, выполненного из основных конструкционных материалов.

Материал трубопровода	Сопротивление разрыву, МПа	Толщина стенки защитного трубопровода, мм
Сталь 20	420	0,2
Сталь 40Х	1000	0,1
Латунь Л68	320	0,25
Полиэтилен	25	4

Далее в работе рассмотрим влияние подогрева топлива на напряжения, возникающие в топливном трубопроводе ДВС.

Если трубопровод нагревается неравномерно, то в нем появляются температурные напряжения, которые суммируются с напряжениями, вызванными давлением.

Часто температурное поле симметрично относительно оси трубопровода и постоянно по его длине. При этом условии также можно считать, что поперечные сечения, лежащие на достаточном расстоянии от концов трубопровода, остаются плоскими и деформация  $\varepsilon_z$  постоянна.

Обозначим через  $T$  повышение температуры, зависящее от радиуса  $r$ , а через  $\alpha$  — коэффициент линейного расширения.

Воспользуемся обобщенным законом Гука, добавив к деформациям, обусловленным напряжениями, температурные расширения. Тогда для  $\varepsilon_z$ ,  $\varepsilon_r$  и  $\varepsilon_\theta$  получим следующие формулы:

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} \sigma_z - \mu\sigma_r - \mu\sigma_\theta + \alpha T = const;$$

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} \sigma_r - \mu \sigma_\theta - \mu \sigma_z + \alpha T; \quad (21)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{E} \sigma_\theta - \mu \sigma_z - \mu \sigma_r + \alpha T.$$

Модуль упругости  $E$  зависит от температуры. Для нашего случая это не учитывается, что вполне допустимо, если разность температур внутренней и наружной поверхностей трубопровода невелика. В таком случае модуль  $E$  следует брать равным его значению при средней температуре стенки трубопровода.

Решая эти уравнения относительно напряжений, найдем:

$$\begin{aligned} \sigma_z &= \frac{E}{1 + \mu} \frac{1 - 2\mu}{1 - 2\mu} \left[ 1 - \mu \varepsilon_z + \mu \varepsilon_r + \mu \varepsilon_\theta - 1 + \mu \alpha T \right]; \\ \sigma_r &= \frac{E}{1 + \mu} \frac{1 - 2\mu}{1 - 2\mu} \left[ 1 - \mu \varepsilon_r + \mu \varepsilon_\theta + \mu \varepsilon_z - 1 + \mu \alpha T \right]; \\ \sigma_\theta &= \frac{E}{1 + \mu} \frac{1 - 2\mu}{1 - 2\mu} \left[ 1 - \mu \varepsilon_\theta + \mu \varepsilon_r + \mu \varepsilon_z - 1 + \mu \alpha T \right]. \end{aligned} \quad (22)$$

Выражая в этих формулах деформации через перемещения:

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr} \text{ и } \varepsilon_\theta = \frac{u}{r}$$

и затем подставляя полученные значения для  $\sigma_r$  и  $\sigma_\theta$  в уравнение равновесия (1)

$$r \frac{d\sigma_r}{dr} + \sigma_r - \sigma_\theta = 0,$$

получим следующее дифференциальное уравнение для перемещения  $u$ :

$$\frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = \frac{1 + \mu}{1 - \mu} \alpha \frac{dT}{dr}. \quad (23)$$

Из этого уравнения может быть определено перемещение, если известен закон изменения температуры  $T(r)$  по толщине стенки трубопровода.

Последнее уравнение можно представить в виде

$$\frac{d}{dr} \left[ \frac{1}{r} \cdot \frac{d ur}{dr} \right] = \frac{1 + \mu}{1 - \mu} \alpha \frac{dT}{dr}.$$

Интегрируя это уравнение два раза по  $r$ , найдем общее решение:

$$u = \frac{1}{r} \cdot \frac{1+\mu}{1-\mu} \int_{r_1}^r \alpha T r dr + Ar + \frac{B}{r}. \quad (24)$$

Постоянные  $A$  и  $B$  определяются из условий для  $\sigma_r$  на внутренней и наружной поверхностях трубопровода. Так как эти поверхности свободны от нагрузки, то

$$\sigma_r \big|_{r=r_1} = 0 \text{ и } \sigma_r \big|_{r=r_2} = 0.$$

Подставив в выражение (22) для  $\sigma_r$  деформации  $\varepsilon_r = \frac{du}{dr}$  и  $\varepsilon_\theta = \frac{u}{r}$ , а затем полученное решение (24) для  $u$ , будем иметь:

$$\sigma_r = \frac{E}{1+\mu} \left[ -\frac{1+\mu}{1-\mu} \cdot \frac{1}{r^2} \int_{r_1}^r \alpha T r dr + \frac{A}{1-2\mu} - \frac{B}{r^2} + \frac{\mu}{1-2\mu} \varepsilon_z \right]. \quad (25)$$

Приравняв это выражение нулю при  $r = r_1$  и  $r = r_2$ , получим два уравнения для определения постоянных  $A$  и  $B$ , решая которые, найдем, что

$$A = \frac{1+\mu}{1-\mu} \cdot \frac{1-2\mu}{r_2^2 - r_1^2} \int_{r_1}^{r_2} \alpha T r dr - \mu \varepsilon_z;$$

$$B = \frac{1+\mu}{1-\mu} \cdot \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \int_{r_1}^{r_2} \alpha T r dr.$$

После подстановки этих значений в формулы (22) получим:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu} \left[ -\frac{1}{r^2} \int_{r_1}^r \alpha T r dr + \frac{r^2 - r_1^2}{r^2 (r_2^2 - r_1^2)} \int_{r_1}^{r_2} \alpha T r dr \right]; \quad (26)$$

$$\sigma_\theta = \frac{E}{1-\mu} \left[ \frac{1}{r^2} \int_{r_1}^r \alpha T r dr + \frac{r^2 + r_1^2}{r^2 (r_2^2 - r_1^2)} \int_{r_1}^{r_2} \alpha T r dr - \alpha T \right]; \quad (27)$$

$$\sigma_z = \frac{E}{1-\mu} \left[ \frac{2\mu}{r_2^2 - r_1^2} \int_{r_1}^{r_2} \alpha T r dr + 1 - \mu \varepsilon_z - \alpha T \right]. \quad (28)$$

В последнем выражении неизвестна величина  $\varepsilon_z$ . Если трубопровод имеет возможность свободно расширяться, то  $\varepsilon_z$  можно найти из условия, что продольная сила в поперечном сечении равняется нулю, т. е.

$$N = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \sigma_z r dr d\varphi = 0,$$

или

$$\int_{r_1}^{r_2} \sigma_z r dr = 0.$$

Подставляя сюда значение  $\sigma_z$  из выражения (28), найдем:

$$\varepsilon_z = \frac{2}{r_2^2 - r_1^2} \int_{r_1}^{r_2} \alpha T r dr. \quad (31)$$

Окончательное выражение для  $\sigma_z$  следующее:

$$\sigma_z = \frac{E}{1 - \mu} \left( \frac{2}{r_2^2 - r_1^2} \int_{r_1}^{r_2} \alpha T r dr - \alpha T \right). \quad (32)$$

Вычислить интеграл  $\int \alpha T r dr$  и определить напряжения можно, если известен закон изменения температуры  $T(r)$  по толщине стенки трубопровода.

Наиболее простым и часто применяемым в технических расчетах законом изменения температуры является линейный закон. Пусть  $T^* = T_1 - T_2$  обозначает превышение температуры внутренней поверхности трубопровода над температурой наружной поверхности. Тогда линейный закон изменения температуры по радиусу трубопровода будет выражаться формулой

$$T r = T^* \frac{r_2 - r}{r_2 - r_1}. \quad (33)$$

Подставив это выражения в формулы (26), (27), (32) для напряжений и выполнив интегрирование, получим:

$$\sigma_r = \frac{E \alpha T^*}{3(1 - \mu)(r_2 - r_1)} \left[ r - \frac{r_1^3}{r^2} - \left( 1 - \frac{r_1^2}{r^2} \right) \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2} \right]; \quad (34)$$

$$\sigma_\theta = \frac{E \alpha T^*}{3(1 - \mu)(r_2 - r_1)} \left[ 2r + \frac{r_1^3}{r^2} - \left( 1 + \frac{r_1^2}{r^2} \right) \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2} \right]; \quad (35)$$

$$\sigma_z = \frac{E \alpha T^*}{3(1 - \mu)(r_2 - r_1)} \left[ 3r - \frac{2(r_2^3 - r_1^3)}{r_2^2 - r_1^2} \right]. \quad (36)$$

У внутренней поверхности трубопровода (при  $r = r_1$ )

$$\sigma_{r_{r=r_1}} = 0;$$

$$\sigma_{\theta \ r=r_1} = \sigma_{z \ r=r_1} = \frac{E\alpha T^*}{3(1-\mu)} \frac{1}{r_2 - r_1} \left[ 3r_1 - \frac{2}{r_2^2 - r_1^2} (r_2^3 - r_1^3) \right]. \quad (37)$$

У наружной поверхности трубопровода (при  $r = r_2$ )

$$\sigma_r \ r=r_2 = 0;$$

$$\sigma_{\theta \ r=r_2} = \sigma_{z \ r=r_2} = \frac{E\alpha T^*}{3(1-\mu)} \frac{1}{r_2 - r_1} \left[ 3r_2 - \frac{2}{r_2^2 - r_1^2} (r_2^3 - r_1^3) \right]. \quad (38)$$

Эпюры распределения напряжений по толщине стенки трубопровода с отношением  $k = r_1/r_2 = 0,36$  при  $\mu = 0,3$  в случае линейного изменения температуры по радиусу топливного трубопровода высокого давления представлены на рис. 6, а.

Более точным является допущение о том, что в толстостенных трубопроводах температура по толщине стенки изменяется по логарифмическому закону, устанавливаемому теорией теплопередачи:

$$T \ r = \frac{T^*}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \ln \frac{r_2}{r_1}. \quad (39)$$

Тогда, подставив это выражение в формулы (26), (27), (32) и выполнив интегрирование, получим:

$$\sigma_r = -\frac{E\alpha T^*}{3(1-\mu)} \frac{1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \left[ \ln \frac{r_2}{r} + \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left( 1 - \frac{r_2^2}{r^2} \right) \ln \frac{r_2}{r_1} \right]; \quad (40)$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{E\alpha T^*}{3(1-\mu)} \frac{1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \left[ 1 - \ln \frac{r_2}{r} - \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left( 1 + \frac{r_2^2}{r^2} \right) \ln \frac{r_2}{r_1} \right]; \quad (41)$$

$$\sigma_z = \frac{E\alpha T^*}{3(1-\mu)} \frac{1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \left[ 1 - 2 \ln \frac{r_2}{r} - \frac{2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \ln \frac{r_2}{r_1} \right]. \quad (42)$$

У внутренней поверхности цилиндра

$$\sigma_r \ r=r_1 = 0;$$

$$\sigma_{\theta \ r=r_1} = \sigma_{z \ r=r_1} = \frac{E\alpha T^*}{3(1-\mu)} \frac{1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \left[ 1 - \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \ln \frac{r_2}{r_1} \right]. \quad (43)$$

У наружной поверхности

$$\sigma_{r \ r=r_2} = 0;$$

$$\sigma_{\theta \ r=r_2} = \sigma_{z \ r=r_2} = \frac{E\alpha T^*}{3(1-\mu) \ln \frac{r_2}{r_1}} \left[ 1 - \frac{2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \ln \frac{r_2}{r_1} \right]. \quad (44)$$

Согласно формулам (40) – (42) были рассчитаны напряжения в трубопроводе высокого давления, выполненном из стали 20 с трубками диаметром 7 мм ( $k = r_1/r_2 = 0,36$ ) при средней температуре стенки 75 °С. Результаты представлены на рис. 6, б.

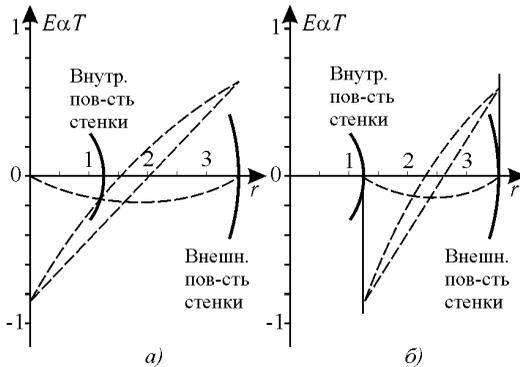


Рис. 6. Зависимость напряжений в трубопроводе диаметром 7 мм; материал трубопровода сталь 20;  $E = 2 \cdot 10^8$  кг/м<sup>2</sup>,  $\alpha = 1,25 \cdot 10^{-5}$ .

Как видим из рис. 6, при использовании в расчётной модели допущения о логарифмическом распределении температуры по толщине стенки, значения напряжений  $\sigma_r$  и  $\sigma_{\theta}$  на внутренней поверхности на 12,5 % выше, а на внешней — на 9 % меньше, чем в случае линейной модели. Полученный результат имеет удовлетворительную сходимость с натурными наблюдениями.

Выводы.

1. Современные тенденции повышения давления топлива насосами высокого давления до 140...170 МПа и подогрева топлива до 90...100 °С требуют замены традиционных материалов труб на более прочные легированные стали.

2. Изготовление защитных трубопроводов в дальнейшем пойдёт по пути использования гофрированных тонкостенных труб из цветных сплавов и нержавеющей сталей. В ряде случаев возможно использование в качестве материалов защитных трубопроводов негорючих пластмасс.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Международная конвенция СОЛАС 74.
2. Правила классификации и постройки морских судов. – СПб.: Российский Морской Регистр Судоходства, 1999. – 471 с.

УДК 621.431.74

Аболешкин С.Е.  
ОНМА

## **ВЛИЯНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ КОРПУСА СУДНА И ГРЕБНОГО ВИНТА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПЕРЕВОЗОК**

Современная судовая энергетическая установка представляет собой комплекс технических средств, функционально взаимодействующих между собой в процессе выполнения поставленных перед ней задач.

Для транспортных судов основной является задача безопасной перевозки груза в установленное время с минимальными эксплуатационными затратами при полной его сохранности.

Условия безопасности, сохранности, надежности можно рассматривать как граничные при изучении вопроса экономической эффективности транспортного процесса.

Основная часть эксплуатационных расходов транспортного судна приходится на топливо, поэтому его экономии уделяется особое внимание, разработано множество способов и методик, большинство из которых связаны с совершенствованием процесса сгорания в цилиндрах главных судовых дизелей, выбором режимов их работы и использованием экономичной скорости хода судна. Решение этих задач позволяет повысить экономическую эффективность перевозок транспортным судном.

Большое значение при решении задачи минимизации расхода топлива имеют своевременный контроль и улучшение технического состояния элементов судового гидромеханического комплекса, включающего в себя главный двигатель, корпус судна, гребной винт.

Как показала практика эксплуатации судов, ухудшение технического состояния корпуса судна и гребного винта в результате коррозии и обрастания, приводит к существенному снижению скорости хода судна, увеличению расхода топлива и ухудшению экономических показателей работы судна в целом. В реальных условиях эксплуатации транспортного судна, с учетом ограничительных характеристик главного двигателя, утяжеление винтовой характеристики может привести к увеличению расхода топлива до 15 % [1, 2].

Оценке технического состояния корпуса судна и гребного винта посвящено значительное число работ и исследований. Большинство предложенных показателей и критериев носят эмпирический, относительный характер и не позволяют судить об экономических потерях вследствие ухудшения технического состояния элементов гидромеханического комплекса.

Для транспортного судна в условиях эксплуатации для оценки технического состояния корпуса судна и гребного винта удобно пользоваться абсолютными показателями снижения скорости хода судна и увеличения расхода топлива, которое вызвано необходимостью поддержания заданной коммерческой скорости хода судна. Это позволяет учитывать техническое состояние судна при определении коммерческой эффективности его эксплуатации.

Для любой винтовой характеристики главного судового дизеля, работающего на ВФШ, в диапазоне эксплуатационных режимов справедливо равенство

$$S_n = \frac{v_s}{n} = \text{const}, \quad (1)$$

где  $v_s$  — скорость судна;  $n$  — частота вращения гребного винта.

Нормировочные испытания предусматривают замеры значений скорости судна  $v_s$  и соответствующие им частот вращения гребного винта  $n_i$  при ходе судна в грузу с осадкой  $T_r$  и в балласте  $T_b$ . Тогда справедливы соотношения

$$S_{n_r} = \text{const}; S_{n_b} = \text{const}, \quad (2)$$

где  $S_{n_r} = \frac{\sum_{i=1}^{n_r} v_{s_i}}{n_r}$ ;  $S_{n_b} = \frac{\sum_{i=1}^{n_b} v_{s_i}}{n_b}$ ;  $n_r, n_b$  — количество замеров скорости в грузу и в балласте.

Зависимость  $S_n$  от осадки судна  $T$  при чистом корпусе с достаточной степенью точности можно описать функцией вида

$$\bar{S}_n = a + b\bar{T}, \quad (3)$$

где  $a, b$  — коэффициенты уравнения, постоянные для судна;  $\bar{S}_n$  — относительная величина  $S_{n_r}/S_{n_b}$ ;  $\bar{T}$  — относительная осадка  $T/T_r$ .

Использование в относительном виде  $\bar{S}$  и  $\bar{T}$  позволит унифицировать значения коэффициентов  $a$  и  $b$  для однотипных судов.

Для осадки в грузу  $T = T_r$  получим

$$1 = a + b.$$

Из формулы (3) можно определить скорость судна при текущей осадке и частоте вращения гребного винта для технического состояния корпуса судна и гребного винта на момент проведения нормировочных испытаний

$$v_{s_0} = nS_{n_1} \left( a + b \frac{T}{T_r} \right), \quad (4)$$

где  $v_{s_0}$  — скорость судна при текущих значениях  $T$ ,  $n$  и технического состояния корпуса судна и гребного винта на момент проведения нормировочных испытаний.

Тогда потеря скорости хода судна  $\Delta v_s$  вследствие ухудшения технического состояния корпуса судна и гребного винта можно определить по формуле

$$\Delta v_s = v_{s_0} - v_s, \quad (5)$$

где  $v_s$  — скорость судна при текущих значениях  $T$ ,  $n$  и техническом состоянии корпуса судна и гребного винта.

Для поддержания плановой скорости хода судна при ухудшении технического состояния корпуса судна и гребного винта необходимо увеличить частоту вращения гребного винта по одной винтовой характеристике до величины

$$n_1 = n \frac{v_{s_0}}{v_s}, \quad (6)$$

где  $v_s$ ,  $n$  — текущие значения скорости хода судна и  $v_{s_0}$  — плановая скорость хода судна,  $n_1$  — частота вращения гребного винта, необходимая для достижения судном плановой скорости при данных осадке и техническом состоянии элементов гидромеханического комплекса.

В пределах малого перемещения по винтовой характеристике с достаточной степенью точности можно допустить

$$B_{q_1} = cn^3.$$

Тогда в относительном виде

$$\bar{B}_{q_1} = \bar{n}^3.$$

Часовой расход топлива на новом режиме можно определить по выражению

$$B_{q_1} = B_q \left( \frac{n_1}{n} \right)^3.$$

Увеличение расхода топлива вследствие ухудшения технического состояния корпуса судна и гребного винта для данной скорости хода судна можно определить по формуле

$$\Delta B_q = B_{q_1} - B_q.$$

Учет величины  $\Delta B_{\text{ч}}$  транспортного судна для определенных условий рейса позволит планировать проведение подводных очисток и докование, что в целом значительно повысит эффективность коммерческой эксплуатации судна.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Овсянников М.К., Петухов В.А. Эффективность топливоиспользования в судовых дизельных установках. – Л.: Судостроение, 1984. – 96 с.
2. Кацман Ф.М. Эксплуатация пропульсивного комплекса морского судна. – М.: Транспорт, 1987. – 223 с.

УДК 621.431.78(075.3)

Бойко П.В., Лихогляд К.А.  
ОНМА, УДП

### **ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ КАЧЕСТВА ДИЗЕЛЯ В СОСТАВЕ СУДОВОГО ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСА**

Эксплуатационные качества главного судового дизеля существенно влияют на эксплуатационные энергетические и ходовые качества судна в целом, которые принято характеризовать следующими основными показателями: суммарным удельным расходом топлива главными дизелями, скоростью движения судна и расходом топлива на единицу пути. При этом удельный расход топлива определяет эффективность его использования в дизелях, а расход топлива на единицу пути является обобщенным показателем энергетической эффективности пропульсивного комплекса.

Исследования в этой области более 20 лет успешно проводились в Одесской национальной морской академии. Среди этих работ заслуживают первоочередного внимания работы профессора Г.А. Конакова [1, 2], которые получили дальнейшее развитие в работах профессора П.С. Суворова [3, 4].

Настоящая работа является продолжением исследований в этой области и учитывает реалии современного состояния рынка и флота, который его обслуживает.

Определение эксплуатационных режимных показателей главных дизелей и судового пропульсивного комплекса производится по результатам контрольных испытаний на спокойной воде. Эти испытания сопоставляют с данными паспортных испытаний. Поскольку паспортные характеристики получены в определенных условиях (прямой участок пути, полная осадка, глубокая спокойная вода, расчетная скорость движения судна), которые не всегда полностью совпадают с условиями контрольных испытаний, то считают допустимым для рассматриваемого режима отклонение скорости хода судна на 3 % и часового расхода топлива — 5 % [5]. Высокие эксплуатационные качества дизеля в составе пропульсивного комплекса могут быть обеспечены лишь в том случае, когда его характеристики согласованы с характеристиками остальных элементов комплекса. Это может быть достигнуто соответствующей настройкой дизеля, предполагающей изменение регулировочных параметров, таких как степень сжатия, степень повышения давления при сгорании и др.

Эксплуатационные режимы главных судовых дизелей существенно отличаются от номинального по продолжительности работы и по режимным

показателям, поэтому удельный расход топлива на номинальном режиме не характеризует их топливную экономичность как эксплуатационное качество. Настройку обычно производят на оптимальное топливоиспользование путем совмещения на одном градусе винтовой характеристики и универсальной многопараметровой характеристики дизеля по удельному расходу топлива. Совмещение этих характеристик позволяет решать задачи выбора режима работы гребного винта, построения эксплуатационной винтовой характеристики по условиям эксплуатации судна, определения осредненной величины винтовой характеристики в зависимости от условий плавания. Наличие универсальной характеристики по удельному расходу топлива позволяет оценивать топливную экономичность главного дизеля во всем поле эксплуатационных режимов.

На рисунке это поле определено в общем виде положением характеристик дизеля — ограничительной (наибольших 1 и наименьших 6 нагрузок) и регуляторной — предельных частот вращения коленчатого вала 7, а также винтовых характеристик: 3 — «утяжеленной» (соответствующей ходу судна с полной загрузкой при максимальной шероховатости подводной части и в наиболее неблагоприятных погодных условиях), 5 — «облегченной» (соответствующей ходу судна в балласте с очищенной подводной частью в штиль). Кроме этого, на рис. указана точка *B* номинального режима и проведена средняя эксплуатационная винтовая характеристика 4, соответствующая наиболее вероятным условиям эксплуатации судна. Здесь же изображены изопараметрические линии удельного расхода топлива  $b_e$  универсальной характеристики дизеля.

Корректная оценка топливной экономичности вариантов согласования характеристик элементов судового пропульсивного комплекса производится по критерию удельного эффективного расхода топлива при работе главного дизеля со средней эксплуатационной мощностью  $N_{e,ср}$  и средней эксплуатационной частотой вращения вала  $n_{e,ср}$ :

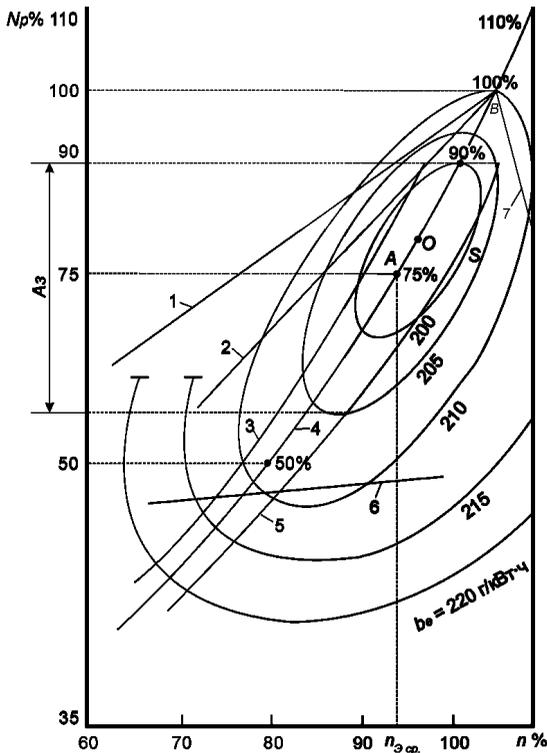
$$b_{ay} = \frac{B_{ay}}{N_{ay,н.д.}}$$

где  $B_{ay}$  — часовой расход топлива при работе дизеля в наиболее вероятном эксплуатационном режиме (точка *A* на рисунке).

В общей постановке задача согласования формулируется следующим образом: для конкретного судового пропульсивного комплекса определить сочетание характеристик его элементов, оптимальное по критерию топливной экономичности главного дизеля в наиболее вероятных условиях их эксплуатации.

Решение задачи согласования возможно как путем изменения режимных показателей всех элементов судового пропульсивного ком-

плекса, так и путем изменения параметров любого его элемента, полагая остальные параметры фиксированными. Однако часто оказывается, что в результате согласования характеристик пропульсивного комплекса лишь за счет изменения параметров корпуса, винта, передачи область минимальных удельных расходов топлива универсальной характеристики дизеля располагается неблагоприятно, т.е. либо частично, либо полностью находится за границей поля  $S$  наиболее вероятных эксплуатационных режимов. В этом случае, для повышения эксплуатационной топливной экономичности дизеля, необходимо целенаправленно скорректировать конфигурацию универсальной характеристики по удельному расходу топлива.



Согласование универсальных характеристик дизеля с винтовыми характеристиками: ограничительные характеристики дизеля: 1 — по крутящему моменту; 2 — по теплонпряженности; 3 — «утяжеленная»; 4 — средняя эксплуатационная; 5 — «облегченная»; 6 — ограничительная по наименьшим нагрузкам; 7 — ограничительная по предельным частотам вращения коленчатого вала;  $A_3$  — зона наиболее вероятных эксплуатационных нагрузок дизеля;  $S$  — поле наиболее вероятных режимов работы дизеля;  $B$  — точка номинального режима.

Эту корректировку можно осуществлять путем соответствующей настройки дизеля, которая в данном случае направлена на использование его резервов по топливной экономичности, связана с поиском оптимальной комбинации значений параметров рабочего процесса в цилиндре, системе наддува, газоздушном тракте и топливopодачи. Эта задача решается путем численного моделирования рабочего процесса. Изменение конфигурации изолиний  $b_e$  при различной организации рабочего процесса характеризуется разными значениями угла опережения подачи топлива  $\varphi_{оп}$ , геометрической степенью сжатия  $\varepsilon_0$ , пропускной способностью соплового аппарата турбины  $\mu F_T$ , углом перекрытия клапанов  $\varphi_{пк}$ , которые приводят к изменению формы и расположения изопараметрических линий  $b_e$  универсальной характеристики дизеля. Это означает, что варьирование параметров  $\varphi_{оп}$ ,  $\varepsilon_0$ ,  $\mu F_T$  и  $\varphi_{вк}$  (открытия выпускного клапана) в процессе настройки дизеля позволяет воздействовать на величину критерия оптимальности  $b_e$ . При согласовании должно быть учтено взаимное расположение поля  $S$  наиболее вероятных режимов эксплуатации главного дизеля и универсальной характеристики. Направление поиска оптимального варианта согласования обуславливается местоположением области минимальных удельных расходов топлива, ограниченной изолинией  $b_e^{\min}$ . Она может располагаться за областью  $S$ . В этом случае необходимо ее согласование с винтовой характеристикой.

Для оценки исследуемых технико-экономических качеств дизеля существует ряд показателей, среди которых наиболее распространены являются оценки судового комплекса двигатель – движитель – корпус судна по коэффициенту его пропульсивных качеств (Ю.М. Кулибанов и др.) [6],

$$K_n = \frac{D^{2/3} v_s}{N_e} \rightarrow \max, \quad (1)$$

где:  $D$  — полное водоизмещение судна, т;  $v_s$  — скорость движения судна, м/с;  $N_e$  — эффективная мощность, кВт, а также по адмиралтейскому коэффициенту

$$\tilde{K} = \frac{D^{2/3} v_s^r}{N_e} \approx v_s^{r-1} K_n \rightarrow \max,$$

где в первом приближении  $r = 3$  или

$$r = 3 \left[ 1 + 0,4 \left( \frac{N_{e0}}{v_{s0} D} \right)^{1,25} \right].$$

Влияние состояния гидромеханического комплекса на использование топлива оценивают топливным коэффициентом

$$K_0 = \frac{D^{2/3} v_s}{24B_{\dot{c}}} = \frac{N_e}{24B_{\dot{c}}} K_n = \frac{K_n}{24b_e} \rightarrow \max ,$$

где  $B_{\dot{c}}$  — часовой расход топлива.

Качество режима движения судна оценивается коэффициентом режима движения

$$K_p = \frac{B_{\dot{c}}}{D^{2/3} v_s} = \frac{B_{\dot{c}}}{N_e K_n} = \frac{b_e}{K_n} \rightarrow \min .$$

При выборе экономичной скорости хода судна за основной критерий принимают [7] путевой расход топлива

$$B_v = \frac{B_{\dot{c}}}{v_s} = \frac{D^{2/3} b_e}{K_n} \rightarrow \min . \quad (2)$$

Вышеперечисленные показатели являются функцией мощности главного дизеля, поэтому они без труда могут быть обобщены в единый показатель — КПД судового пропульсивного комплекса, который характеризует качество как дизеля, так и элементов судового пропульсивного комплекса.

В заключение следует отметить, что актуальность предложенного комплекса при оценке пропульсивных качеств судов на рынке транспортных услуг Украины и стран ближнего зарубежья при переходе на новые формы хозяйствования не утратили своей актуальности и значимости и требуют дальнейшего продолжения исследований с учётом поступления новых судов с современными СЭУ.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Конаков Г.А., Захаров Ю.В., Чорба В.А., Абайду Дж.Й. Интегральный метод оценки эксплуатационного технического состояния судового комплекса // Сб. науч. тр., НКИ. Сер. Теплоэнергетика и хладотехника. – Николаев, 1987. – С. 33-37.
2. Конаков Г.А., Бойко П.В. Интегральные показатели эксплуатационных технико-экономических качеств судового гидромеханического комплекса. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – Вып. 2. – Одесса: ОГМА. – С.15-24.
3. Суворов П.С. Эксплуатационные режимы нагружения судовых среднеоборотных дизелей. – Одесса: Моряк, 1995. – 223 с.
4. Суворов П.С. Управление режимами работы главных судовых дизелей. – Одесса: ЛАТСТАР, 2000. – 238 с.

5. Бойко П.В. Оценка эксплуатационных технико-экономических качеств судового гидромеханического комплекса. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – Вып. 2. – Одесса: ОГМА. – С. 66-67.
6. Кулибанов Ю.М., Малый П.А., Сахаров В.В. Экономичные режимы работы судовых энергетических установок. – М.: Транспорт, 1987. – 205 с.
7. Кацман Ф.М. Эксплуатация пропульсивного комплекса морского судна. – М.: Транспорт, 1987. – 223 с.

УДК 629.12.03

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

### ОСОБЕННОСТИ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК СУДОВ, РАБОТАЮЩИХ В ТАЙМ-ЧАРТЕРЕ

В основе оценки эффективности большинства сложных технических систем, к числу которых, безусловно, относятся судовые энергетические установки (СЭУ), лежит соотношение между ожидаемым полезным эффектом от их функционирования и связанными с ним затратами. Применительно к эксплуатации энергетических установок (ЭУ) транспортных судов полезный эффект проявляется в обеспечении безопасной, сохранной и своевременной доставки грузов морем, а сопутствующие затраты складываются из расходов на горюче-смазочные материалы, техническое обслуживание, ремонт, содержание экипажа и некоторых других составляющих. Таким образом, качество эксплуатации ЭУ, которая является одной из важнейших подсистем судна, непосредственно влияет на эффективность его работы в целом. Поэтому при поиске рациональных вариантов эксплуатации СЭУ должны использоваться критерии, соответствующие требованию субоптимизации и иерархической структуры принятия решений в сложных системах [1].

В практике анализа эффективности СЭУ широко применяются подобные обобщенные критерии, представляющие собой различные удельные показатели транспортной работы судна. Последняя, отнесенная к единице времени, определяется произведением полезной нагрузки судна  $P$  и его средней эксплуатационной скорости хода  $v_s$ . Среди таких показателей, например, критерий вместимости

$$W_p = \frac{P \cdot v_s}{P_R},$$

где  $P_R$  — регистровая вместимость судна,

а также коэффициенты транспортной эффективности, учитывающие суммарную мощность главных двигателей (ГД) и их топливную экономичность:

$$W_N = \frac{P \cdot v_s}{N_{\Sigma}}; \quad W_N = \frac{P \cdot v_s}{b_4} = \frac{P}{B},$$

где:  $N_{\Sigma}$  — суммарная эффективная мощность ГД, кВт;  $B_4$  — часовой расход топлива, т/ч;  $B = B_4/v_s$  — путевой расход топлива, т/милю.

Очевидно, выбор используемого критерия определяется особенностями решаемой оптимизационной задачи. При этом следует стремиться

ся к возможному упрощению структуры исходного обобщенного критерия, путем исключения из нее идентичных для сравниваемых вариантов составляющих.

Современная практика коммерческой эксплуатации транспортного флота свидетельствует о том, что большинство судов работают в тайм-чартере. При этом фрахтователь принимает на себя обязательства по обеспечению судна топливом, а перевозчик (судовладелец или оператор) ответственен за его безопасную эксплуатацию и поддержание технического состояния на надлежащем уровне.

Важнейшей особенностью такой формы фрахтования является требование соблюдения перевозчиком зафиксированной в договоре скорости хода  $v_{\text{ф}}$ . Ее значение существенно влияет на конкурентоспособность судна на фрахтовом рынке и величину ставки тайм-чартера, которая обычно устанавливается из расчета за тонну дедвейта или за все судно в сутки [2]. По сути,  $v_{\text{ф}}$  определяет постоянную провозоспособность судна. При этом улучшение его экономических показателей может быть достигнуто за счет сокращения эксплуатационных затрат, доминирующей составляющей которых (30...60 %) являются расходы на топливо. Поэтому для судов, работающих в тайм-чартере, важнейшую роль играют технические и организационные мероприятия, направленные на совершенствование эксплуатации ЭУ и, в первую очередь, на повышение их топливной экономичности. Концентрация усилий в этом направлении представляется наиболее актуальной и перспективной, поскольку остальные слагаемые эксплуатационных затрат, как показывает практика, остаются весьма стабильными.

Для большинства современных транспортных судов величина суммарного рейсового расхода топлива в СЭУ определяется в основном работой ГД на режиме полного хода. Как правило, между ходовым  $\tau_{\text{х}}$  и стояночным  $\tau_{\text{ст}}$  временем в рейсе существует соотношение  $\tau_{\text{х}} \ll \tau_{\text{ст}}$ , причем маневренные режимы работы СЭУ составляют незначительную долю в  $\tau_{\text{х}}$ . Поскольку в режиме полного хода широко используется утилизация вторичных энергоресурсов для обеспечения судовых потребителей электроэнергией и паром, судовая электростанция (СЭС) и вспомогательная котельная установка (ВКУ) расходуют незначительное (по сравнению с ГД) количество топлива. Расход топлива на стоянках также относительно невелик, во-первых, из-за их кратковременности, а во-вторых, из-за сравнительно малой мощности СЭС и ВКУ [3, 4].

Следовательно, обобщенным критерием эффективности эксплуатации ЭУ судов, работающих в тайм-чартере, может выступать суммарный расход топлива ГД на режиме полного хода в рейсе  $B_{\text{р}}$ , подлежащий минимизации при условии  $v_{\text{ф}} = \text{idem}$ . Иными словами, задача оп-

тимального управления ЭУ сводится к поиску рационального режима нагружения ГД и его реализации в процессе эксплуатации. Соответственно, целевая функция, обеспечивающая максимум топливной экономичности ЭУ, может быть представлена в виде:

$$B_p = \int_0^{\tau_x} B_c(\tau) d\tau \xrightarrow{v_{\phi} = idem} \min. \quad (1)$$

Часовой расход топлива на ГД, входящий в (1), существенно зависит от условий эксплуатации, которые определяются несколькими группами факторов:

- степень загрузки судна, формой корпуса и его посадкой;
- шероховатостью смоченных поверхностей корпуса и винторулевого комплекса, вызванной их коррозией и обрастанием;
- гидрометеорологическими условиями плавания, которые характеризуются температурами забортной воды и воздуха, интенсивностью волнения, скоростями ветра и поверхностных течений, а также направлениями их воздействия на судно и др.;
- частотой вращения гребного винта и мощностью, развиваемой ГД для обеспечения скорости хода  $v_{\phi}$ ;
- особенностями протекания рабочего процесса в ГД при соответствующей его нагрузке в сложившихся условиях, выбором схемы топливоподготовки, глубиной утилизации вторичных энергоресурсов и др.

Следует отметить, что из перечисленных групп лишь две последние включают факторы, которые могут быть отнесены к управляемым в процессе эксплуатации СЭУ. Большинство факторов, определяющих условия эксплуатации судна и его ЭУ, по своей природе являются стохастическими. Их воздействие проявляется случайным образом, а диапазоны практически вероятных значений и законы распределения параметров имеют различную степень неопределенности. Это предопределяет необходимость использования метода имитационного моделирования [5] для корректного исследования многопараметрической стохастической целевой функции (1) и отыскания наиболее экономичных режимов нагружения ГД СЭУ.

Строго говоря, часовой расход топлива на ГД в реальных условиях эксплуатации непрерывно меняется, отражая изменения условий плавания, что создает определенные трудности при вычислении  $B_p$ . Их можно преодолеть при построении соответствующей имитационной модели, приняв ряд допущений и ограничений, которые не нарушают ее адекватности.

В общем случае рейсовое задание транспортного судна может предусматривать заходы в  $K+1$  порт ( $K = 1, 2, \dots$ ). Переходы между ними могут существенно различаться условиями плавания и потому, с точки зрения выбора режимов нагружения ЭУ, обеспечивающих поддержание чартерной скорости хода  $v_\phi$ , они являются практически независимыми. Это дает основание считать целевую функцию (1) аддитивной, т.е. минимальный рейсовый расход топлива  $B_p^{\min}$  складывается из его расходов  $B_k^{\min}$ , соответствующих режимам нагружения ГД, оптимальным для каждого  $k$ -го перехода между портами:

$$B_p^{\min} = \sum_{k=1}^K B_k^{\min}. \quad (1)$$

Таким образом, правомерна независимая оптимизация режима эксплуатации СЭУ в рамках отдельного перехода морем, который может рассматриваться как самостоятельный рейс.

Путь судна на переходе формализованно можно рассматривать в виде совокупности последовательно преодолеваемых участков, на каждом из которых оно движется заданным курсом, как правило, по локсодромии. Такие участки могут существенно различаться гидрометеорологическими условиями плавания, предопределяющими величину полного сопротивления движению судна  $R$  и, соответственно, значениями мощности  $N_e$  ГД и частоты вращения гребного винта  $n$ , необходимыми для поддержания требуемой эксплуатационной скорости  $v_s \approx v_\phi$ , а также часового расхода топлива  $B_\tau$ . Это подтверждается результатами анализа пропульсивных качеств морских судов, которые свидетельствуют о значительной ширине диапазона возможных в эксплуатации винтовых характеристик [6]. Кроме того, на отдельных участках пути неблагоприятные погодные условия или сложная навигационная обстановка (плавание в районах интенсивного судоходства, в каналах и пр.) могут послужить причиной дополнительного вынужденного снижения скорости хода для обеспечения безопасности мореплавания.

В таких условиях оперативное оптимальное управление движением судна и выбор соответствующих режимов нагружения ГД по отдельным участкам перехода, очевидно, играет важную роль в обеспечении максимальной топливной экономичности СЭУ. При этом следует подчеркнуть, что современные методы регулирования рабочего процесса дизеля позволяют в известной мере компенсировать рост его удельного эффективного расхода топлива  $g_e$ , г/(кВт·ч), при работе на режимах, отличных от номинального. Их использование, в сочетании с варьированием мощности ГД предоставляет дополнительные возможности снижения

часового расхода топлива. Естественно, при реализации расчетного алгоритма варьирование нагрузки ГД должно осуществляться в пределах области допустимых режимов его работы с учетом ограничений, накладываемых на величину эксплуатационной скорости хода с целью исключения слемминга, резонансной бортовой качки и прочих опасных явлений.

Таким образом, задача минимизации рейсового расхода топлива  $B_p$  в сложившейся погодной ситуации сводится к отысканию рационального сочетания нагрузок ГД на отдельных участках пути  $\{N_{ei}\}^{opt}$ , обеспечивающего выполнение перехода в заданные сроки (при соблюдении ограничений, накладываемых правилами технической эксплуатации судна, его ЭУ и требованиями безопасности мореплавания), а также соответствующих ему сочетаний частот вращения гребного винта  $\{n_i\}^{opt}$  и часовых расходов топлива  $B_{ci} = g_{ei}^{min} N_{ei}^{opt}$ . Здесь  $i = 1, 2, \dots, I$  обозначает порядковый номер участка, общее количество которых равно  $I$ , а  $g_{ei}^{min} = \varphi N_{ei}$  — минимальное значение удельного эффективного расхода топлива ГД, достигаемое за счет оптимального регулирования его рабочего процесса при нагрузке  $N_{ei}$ .

В этом случае целевая функция (1) может быть представлена в следующем виде:

$$B_p = \sum_{i=1}^I B_i = \sum_{i=1}^I F(L_i, N_{ei}, g_{ei}^{min}, X_i) \xrightarrow{\tau_x = idem} \min. \quad (2)$$

Расход топлива на  $i$ -ом участке пути  $B_i$  является функцией его протяженности  $L_i$ , развиваемой ГД мощности  $N_{ei}$  и соответствующего ей минимального удельного эффективного расхода топлива  $g_{ei}^{min}$ , а также конечного множества  $X_i = \{h_{3\%}, q_{вп}, v_{вт}, q_{вт}, \dots, T_k, T_n, v_s^{max}, \dots\}$ , элементы которого характеризуют гидрометеорологические условия плавания (высота волн 3 %-ной обеспеченности  $h_{3\%}$ , курсовой угол к волне  $q_{вп}$ , скорость  $v_{вт}$  и курсовой угол  $q_{вт}$  ветра и др.), степень загрузки судна и его посадку ( $T_n, T_k$  — осадка носом и кормой и др.), максимальную безопасную скорость хода  $v_s^{max}$  и др.

Следуя общим принципам методологии имитационного моделирования и учитывая специфику рассматриваемой задачи можно заключить, что при разработке модели для оптимизации режимов эксплуатации СЭУ необходимо располагать ее важнейшими структурно-логическими компонентами, а именно:

- корректным алгоритмом определения винтовой характеристики в различных условиях эксплуатации, который обеспечивает высокую точность вычисления сопряженных значений  $N_e$ ,  $n$  и  $B_u$ , с учетом возможного снижения  $g_e$  путем оперативного регулирования рабочего процесса дизеля;
- методиками расчета  $V_s^{\max}$  при плавании в неблагоприятных гидрометеорологических условиях;
- данными о границах области допустимых режимов работы ГД;
- методом поиска глобального экстремума многопараметрической целевой функции (2) при наличии ограничений области ее определения;
- базой данных по климатическому режиму акваторий, где предполагается эксплуатация судна, и алгоритмами имитационного моделирования гидрометеорологических условий плавания.

Вопросы, связанные с разработкой упомянутых расчетных алгоритмов и методик, а также особенности использования соответствующих математических методов и необходимые справочные данные широко освещаются в литературе [7-10 и др.]. С одной стороны это подтверждает актуальность проблемы корректного определения пропульсивных качеств судов и эффективности их ЭУ в эксплуатации, а с другой — свидетельствует об отсутствии найденных удовлетворительных ее решений.

Для судов, работающих в тайм-чартере, создание инструмента для надежного определения расхода топлива и его минимизации в рейсе приобретает особый смысл. Это связано с тем, что при такой форме фрахтования оговаривается не только средняя эксплуатационная скорость хода  $v_s \approx v_{\phi}$ , но и соответствующий ей допустимый суточный расход топлива  $B_{\text{сут}}^0$ , который оплачивается фрахтователем. Обычно тайм-чартер предусматривает, что указанные значения  $v_s$  и  $B_{\text{сут}}^0$  должны соблюдаться при состоянии моря до 5 баллов. Если в этих условиях плавания фактическое суточное потребление топлива  $B_{\text{сут}}$  превышает  $B_{\text{сут}}^0$ , то его перерасход  $\Delta B = B_{\text{сут}} - B_{\text{сут}}^0$  компенсируется перевозчиком. Когда погодные условия хуже,  $\Delta B$  принято считать следствием форс-мажорных обстоятельств и дополнительные затраты на топливо несет фрахтователь.

В подобной ситуации нетрудно понять, почему расходование бункера в рейсе тщательно контролируется как перевозчиком, так и фрахтователем. Ежедневно капитан судна направляет им, наряду с прочей информацией, свои координаты, пройденное за сутки расстояние,  $B_{\text{сут}}$  и

сведения о погоде в районе плавания. В случаях, когда  $V_{\text{сут}} > V_{\text{сут}}^0$ , фрахтователь стремится возложить соответствующие дополнительные затраты на перевозчика. Последний, как правило, мотивирует повышенный  $V_{\text{сут}}$  неблагоприятными погодными условиями, что, естественно, освобождает его от оплаты за перерасход топлива  $\Delta B$ . Поэтому, зачастую, судовая сводка погоды заметно отличается от информации, передаваемой гидрометеорологическими службами, обеспечивающими мореплавателей.

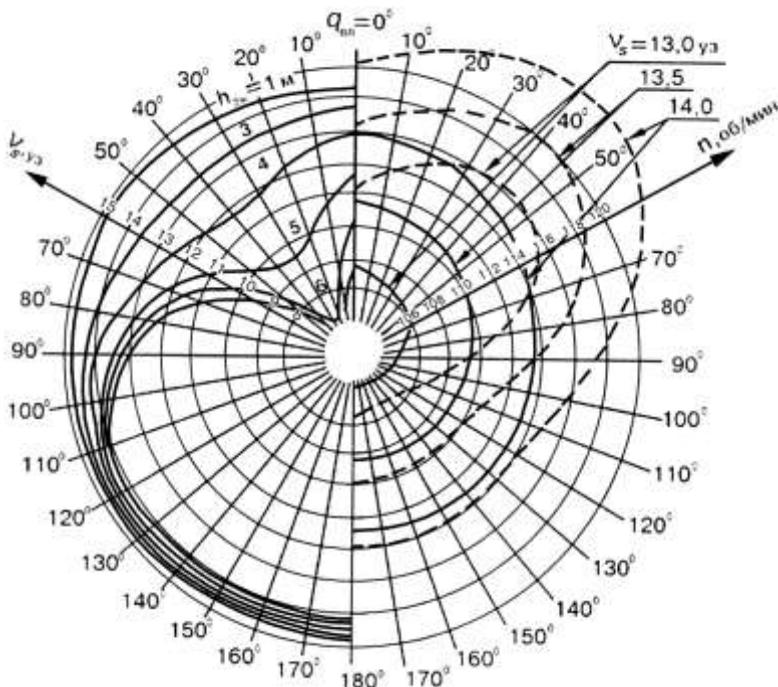
На почве разногласий в вопросе об оплате бункера при работе судов в тайм-чартере нередко возникают конфликтные ситуации между фрахтователем и перевозчиком, которые разрешаются на уровне международных арбитражных организаций. Между тем, одной из основных причин подобных споров является применяемый при заключении договоров фрахтования способ определения форсмажорных условий плавания, который основан исключительно на показателе состояния моря в баллах и не учитывает того, с каких курсовых углов  $q_{\text{вл}}$  судно встречает волны. Наряду с интенсивностью морского волнения, которая может быть охарактеризована величиной  $h_3 \%$ , значение  $q_{\text{вл}}$  существенно влияет на пропульсивные качества судна.

Иллюстрацией может служить рисунок, где показаны полярные диаграммы ходкости танкера «Московский фестиваль» ( $D_w = 28750$  т) при плавании на морском волнении. Кривые, изображенные в левой половине этого рисунка, построены по результатам расчетов эксплуатационной скорости хода  $v_s$  при высотах волн  $h_3 \%$  = 1, 3, 4, 5, 6 и 7 м для курсовых углов к волне, лежащих в пределах  $q_{\text{вл}} = 0 \dots 180^\circ$ . Правая часть рисунка отражает характер изменения частоты вращения гребного винта  $n$  в зависимости от  $q_{\text{вл}}$ , которая необходима для поддержания скорости  $v_s$  на уровне 13,0, 13,5 и 14,0 уз при движении на волнении различного направления с  $h_3 \%$  = 1 м и  $h_3 \%$  = 3 м.

В условиях приемо-сдаточных испытаний это судно развивает скорость  $v_s = 13,5$  уз. при  $n = 107$  об/мин. Приняв последнее значение за единицу, получим (см. таблицу), что при  $h_3 \%$  = 1 м (3 балла) относительное увеличение  $n$ , необходимое для поддержание той же скорости хода на различных курсовых углах к волне ( $q_{\text{вл}} = 0 \dots 180^\circ$ ) составляет 1,013... 1,043, а при  $h_3 \%$  = 3 м (5 баллов) этот показатель лежит в пределах 1,024... 1,115.

Мощность главного малооборотного дизеля пропорциональна частоте вращения  $n$  и, пренебрегая изменениями удельного эффективного расхода топлива, можно утверждать, что при плавании танкера с  $D_w = 28750$  т на волнении интенсивностью до 5 баллов:

- увеличение  $V_{сут}$ , по сравнению с движением на тихой воде, существенно зависит от  $q_{вл}$  и может достигать 11,5 %;
- относительные колебания  $V_{сут}$  в зависимости от  $q_{вл}$  могут составить до 10 %.



Полярные диаграммы скорости хода и частоты вращения гребного винта танкера с  $D_w = 28750$  т при плавании на волнении; для  $v_s = f(n, q_{вл}, h_{3\%})$  —  $h_{3\%} = 1$  м; — — — —  $h_{3\%} = 3$  м

Частота вращения гребного винта танкера с  $D_w = 28750$  т, необходимая для поддержания  $v_s = 13,5$  уз. при плавании на волнении

$h_{3\%}$ , м	$q_{вл}$ , град				
	0	45	90	135	180
1	111,6	110,1	108,9	108,4	108,4
3	116,2	119,3	112,9	109,6	109,7

Полученные числовые значения отражают степень неблагоприятного воздействия волнения на пропульсивные качества типичного морского транспортного судна. Они могут заметно увеличиться, если дополни-

тельно учесть влияние ветра [5]. Поэтому, следует признать, что для судов, работающих в тайм-чартере, важно располагать средствами объективной оценки  $B_{сут}$  в зависимости от складывающихся в рейсе условий плавания.

Создание имитационной модели для оптимизации режима нагружения ГД позволит не только повысить топливную экономичность СЭУ и эффективность эксплуатации судов. Корректное отражение влияния гидрометеорологических факторов на пропульсивные качества судна и возможность достаточно точного определения значений  $v_s$ ,  $B_{ч}$  и  $B_{сут}$ , соответствующих  $N_e$  и  $n$  в условиях эксплуатации, делает такую модель мощным инструментом, который может быть использован для обоснованного назначения  $v_{ф}$  и  $B_{сут}^0$ , нормирования расходов горючесмазочных материалов, контроля технического состояния и качества эксплуатации СЭУ и судна в целом, а также для решения целого ряда других важных задач.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нарусбаев А.А. Введение в теорию обоснования проектных решений. – Л.: Судостроение, 1976. – 224 с.
2. Котлубай М., Печеник Е., Черкесов-Цыбизов А. Экономический морской словарь-справочник. – Одесса: Маяк, 1976. – 276 с.
3. Жинкин В. Современные способы топливосбережения на судах // Морской флот. – 1993. – № 5/6. – С. 18-22.
4. Шостак В.П. Потоки энергии в дизельных установках морских судов: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 1997. – 57 с.
5. Шостак В.П., Гершаник В.И. Имитационное моделирование судовых энергетических установок. – Л.: Судостроение, 1988. – 256 с.
6. 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.
7. 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.
8. Липис В.Б. Гидродинамика гребного винта при качке судна. – Л.: Судостроение, 1975. – 264 с.
9. Банди Б. Методы оптимизации. Вводный курс. – М.: Радио и связь, 1988. – 128 с.
10. Ветер и волны в океанах и морях. справочные данные. Регистр СССР. – М.: Транспорт, 1974. – 359 с.

УДК 629.12

Миусов М.В., Кривой А.Ф.  
ОНМА

### МЕТОДЫ ОПТИМИЗАЦИИ РЕЖИМОВ РАБОТЫ СУДОВОГО ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСА

Типичной задачей оптимизации режимов работы энергетических установок является задача минимизации энергетических затрат на выполнение технологического процесса при необходимости выполнения условий, определяемых задачами более высокого уровня сложной иерархической системы [1-3 и др.]. Для иерархического уровня «судно» таким условием является выполнение заданной средней скорости судна или времени прибытия в порт назначения. Заданная средняя скорость может быть обеспечена при использовании различных режимов работы пропульсивного комплекса, однако суммарный расход топлива за рейс при этом окажется также различным. Поэтому в качестве критерия для выбора оптимальных режимов работы пропульсивного комплекса целесообразно принять минимум суммарных энергетических затрат на выполнение рейса при заданной средней скорости судна, т.е.

$$E_{\Sigma} = \int_0^{T_{\Sigma}} (B + B_1 + B_2) dt \rightarrow \min \quad (1)$$

при условии

$$\frac{1}{T_{\Sigma}} \int_0^{T_{\Sigma}} V_s(t) dt = V_0 = \text{const}, \quad (2)$$

где  $E_{\Sigma}$  — суммарные энергетические затраты на выполнение рейса в кг условного топлива;  $B$ ,  $B_1$ ,  $B_2$  — расход топлива соответственно на работу главных двигателей (ГД), вспомогательных двигателей (дизель-генераторов) и вспомогательных котлов;  $T_{\Sigma}$  — время выполнения рейса;  $V_s(t)$  — текущая скорость судна;  $V_0$  — заданная средняя скорость судна. Очевидно, что  $V_0 = L_{\Sigma}/T_{\Sigma}$ , где  $L_{\Sigma}$  — суммарная протяженность линии.

Учитывая, что расход топлива на вспомогательные двигатели и котлы практически не зависит от режима работы ГД, будем рассматривать лишь составляющую суммарных энергетических затрат, относящуюся к потреблению топлива главными двигателями. Факторы, определяющие расход топлива, могут быть условно подразделены на две группы: внешние условия и регулируемые параметры, на которые может быть оказано управляющее воздействие в процессе эксплуатации.

К внешним условиям следует отнести: ветер, морское волнение, параметры окружающей среды (атмосферное давление, температура воздуха и забортной воды), загрузку судна, состояние подводной части корпуса судна и гребного винта, параметры топлива, техническое состояние двигателя.

К регулируемым параметрам, определяющим расход топлива ГД, относятся: уставка скоростного режима работы двигателя (положение топливной рукоятки или задание всережимного регулятора оборотов ГД); регулируемые параметры теплового состояния дизеля; дифферент (посадка) судна; угол установки лопастей ВРШ (при его наличии) и др.

Все внешние условия, независимо от их природы, могут быть представлены в виде функции момента времени  $t$  и (или) координаты пути  $s$  [2, 3]. Так, ветер и волнение можно считать функцией времени, а загрузку судна, изменяющуюся в портах захода — функцией пути. Состояние гребного винта, подводной части корпуса, техническое состояние двигателя и характеристики топлива можно считать неизменными в течение одного перехода судна между двумя портами. Регулируемые параметры (за исключением уставки скоростного режима) должны изменяться по соответствующим законам исходя из локальных критериев. Например, угол установки лопастей ВРШ должен обеспечивать минимальный удельный расход топлива (например, по программной зависимости «частота вращения вала ГД – шаг ВРШ») при соответствующей скорости судна. Скорость судна (при прочих равных условиях) будет однозначно определяться уставкой скоростного режима работы двигателя.

Поэтому расход топлива ГД судна при переменных ветро-волновых условиях может быть представлен в виде функции двух переменных — времени и скорости судна

$$B = B(t, V_s). \quad (3)$$

Для обоснования вида зависимости (3) воспользуемся статистическим и квазистационарным подходами, обоснованными в работах [2-4]. Тогда время выполнения рейса  $T_\Sigma$  может быть разбито на  $n$  условных временных интервалов, на каждом из которых параметры ветра и волнения считаются постоянными. В моменты времени  $t = t_h$ ,  $t_h \in (0, T_\Sigma)$ ,  $h = \overline{1, n}$ , происходит скачкообразное изменение ветро-волновых условий. Квазистационарный подход позволяет не рассматривать динамику переходных движений в моменты времени  $t = t_h$ . Поэтому с учетом применения при неизменных условиях аппроксимационной модели [4], зависимость (3) может быть представлена в виде кусочно-гладкой функции, имеющей разрывы первого рода в точках  $t = t_h$ :

$$B(t, V_s) = \sum_{m=0}^u b_m(t) V_s^m, \quad (4)$$

где  $b_m(t) = b_{mh} = \text{const}$ ,  $m = \overline{0, u}$ ,  $t \in (t_h, t_{h+1})$ ,  $h = \overline{0, n}$ .

В качестве управления в рассматриваемой оптимизационной задаче выступает скорость судна  $V_s(t)$ . На управление накладываются ограничения снизу и сверху, которые обусловлены ограничениями на область длительных эксплуатационных режимов работы главных двигателей. Ограничения на управление являются переменными и с учетом принятой постановки задачи также являются кусочно-гладкими функциями времени.

Таким образом, для определения оптимальных режимов работы пропульсивного комплекса может быть сформулирована следующая оптимизационная задача. В классе кусочно-гладких функций найти минимум суммарного расхода топлива ГД за рейс, представляющего собой функционал

$$Q_\Sigma = \int_0^{T_\Sigma} B(t, V_s) dt \quad (5)$$

при условии

$$\int_0^{T_\Sigma} V_s(t) dt = L_\Sigma = V_0 T_\Sigma = \text{const} \quad (6)$$

и наличии ограничений на управление в виде двойного неравенства

$$V_{s\min}(t) \leq V_s(t) \leq V_{s\max}(t), \quad (7)$$

где зависимость  $B(t, V_s)$  представлена кусочно-гладкой функцией вида (4). Здесь  $V_{s\min}(t)$ ,  $V_{s\max}(t)$ ,  $b_m(t)$  — кусочно-гладкие функции,

$$V_{s\min}(t) = \tilde{V}_h, \quad V_{s\max}(t) = \bar{V}_h, \quad b_m(t) = b_{mh}, \quad t \in (t_h, t_{h+1}), \quad h = \overline{0, n}; \quad b_{mh}, \quad \bar{V}_h - \text{const}, \\ t_h \in (0, T_\Sigma), \quad h = \overline{1, n}, \quad t_{n+1} = T_\Sigma.$$

Сложность рассматриваемой задачи заключается в том, что на управление наложены ограничения, и их необходимо искать в классе кусочно-гладких функций. Кроме того, подынтегральная функция в (5) имеет разрывы первого рода. Для решения такого рода задач обычно используются методы, специально разработанные для задач с ограничениями, в частности, принцип максимума Л.С. Понтрягина и принцип динамического программирования. Однако, можно доказать возможность использования и классических методов вариационного исчисления с учетом некоторой их модификации. Выполним обоснование при-

менимости этих методов к рассматриваемой задаче на основании подходов, изложенных в работах Ю.П. Петрова [3, 5-8].

Рассмотрим функционал

$$Q = \int_a^b F(t, y, y') dt. \quad (8)$$

Пусть на функцию  $y(t)$  наложены ограничения вида

$$y_{\min} \leq y \leq y_{\max}. \quad (9)$$

где  $y_{\min}, y_{\max}$  — постоянные величины.

В работе [8] для частного вида ограничений указан допустимый класс экстремалей функционала (8). Докажем следующее утверждение.

**Теорема 1.** Экстремум функционала (8) в классе кусочно-гладких функций при наличии ограничений (9) может достигаться лишь на кривых, составленных из кусков экстремалей и кусков границы допустимой области (длина кусков границы или экстремалей может обращаться в нуль).

**Доказательство.** Введем новую функциональную переменную  $z(t)$  следующим образом

$$y = a_1 \sin z + a_2, \quad (10)$$

$$\text{где } a_1 = \frac{y_{\max} - y_{\min}}{2}; \quad a_2 = \frac{y_{\max} + y_{\min}}{2}.$$

Тогда

$$\frac{dy}{dz} = a_1 \cos z, \quad y' = a_1 \cos z \cdot z', \quad (11)$$

$$\frac{dy'}{dz} = -a_1 \sin z \cdot z', \quad \frac{dy'}{dz'} = a_1 \cos z. \quad (12)$$

Здесь

$$y' = \frac{dy}{dt}, \quad z' = \frac{dz}{dt}.$$

С учетом сделанной замены функционал (8) примет вид

$$Q = \int_a^b F(t, a_1 \sin z + a_2, a_1 \cos z \cdot z') dt. \quad (13)$$

При этом на новую переменную  $z$  не наложено никаких ограничений, и при любых значениях  $z$  функциональная переменная  $y$  будет удовлетворять условиям (9). Следовательно, экстремаль функционала (13) можно искать обычным методом, справедливым для открытой области, т.е. функция  $z$  удовлетворяет уравнению Эйлера

$$\frac{\partial F}{\partial z} - \frac{d}{dt} \frac{\partial F}{\partial z'} = 0. \quad (14)$$

Перейдем в (14) к переменной  $y$ , используя следующие соотношения и зависимости (11) и (12):

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial F}{\partial z} &= \frac{\partial F}{\partial y} \frac{dy}{dz} + \frac{\partial F}{\partial y'} \frac{dy'}{dz} = \frac{\partial F}{\partial y} a_1 \cos z - z' a_1 \sin z \frac{\partial F}{\partial y'}; \\ \frac{\partial F}{\partial z'} &= \frac{\partial F}{\partial y'} \frac{dy'}{dz'} = a_1 \cos z \frac{\partial F}{\partial y'}. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Подставляя (15) в (14) получим

$$\frac{\partial F}{\partial y} a_1 \cos z - z' a_1 \sin z \frac{\partial F}{\partial y'} - \frac{d}{dt} \left( a_1 \cos z \frac{\partial F}{\partial y'} \right) = 0.$$

После преобразований окончательно уравнение примет вид

$$a_1 \cos z \left( \frac{\partial F}{\partial y} - \frac{d}{dt} \frac{\partial F}{\partial y'} \right) = 0. \quad (16)$$

Таким образом, уравнение (14) распалось на уравнение Эйлера для исходной переменной и уравнение  $\cos z = 0$ , которому соответствуют границы допустимой области  $y = y_{\min}$  и  $y = y_{\max}$ . Теорема доказана.

В некоторых случаях множество экстремалей функционала (8) может находиться в классе кусочно-непрерывных функций. В этих случаях применение уравнения Эйлера вообще является некорректным. Решение задачи на экстремум функционала вида (8) при наличии одной точки разрыва экстремалей выполнено в работе [5]. Рассмотрим более общую постановку, когда точки разрыва может иметь не только управление, но и подынтегральная функция в функционале (8).

**Теорема 2.** Пусть функция  $F(t, y, y')$  в функционале (8) имеет разрывы первого рода в точках  $t_h \in (\alpha; b)$  ( $h = \overline{1, n}$ ), тогда при выполнении условий

$$\lim_{y' \rightarrow \infty} \frac{F(t, y, y')}{y'} = 0, \quad (h = \overline{1, n}) \quad (17)$$

функционал (8) будет достигать экстремума в классе кусочно-гладких функций, которые в точках  $t_h$  ( $h = \overline{1, n}$ ) могут скачком переходить от одного значения к другому, а при  $t \neq t_h$  удовлетворяют уравнению Эйлера

$$\frac{\partial F}{\partial y} - \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial F}{\partial y'} \right) = 0. \quad (18)$$

Доказательство. Запишем функционал (18) в виде

$$Q = \int_a^b F(t, y, y') dt = \sum_{h=0}^n \int_{t_h}^{t_{h+1}} F(t, y, y') dt, \quad (19)$$

где  $t_0 = a$ ;  $t_n = b$ . На каждом из интервалов  $(t_h; t_{h+1})$  функция  $F(t, y, y')$  является гладкой, и следовательно, на каждом из интервалов  $(t_h; t_{h+1})$  экстремали функционала будут удовлетворять уравнению Эйлера

$$\frac{\partial F}{\partial y} - \frac{d}{dt} \frac{\partial F}{\partial y'} = 0; \quad t \in \bigcup_{h=0}^n (t_h, t_{h+1}). \quad (20)$$

В точках  $t_h$  экстремали претерпевают скачок

$$\langle y(t_h) \rangle = y(t_h + 0) - y(t_h - 0) = y_{2,h} - y_{1,h}.$$

Иследуем поведение функционала (8) при переходе через эти точки. Для этого доопределим функцию  $y(t)$  в точках  $t_h$ , проведя вертикальные отрезки от  $y_{1,h}$  до  $y_{2,h}$ , и рассмотрим поведение функционала на этих отрезках. В соответствии с подходом, предложенным В.Ф. Кротовым [6],

$$\lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \int_{t_h - \varepsilon}^{t_h + \varepsilon} F(t, y, y') = \lim_{y' \rightarrow \infty} \int_{y_{1,h}}^{y_{2,h}} F\left(t, y, \frac{1}{dt/dy}\right) \frac{dt}{dy} dy = \lim_{y' \rightarrow \infty} \int_{y_{1,h}}^{y_{2,h}} F(t, y, y') \frac{1}{y'} dy.$$

Таким образом, значение функционала на вертикальных отрезках зависит от выражения

$$\lim_{y' \rightarrow \infty} \frac{F(t, y, y')}{y'}. \quad (21)$$

При этом, если предел (21) окажется равным нулю, то функционал не зависит от вертикальных отрезков  $(y_{1,h}; y_{2,h})$ , следовательно, экстремум достигается в классе кусочно-гладких функций, которые скачком переходят от одного значения к другому. Теорема доказана.

Перейдем теперь к более общему случаю, когда разрывы функции  $F(t, y, y')$  усугубляются ограничениями, наложенными на управление.

Рассмотрим следующую задачу

$$Q = \int_a^b F(t, y, y') dt, \quad (22)$$

$$y_{\min}(t) \leq y(t) \leq y_{\max}(t), \quad (23)$$

где  $y_{\min}(t)$  и  $y_{\max}(t)$  — кусочно-гладкие функции вида

$$\begin{cases} y_{\min}(t) = \tilde{y}_h, \\ y_{\max}(t) = \bar{y}_h, \end{cases}$$

$$t \in (t_h; t_{h+1}); \quad h = \overline{0, n}; \quad t_0 = a; \quad t_{n+1} = b; \quad t_h \in (a; b).$$

Теорема 3. Пусть функция  $F(t, y, y')$  имеет разрывы первого рода в точках  $t_h \in (a; b)$ , тогда при выполнении условия

$$\lim_{y' \rightarrow \infty} \frac{F(t, y, y')}{y'} = 0, \quad (h = \overline{1, n}) \quad (24)$$

функционал (22) при наличии ограничений (23) может достигать экстремума в классе кусочно-гладких функций, которые в точках  $t_h$  ( $h = \overline{1, n}$ ) скачком переходят от одного значения к другому, лишь на кривых, составленных из кусков границы допустимой области и кусков экстремалей, удовлетворяющих уравнению Эйлера (20) при  $t \neq t_h$ .

Доказательство. При выполнении условий теоремы, согласно теореме 2, экстремали функционала (22) должны удовлетворять уравнению Эйлера (20) при  $t \in \bigcup_{h=0}^n (t_h; t_{h+1})$ . На каждом из интервалов

$(t_h; t_{h+1})$ , ( $h = \overline{0, n}$ ) вводя новую функциональную переменную  $z$  следующим образом

$$y = a_{1,h} \sin z + a_{2,h},$$

$$\text{где } a_{1,h} = \frac{\bar{y}_h - \tilde{y}_h}{2}, \quad a_{2,h} = \frac{\bar{y}_h + \tilde{y}_h}{2}, \quad t \in (t_h; t_{h+1}),$$

и используя процедуры, описанные при доказательстве теоремы 1, получим, что экстремали в этом случае должны удовлетворять уравнению

$$a_1(t) \cos z \left( \frac{\partial F}{\partial y} - \frac{d}{dt} \frac{\partial F}{\partial y'} \right) = 0, \quad t \in \bigcup_{h=0}^n (t_h; t_{h+1}),$$

где  $a_1(t) = a_{1,h}$ ,  $t \in (t_h; t_{h+1})$ .

Таким образом, при  $t = t_h$  ( $h = \overline{1, n}$ ) уравнение, также как и для кусочно-гладких функций, в рассматриваемом случае распадается на уравнение Эйлера для исходной кусочно-гладкой переменной  $y(t)$  (см. теорему 2) и уравнение  $\cos z = 0$ , которое соответствует границе допустимой области:

$$y_{\min}(t) = \tilde{y}_h, \quad t \in (t_h; t_{h+1});$$

$$y_{\max}(t) = \bar{y}_h, \quad t \in (t_h; t_{h+1}).$$

Что касается точек  $t_h$  ( $h = \overline{1, n}$ ), то согласно теореме 2 в них экстремаль скачком переходит от одного значения к другому, следовательно, ограничения будут выполняться автоматически. Теорема доказана.

Доказанная теорема позволяет решить поставленную оптимизационную задачу (4) – (7), которая с учетом интегрального условия (6) является изопериметрической. Введем функцию Лагранжа для функционала (5)

$$G = B(t, V_s) + \lambda_0 V_s, \quad (25)$$

где  $\lambda_0$  — множитель Лагранжа (постоянное число).

Для функции Лагранжа (25) всегда выполняется условие (24), т.е.

$$\lim_{V_s' \rightarrow \infty} \frac{B(t, V_s) + \lambda_0 V_s}{V_s'} = 0,$$

где  $V_s' = dV_s/dt$ . Поэтому в соответствии с теоремой 3 экстремум функционала (5) при наличии ограничений (7) и условия (6) достигается в классе кусочно-гладких функций, составленных из кусков границ допустимой области (7) и экстремалей, определяемых из уравнения Эйлера (20) для промежуточной функции Лагранжа

$$\frac{\partial G}{\partial V_s} - \frac{d}{dt} \frac{\partial G}{\partial V_s'} = 0, \quad t \in \bigcup_{h=0}^n (t_h; t_{h+1}). \quad (26)$$

При этом в точках  $t_h$  ( $h = \overline{1, n}$ ) управление скачком переходит от одного значения к другому. С учетом (25) уравнение (26) примет вид

$$\frac{\partial B}{\partial V_s} = C, \quad t \in \bigcup_{h=0}^n (t_h; t_{h+1}), \quad (27)$$

где  $C = -\lambda_0$  — постоянное число.

Подставив (4) в (27) получим уравнение для определения экстремалей в явном виде

$$\sum_{m=1}^u mb_m(t) V_s^{m-1} = C. \quad (28)$$

В частном случае, если в аппроксимационной модели (4) принять  $u=3$ , то решение уравнения (28) может быть представлено в виде [4, 10]

$$V_s(t) = -\frac{b_2(t)}{3b_3(t)} + \sqrt{\left(\frac{b_2(t)}{3b_3(t)}\right)^2 - \frac{b_1(t)}{3b_3(t)} + \frac{C}{3b_3(t)}}, \quad (29)$$

$$t \in \bigcup_{h=0}^n (t_h; t_{h+1}).$$

Таким образом, на каждом временном интервале  $(t_h; t_{h+1})$ ,  $h = \overline{0, n}$ , характеризуемом неизменными внешними условиями, скорость судна,

обеспечивающая экстремум суммарного расхода топлива, является постоянной величиной, определяемой по выражению (29). В моменты времени  $t = t_h$  при изменении внешних условий скорость судна должна быть изменена до нового значения в соответствии с (29).

Выражение (27) является необходимым условием экстремума функционала (5). Для проверки вида экстремума используем условие Лежандра [5]. Определим знак второй производной функции Лагранжа (25) по скорости судна при  $t \neq t_h$ . С учетом выражения (4) после преобразований получим

$$\frac{\partial^2 G}{\partial V_s^2} = 2b_2(t) + 6b_3(t)V_s.$$

Анализ последнего выражения с учетом данных, приведенных в [9], показывает, что в рассматриваемом диапазоне скоростей судна его значение всегда больше нуля, следовательно, на основании условия Лежандра на экстремумах, определяемых выражением (27), функционал (5) принимает минимальное значение.

Смысл условия (27) заключается в том, что при оптимальном управлении скорость судна должна быть такой, чтобы производная расхода топлива по скорости судна была постоянной при любых изменениях внешних условий. Графически точка на винтовой характеристике, соответствующая оптимальному режиму, является точкой касания кривой  $B(V_s)$  и прямой с постоянным угловым коэффициентом, равным  $C$  в выражении (27). Методика численного моделирования оптимальных режимов пропульсивного комплекса судна и определения постоянной  $C$  приведена в [10]. Эта постоянная имеет физический смысл коэффициента срочности [3], так как при одинаковой повторяемости ветро-волновых режимов ее величина полностью определяется заданным значением средней скорости или временем выполнения рейса.

Таким образом, для решения поставленной задачи необходимо располагать информацией об изменениях внешних условий в течение всего перехода (рейса), то есть информацией о будущих изменениях условий. Такое положение типично для большинства задач оптимального управления [3, 6, 7]. Это обстоятельство естественно накладывает ограничения на возможность реализации оптимального управления, поскольку в реальных условиях, как правило, мы не имеем достоверной информации о будущем. Однако для построения оптимального управления часто оказывается достаточным наличие обобщенных характеристик внешней среды [3, 6, 7]. Так можно считать, что в среднем повторяемость ветро-волновых режимов за длительный период эксплуатации судна достаточно близка к многолетним статистическим данным Регистра [11].

Следует также отметить, что повторяемость различных ветро-волновых режимов определяет только величину постоянной  $C$  и не влияет на вид оптимального закона управления. Поэтому при некотором несовпадении прогнозируемых условий с реальными произойдет отклонение средней скорости судна от величины, заданной условием (6). Однако при полученной в реальных условиях средней скорости судна в результате реализации оптимального закона будет обеспечен минимально возможный суммарный расход топлива ГД по сравнению с любым другим режимом.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ланчуковский В. И., Козьминых А. В. Автоматизированные системы управления судовыми дизельными и газотурбинными установками. – М.: Транспорт, 1990. – 335 с.
2. Небеснов В. И. Оптимальные режимы работы судовых комплексов. – М.: Транспорт, 1974.- 200 с.
3. Петров Ю. П. Оптимальные регуляторы судовых силовых установок. – Л.: Судостроение, 1966. – 121 с.
4. Миусов М.В., Савицкий А.Л. Методы оптимизации эксплуатационной скорости морского судна с использованием имитационных моделей // Судовые энергетические установки: Научн. техн. сб. – 1998. – Вып. 1. – Одесса: ОГМА. – С. 68-74.
5. Петров Ю. П. Вариационные методы теории оптимального управления. – Л.: Энергия, 1977. – 280 с.
6. Петров Ю. П. Методы оптимизации непрерывных процессов и их применение в судостроении. – Л.: Судостроение, 1968. – 172 с.
7. Петров Ю. П. Оптимальное управление движением транспортных средств. – Л.: Энергия, 1969. – 96 с.
8. Абдуллаев Н.Д., Петров Ю.П. Теория и методы проектирования оптимальных регуляторов. – Л.: Энергоатомиздат, 1985. – 240 с.
9. Миусов М.В. Исследование режимов работы судовой энергетической установки тепловетрохода // Судовые энергетические установки: Научн. техн. сб.– 1999.– № 4. – Одесса: ОГМА. – С. 76-82.
10. Миусов М.В. Режимы работы и автоматизация пропульсивного комплекса теплохода с ветродвижителями. – Одесса: ОГМА; ОКФА, 1996. – 256 с.
11. Ветер и волны в океанах и морях. Справочные данные: Регистр СССР. – Л.: Транспорт, 1974. – 359 с.

УДК 621.43.052

Капустин В.В., Присяжнюк А.Б.  
СНТУ

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОКОМПРЕССОРА НА ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Увеличение подачи воздуха в цилиндры современных судовых дизелей обеспечивается повышением его удельного веса ( $\gamma_k$ ) путем предварительного сжатия ( $p_k$ ) в агрегатах воздухообеспечения, ставших составной частью комбинированного двигателя. В настоящей работе рассмотрена задача повышения мощности среднеоборотного судового дизеля путём подбора газотурбоагрегата.

Однако форсировка дизеля путем наддува, то есть за счет превышения давления в ресивере над атмосферным ( $p_k = \pi_k p_o$ ) всегда сопровождается повышением динамических и тепловых нагрузок.

Для уменьшения тепловой напряженности деталей используют охлаждение наддувочного воздуха ( $\Delta T_{\text{охл}}$ ). При интенсивном промежуточном охлаждении воздуха появляется дополнительная возможность повысить мощность судового дизеля ( $P_e = f(p_k / (T_k - \Delta T_{\text{охл}}))$ ).

Однако для использования этого резерва форсировки судового дизеля следует знать предельные (заградительные) характеристики изменения основных параметров при работе без охлаждения наддувочного воздуха ( $\Delta T_{\text{охл}} = 0$ ). Для этого следовало выбрать дизель, эксплуатируемый без охлаждения воздуха.

На морских и речных судах технического флота широкое применение в качестве главных и вспомогательных дизель-генераторов нашли среднеоборотные дизели ЧН16/22,5, не имеющие охладителя наддувочного воздуха.

Длительная эксплуатация этих дизелей подтвердила их высокие ресурсные характеристики (15...17 тыс. часов без ремонта), возможность работы на топливных смесях (дизельного топлива с моторным, газотурбинным и флотским мазутом) и водо-топливных эмульсиях.

Наиболее слабым элементом дизеля является турбонаддувочный агрегат PDH-16N, а отсутствие охладителя наддувочного воздуха создает дополнительные трудности при эксплуатации в летний период.

Трудность выбора состояла в необходимости обеспечить устойчивую работу дизеля на малых ходах судна, а также возможность работы без охлаждения корпуса турбины и наддувочного воздуха.

Подбор газотурбоагрегата (ГТА) для замены осуществлялся по соответствию расхода воздуха, весогабаритным показателям, ресурсным характеристикам и давлению наддува. Наиболее близким, вместо

PDH-16N, является серийно выпускаемый в России ГТН типа ТКР-14Н-9а (табл. 1).

Таблица 1. Основные технические данные сравниваемых турбокомпрессоров

Наименование показателя	Обозн.	PDH-16N	TKP-14H-9a
Давление за компрессором, МПа	$p_k$	0,135	0,165
Максимальная производительность, кг/с	$G_k^{\max}$	0,28	0,38
Максимальная температура газа при длительной работе, °С(К)	$T_T^{\max}$	530 (803)	650 (923)
Диаметр колеса компрессора, мм	$d_k$	160	140
К.П.Д. компрессора	$\eta_k$	0,76	0,72
К.П.Д. турбины	$\eta_T$	0,75	0,72
Максимальная частота вращения ротора, мин <sup>-1</sup>	$n_k$	24000	40000
Тип подшипников	–	качения	скольжения
Ресурс подшипников, тыс. ч	$R_{\text{подш.}}$	2,0	4,0
Габариты, (мм):			
длина	$L$	420	350
ширина	$B$	390	320
высота	$H$	400	340
Сухой вес, кг	$G_{\text{ГТН}}$	120	70

Рассматривая характеристику ГТН (рис. 1) следует отметить, что увеличение частоты вращения ротора турбины с 33000 до 36500 мин<sup>-1</sup> повысит производительность компрессора с 0,28 до 0,38 кг/с.

Это соответствует изменению расхода воздуха дизелем на скоростных режимах с 600 до 750 мин<sup>-1</sup>, что позволило выделить на рис. 1 область предпочтительных режимов работы ГТН.

Но двигатель с ГТН представляет собой комбинированную установку, состоящую из поршневого двигателя, воздушного нагнетателя и газовой турбины.

Выбор ГТН только по производительности воздушного компрессора нельзя считать достаточным, поскольку рабочие процессы агрегатов комбинированной установки находятся в сложной взаимосвязи и не могут рассматриваться в изолированном виде.

Согласованность ГТН и двигателя может быть определена путем проведения исследований.

Для оценки эффективности работы дизеля 6ЧНСП16/22,5 были проведены сравнительные стендовые испытания с ГТН типа PDH-16N и ТКР-14Н-9а. Испытания проводились на режимах работы двигателя по винтовой характеристике при параметрах окружающей среды наиболее

приближенным к нормативным (ГОСТ 10448-82):  $p_0 = 755 \dots 765$  мм. рт. ст.;  $T_0 = 295 \dots 305$  К и  $\varphi_0 = 60 \dots 65$  %. Такие отклонения не требуют пересчета мощности двигателя.

Изменение давления в цилиндре записывалось индикатором МАИ-2 и данные испытаний обрабатывались на ЭВМ. Давление наддува измерялось образцовым манометром, температуры в различных точках выхлопного тракта и наддувочного воздуха измерялись термопарами и регистрировались потенциометром ЭПП-09. Прибором ОРСа измерялись  $CO$ ,  $NO$ ,  $CH$  и рассчитывался коэффициент избытка воздуха ( $\alpha$ ). Дизель работал на топливе марки ДЛ по ГОСТ 305-82.

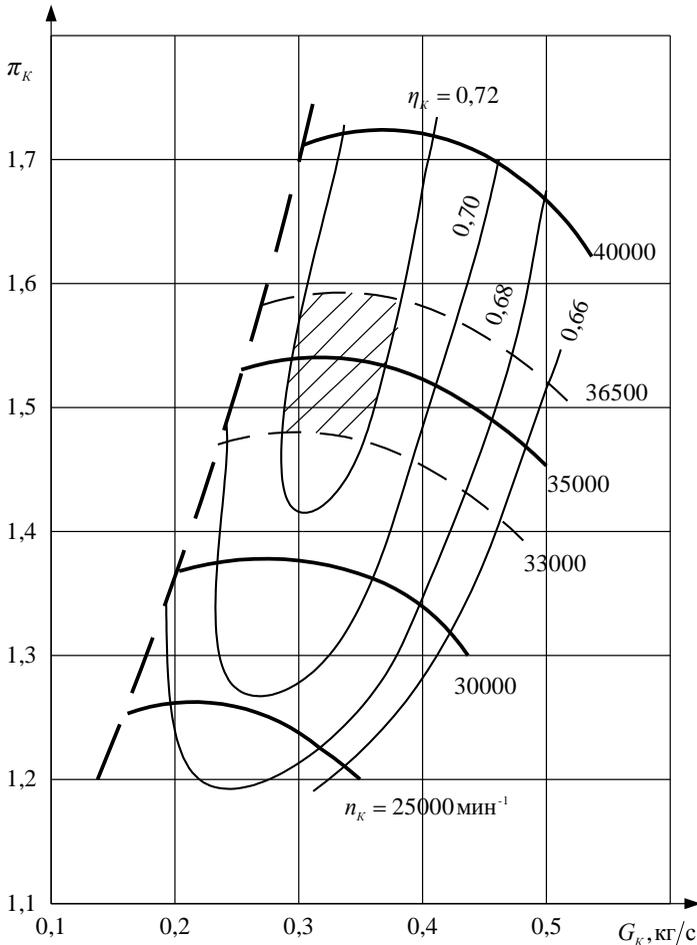


Рис. 1. Паспортная характеристика турбокомпрессора ТКР-14Н-9а

Основные результаты испытаний представлены графиками на рис. 2 и 3. Охлаждение наддувочного воздуха на данном этапе исследований не предусматривалось.

Анализируя полученные графики, на которых представлены пунктиром данные штатного и сплошной линией рекомендуемого ГТН, следует отметить, что все основные одноименные параметры работы дизеля не ухудшились.

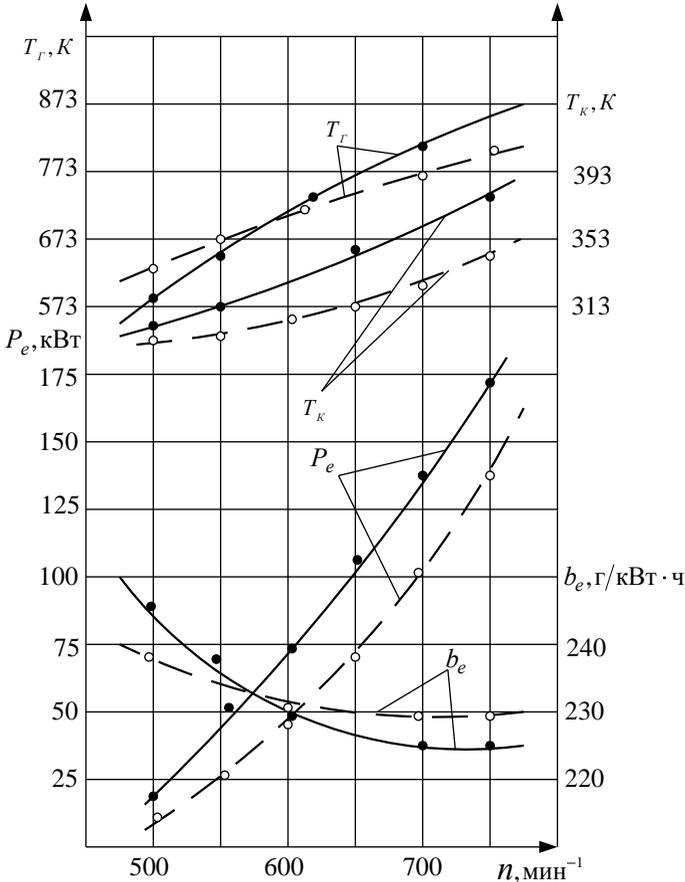


Рис. 2. Сравнение основных показателей работы дизеля с различными турбокомпрессорами (при  $\Delta T_{\text{охл}} = 0$ ): —●— рекомендуемый; —○— штатный

Характерной особенностью замены ГТН явилось увеличение степени повышения давления ( $\pi_k$ ) и снижение удельного эффективного расхода топлива ( $b_e$ ) на всех режимах работы двигателя при  $n \geq 600 \text{ мин}^{-1}$ .

За счет увеличения давления наддува ( $p_k = \pi_k p_0$ ) возрастает также максимальное давление сгорания  $p_z$ , которое достигает наибольшего значения ( $p_z = 7,5$  МПа) при форсировке дизеля по числу оборотов до  $n_{\max} = 1,033n_n$ , то есть до  $n_{\max} = 775 \text{ мин}^{-1}$ . Такая форсировка отвечает требованиям Морского Регистра для главных двигателей, работающих на винт фиксированного шага, но не более одного часа.

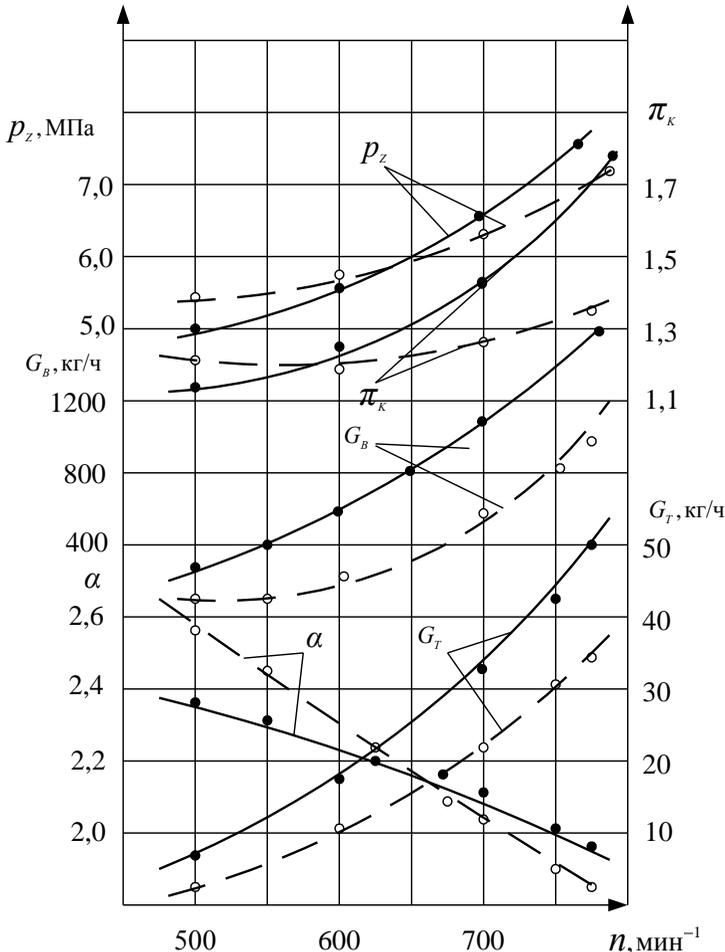


Рис. 3. Сравнение расходных характеристик работы дизеля с различными турбокомпрессорами (при  $\Delta T_{\text{охл}} = 0$ ): —●— рекомендуемый; - -○- - штатный

Отмеченное увеличение температуры газов ( $T_T$ ) перед турбиной (см. рис. 2) не превышает допустимых значений, что способствует устойчи-

вой работе газовой турбины в широком диапазоне чисел оборотов коленчатого вала дизеля. Соответственно работа приводного компрессора осуществляется при сравнительно высоком  $\eta_k = 0,72$  также в широком диапазоне изменения  $\pi_k$  (см. рис. 1).

Наиболее важно, что замена ГТН позволяет иметь резерв мощности без дополнительной форсировки дизеля, а номинальную мощность  $p_e = 133$  кВт развивать при  $n = 700$  мин<sup>-1</sup>. Этот режим является наиболее экономичным (см. рис. 2) и менее механически напряженным (см. рис. 3), поскольку  $p_z$  снижается с 7,5 до 6,5 МПа.

Таким образом, выбор ГТН марки ТКР-14Н-9а для двигателей 6ЧНСП16/22,5 следует считать технически оправданным. На нагрузках более 75 кВт эффективность дизеля выше, чем с ГТН марки PDH-16N. Перерегулировка фаз газораспределения и подачи топлива не требуется, и с организацией промежуточного охлаждения наддувочного воздуха будет снижена тепловая напряженность деталей и в полной мере реализована эффективность работы судового дизеля.

УДК 629.1.05

Мельник В.Н., Дилнар Махмут, Кундеревич Е.К.,  
Саверченко В.Г., Карачун В.В.  
Нац. техн. у-т Украины «КПИ»

## **ВЛИЯНИЕ АКУСТИЧЕСКОГО ИЗЛУЧЕНИЯ НА МЕХАНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК**

Работа судовых энергетических установок, наряду с другими, имеет ту особенность, что является источником акустической нагрузки на элементы своей собственной конструкции, а также на окружающее оборудование и обслуживающий персонал. Оставляя в стороне вопросы анализа природы возникновения акустических полей, остановимся более подробно на выяснении причин изменения физико-механических свойств элементов конструкции.

Рост мощности и виброактивности судовых механизмов неизбежно влечет за собой усиление звуковых вибраций в судовых и корпусных конструкциях и, как следствие, повышение уровней воздушного шума в помещениях. Известно, что на акустическое излучение расходуется 0,4-0,8 % механической мощности двигательных установок, причем трансляция звуковой энергии происходит как через элементы конструкции (подобно звуковому мостику), так и через окружающую среду. Следует заметить, что твердотельная и жидкофазная составляющие оказываются наиболее неблагоприятными в плане передачи с минимальными потерями акустических воздействий [1,2] и, таким образом, решая задачи улучшения технических характеристик, одновременно понижают звукоизоляционные свойства.

Решение задач борьбы с шумом сводится, как правило, к синтезу средств индивидуальной защиты и к методам пассивной звукоизоляции, техническое решение которых в той или иной мере, напоминает акустические полы [3]. В стороне остаются вопросы схемных решений – компенсационные, автокомпенсационные и активные. Определенный шаг вперед сделан в монографии [4] и в последующих разработках отечественных ученых [5 - 8], очертивших круг прикладных задач анализа и синтеза конструкций, инвариантных к воздействию проникающего акустического излучения.

Нерешенными на данный момент времени остаются вопросы, связанные с анализом природы взаимодействия проникающего акустического излучения с элементами конструкций двигателей и энергетических установок, построение расчетных моделей, формулировка и обоснование упрощающих предположений, граничных условий и т.д. И, прежде всего, здесь следует особое внимание уделять корректной де-

композиции сложных конструкций, в том числе и многофазных структур, особенно тех, которые содержат носители кинетического момента.

Целью статьи являются анализ взаимодействия простейших (и наиболее часто встречающихся) элементов конструкций — пластин цилиндрических оболочек — с проникающей акустической эмиссией путем построения расчетных моделей и установление закономерностей возмущенного движения плоской и оболочечной преград с последующей возможностью оценки по их характеристикам звукоизоляционных свойств, а также демонстрация количественного анализа фрагментов этого явления, позволяющего оценить степень опасности появления локальных особенностей резонансного типа.

В качестве объекта исследований выберем плоские и оболочечные реализации, как наиболее часто встречаемые. При этом будем полагать, что энергия колебательного движения полностью поглощается данным элементом без трансляции ее на сопряженные конструкции. Это упрощение позволит, с одной стороны, рассматривать соединительные швы как шарнирные, с другой — выбрать более простые механические расчетные модели, а именно, плоскую неограниченную по протяженности пластину и круговую цилиндрическую оболочку. Кроме того, предполагаем эти элементы тонкими, для чего считаем, что по их толщине укладывается не более 10 длин волн.

Падающая на механическую преграду звуковая волна генерирует в последней изгибные колебания, которые при определенных условиях могут привести к возникновению локальных особенностей и, как следствие, к появлению необратимых деформаций и трещин. Речь идет о наличии волнового совпадения.

Возникающие изгибные колебания приводят к нарушению свойств элементов конструкции, уменьшению надежности и долговечности узлов и механизмов в целом. Особенно актуальным представляется решение данной задачи для носителей кинетического момента, когда в условиях качающегося основания проявляются дополнительные вредные моменты на осях.

Решение задачи прохождения звуковой волны давления через плоскую преграду проиллюстрируем на широко используемой в акустике механической модели в виде изотропной упругой пластины постоянной жесткости и неограниченной по протяженности, разделяющей два акустических полупространства с одинаковыми характеристиками, например, воздух (рис.1). На лицевую поверхность пластины под углом  $\theta$  падает плоская монохроматическая волна давления [9]

$$P_1 = P_{10} \exp i \omega t - k_0 [ z + \delta \cos \theta + y \sin \theta ] ,$$

где  $\omega$  — круговая частота в  $\text{с}^{-1}$ ;  $k_0 = \omega c^{-1}$  — волновое число;  $c$  — скорость звука в воздухе;  $t$  — время;  $P_{10}$  — амплитуда давления в падающей звуковой волне;  $2\delta$  — толщина пластины;  $z$  — координата в направлении толщины пластины.

При принятых предположениях движение пластины будет происходить только в плоскости  $yOz$ , так как вдоль оси  $Ox$  давление на пластину постоянно и, таким образом, имеет место плоская ее деформация.

Давление  $P_2$  в отраженной и  $P_3$  прошедшей волнах определяется соответственно выражениями

$$P_2 = P_{20} \exp i \omega t - k_0 [-z + \delta \cos \theta + y \sin \theta];$$

$$P_3 = P_{30} \exp i \omega t - k_0 [z - \delta \cos \theta + y \sin \theta].$$

Для рассматриваемого случая математическая модель движения пластины может быть представлена в форме Ламе:

$$\lambda + \mu \frac{\partial \xi}{\partial y} + \mu \nabla^2 V = \rho_c \frac{\partial^2 V}{\partial t^2};$$

$$\lambda + \mu \frac{\partial \xi}{\partial z} + \mu \nabla^2 W = \rho_c \frac{\partial^2 W}{\partial t^2},$$

где  $\xi = \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z}$ ;  $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ ;  $V$  и  $W$  — смещения в направлении осей  $Oy$  и  $Oz$ ;  $\rho_c$  — плотность материала пластины;  $\lambda = E\tau [1 + \sigma \quad 1 - 2\sigma]^1$ ,  $\mu = E[2 \quad 1 + \sigma]^1$  — упругие постоянные Ламе;  $\sigma$  — коэффициент Пуассона;  $E$  — модуль Юнга.

При принятых упрощениях изгибное движение пластины записывается в виде —

$$W = P_{10} \rho^{-1} \exp i \omega t - k_0 y \sin \theta - \varphi \quad \rho_1 \mu_1 \exp i \varphi_1 + \rho_2 \mu_2 \exp i \varphi_2,$$

где  $\rho$ ,  $\rho_1$ ,  $\rho_2$ ,  $\mu_1$ ,  $\mu_2$ ,  $\varphi$ ,  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  — параметры движения [1].

Анализ структуры изгибного движения пластины при фиксированном угле  $\theta = 0,985$  рад ( $56,25^\circ$ ), дает возможность утверждать, что длина изгибной волны  $\lambda$  в пластине с увеличением частоты  $\omega$  непрерывно изменяется и имеет сложную зависимость с локальными экстремумами,

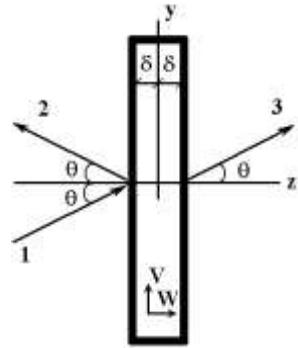


Рис.1. Схема прохождения звуковой волны через пластину

при этом оставаясь симметричной относительно оси ординат (рис. 2, кривая 1). Между экстремумами длина изгибной волны убывает до 0,1 м (при  $\omega = 20 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$  и  $\omega = 25 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$ ).

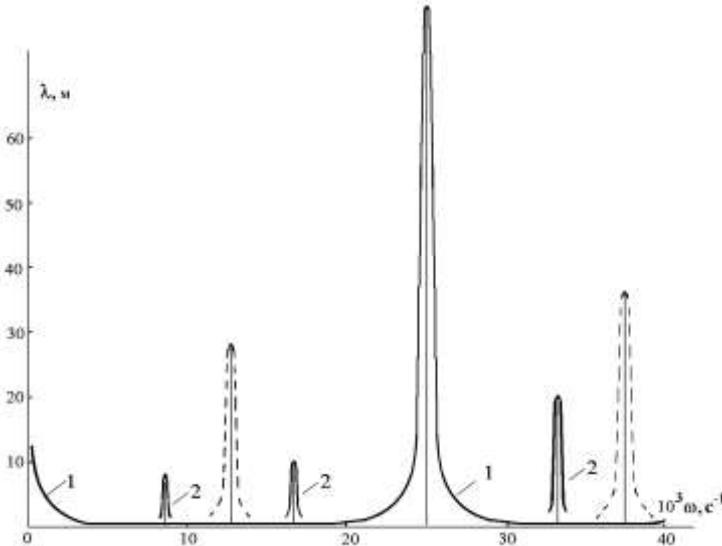


Рис. 2. Длина изгибной волны в пластине при акустическом нагружении.

Факт существования нескольких локальных экстремумов связан, с одной стороны, с волновым характером процесса акустического нагружения, с другой — с наличием в математической модели комплексных величин (например, модуля Юнга, цилиндрической жесткости, коэффициента потерь). Очевидно, что средняя мощность процесса изгибных колебаний распределяется неравномерно по частоте  $\omega$  падающей волны. Так, например, при  $\omega = 8,4 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$ ,  $\omega = 16,6 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$  и  $\omega = 33,4 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$  в спектре генерируемых колебаний наблюдается наложение двух форм, отличающихся по амплитуде и протяженности (см. рис. 2, кривые 2).

Пунктирная линия на рис. 2 определяет моменты прохождения резонансных областей на частотах  $\omega = 12,6 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$  и  $\omega = 37,6 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$ . Здесь наблюдается модуляция изгибных колебаний основной частоты другой периодической функцией.

При частоте  $\omega = 0,4 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$  фаза колебаний пластины изменяется на  $\pi$  рад.

С ростом частоты падающей волны амплитуда изгибных колебаний убывает по экспоненциальному закону, а при увеличении угла  $\theta$  растет

по абсолютному значению, что объясняется усилением влияния антисимметричной составляющей звукового давления и, как следствие, неизбежной «раскачкой» пластины в направлении нормали к ее поверхности. Интенсификация изгибного движения вызывает более мощную перекачку звуковой энергии из одного полупространства в другое.

На практике редко приходится иметь дело с акустическим воздействием в виде одной волны. Более близким к натурным условиям является случай диффузного поля. Проведя осреднение по Пэрису, можно обобщить полученные результаты, то есть определить, что

$$W_{\text{оуф}} = 2 \int_0^{7,5\pi/16} W \cos \theta \sin \theta d\theta.$$

Чтобы уточнить структуру генерируемых в пластине колебаний с учетом ее геометрических размеров, достаточно ее прогиб  $W(x, y)$  представить двойным рядом по нормальным функциям [10]

$$W(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} \quad m = 1, 2, \dots; \quad n = 1, 2, \dots$$

где  $m, n$  — числа полуволен изгиба вдоль осей  $Ox$  и  $Oy$ . Тогда уравнения собственного и вынужденного движения пластины примут вид

$$\mu \ddot{W}_{mn} + D\pi^4 \left( \frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right)^2 W_{mn} = 0;$$

$$\mu \ddot{W}_{mn} + D\pi^4 \left( \frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right)^2 W_{mn} = Q_{mn}.$$

где  $D = E \delta^3 [12(1 - \sigma^2)]^{-1}$  — цилиндрическая жесткость пластины;

$\mu$  — масса единицы площади;  $Q_{mn} = \int_0^a \int_0^b P_1(x, y, t) \sin \frac{m_1\pi x}{a} \sin \frac{n_1\pi y}{b} dx dy$ ;

$m_1$  и  $n_1$  — числа полуволен акустического воздействия.

Из условия экстремальных свойств колеблющейся пластины, без учета диссипации энергии, получим закон изгибных колебаний для трех случаев энергетического состояния:

$m_1 = m; n_1 = n$  (пространственно-частотный резонанс)

$$W = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} P_{10} P_t \left[ \mu \omega_{mn}^2 - \omega^2 A_1 \right]^{-1} A_2 \exp i\varphi_1 \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b};$$

▪  $m_1 = m; n_1 \neq n$  (неполный пространственно-частотный резонанс)

$$W = P_{10} \rho t \left[ \pi \mu \omega_{mn}^2 - \omega^2 \quad n^2 - n_1^2 \quad A_1 \right]^{-1} 2A_2 n \sin \frac{n_1}{\pi} \exp i\varphi_2 \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b};$$

- $m_1 \neq m; n_1 \neq n$  (частотный резонанс)

$$W = 4P_{10} \rho t \left[ \pi^2 \mu \omega_{mn}^2 - \omega^2 \quad m^2 - m_1^2 \quad n^2 - n_1^2 \quad A_1 \right]^{-1} \cdot$$

$$\cdot A_2 m n \sin \frac{m_1}{\pi} \sin \frac{n_1}{\pi} \exp i\varphi_1 \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b},$$

где  $\omega_{mn} = \pi^2 \left[ D\mu^{-1} \right]^{\frac{1}{2}} \left( \frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right)$  — собственная частота изгибных коле-

баний пластины;  $\rho_t = \left[ \cos \omega t - \cos \omega_{mn} t \right]^2 + \left( \sin \omega t - \frac{\omega}{\omega_{mn}} \sin \omega_{mn} t \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$ ;

$A_1, A_2$  — полиномы [10].

Числовой анализ показывает, что пластина имеет максимальные прогибы на первой форме колебаний ( $m = m_1 = 1; n = n_1 = 1$ ) (рис. 3). Высшие формы имеют более сложную геометрию. Так, при  $m = m_1 = 1, n = n_1 = 2$  пластина имеет два разнополярных экстремума (рис.4), а при  $m = m_1 = 1, n = n_1 = 3$  — три (рис.5). Очевидно, что число экстремумов определяется произведением  $mn$ .

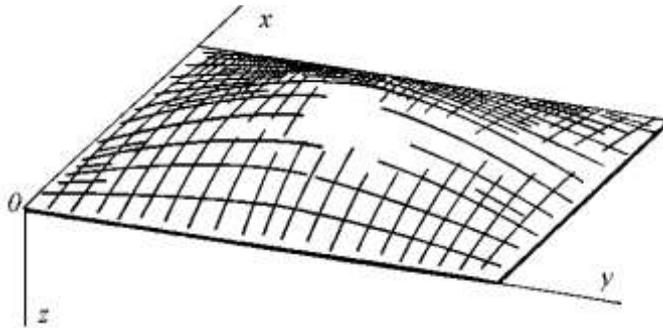


Рис. 3. Прогиб пластины на первой форме колебаний:  $m = m_1 = 1; n = n_1 = 1$ .

Нечетные формы колебаний способствуют более интенсивной перекачке звуковой энергии из одного полупространства в другое, а с наступлением равенства  $\omega_{mn} = \omega$  пластина становится акустически прозрачной.

С увеличением номера формы колебаний амплитуда изгибной волны имеет тенденцию к уменьшению. Сравнительный анализ для трех случаев энергетического состояния показывает, что изгиб пластины при пространственно-частотном резонансе в среднем в  $10^7$  раз больше, чем

при частотном резонансе. Неполный пространственно-частотный резонанс занимает промежуточное положение.

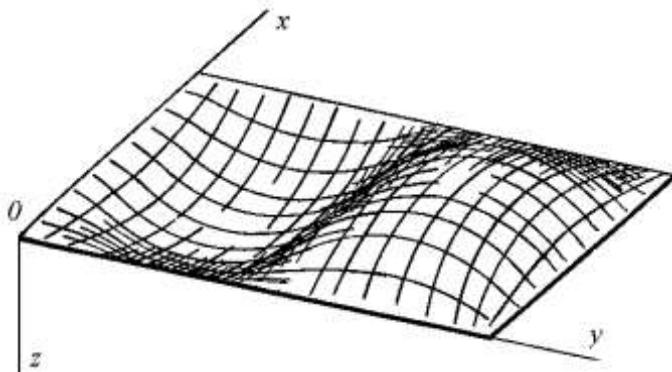


Рис. 4. Прогиб пластины на второй форме колебаний:  $m = m_1 = 1$ ;  $n = n_1 = 2$ .

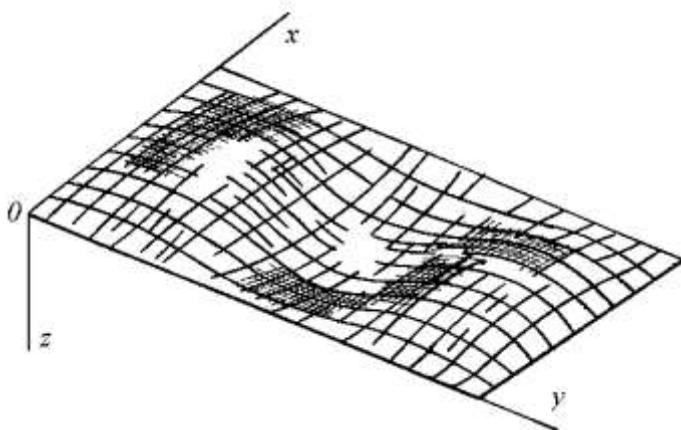


Рис. 5. Прогиб пластины на третьей форме колебаний:  $m = m_1 = 1$ ;  $n = n_1 = 3$ .

Рассмотрим динамическое состояние цилиндрической оболочки в более общем случае воздействия на нее акустического возмущения, а именно — при наклонном падении под произвольным углом  $\theta$  на наружную ее поверхность плоской звуковой волны давления.

Для простоты будем предполагать идентичность физико-механических свойств среды внутри и снаружи оболочки. С этой целью считаем равными волновые числа  $k_i$  и значения акустического сопротивления обеих сред, то есть  $k_1 = k_2 = k = \frac{\omega}{c}$ ,  $\rho_1 c_1 = \rho_2 c_2 = \rho c$  (здесь

$\omega$  — круговая частота падающей волны;  $c_1, c_2$  — скорости распространения звука соответственно во внутренней и внешней областях;  $\rho_1, \rho_2$  — плотности сред).

При описании математической модели деформируемого состояния оболочки используем цилиндрическую систему координат. Ось  $z$  (ось аппликата) совместим с продольной осью оболочки, а угол  $\varphi$  (азимут) будем отсчитывать от базового радиуса нулевого поперечного сечения. С учетом малости толщины полярный радиус  $r$  считаем равным радиусу средней линии оболочки.

Дифференциальные уравнения движения тонкой упругой цилиндрической оболочки при падении на нее под произвольным углом плоской звуковой волны давления имеют вид [11]:

$$\begin{aligned} & \omega^2 \rho_M U^* + E_1 \left[ \frac{\partial^2 U^*}{\partial z^2} + 2r^{-1} (1 - \sigma) \frac{\partial^2 U^*}{\partial \varphi^2} + 2r^{-1} (1 + \sigma) \frac{\partial^2 V^*}{\partial \varphi \partial z} + \sigma r^{-1} \frac{\partial W^*}{\partial z} \right] = \\ & = 2^{-1} (1 - \sigma)^{-1} i \omega \sigma \frac{\partial P_c}{\partial z}; \\ & \omega^2 \rho_M V^* + E_1 \left[ r^{-2} \frac{\partial^2 V^*}{\partial \varphi^2} + 2^{-1} (1 - \sigma) \frac{\partial^2 V^*}{\partial z^2} + 2r^{-1} (1 + \sigma) \frac{\partial^2 U^*}{\partial \varphi \partial z} \right] + \\ & + [8r^4 (1 - \sigma)]^{-1} E_1 h^2 \sigma \left( \frac{\partial^3 W^*}{\partial \varphi^3} + \frac{\partial W^*}{\partial \varphi} \right) = [2r (1 - \sigma)]^{-1} i \omega \sigma \frac{\partial P_c}{\partial \varphi}; \\ & \omega^2 \rho_M W^* - E_1 \left[ r^{-1} \sigma \frac{\partial U^*}{\partial z} + r^{-2} \frac{\partial V^*}{\partial \varphi} + r^{-2} W^* \right] - 24^{-1} (1 - \sigma)^{-1} h^2 E_1 \cdot \\ & \cdot \left[ 2 (1 - \sigma) \left( \frac{\partial^4 W^*}{\partial z^4} + 2r^{-1} \frac{\partial^4 W^*}{\partial \varphi^2 \partial z^2} + z^{-4} \frac{\partial^4 W^*}{\partial \varphi^4} + r^{-4} \right) \right. \\ & \cdot \left. 4 - \sigma \frac{\partial^2 W^*}{\partial \varphi^2} + 2 + \sigma r^{-4} W^* \right] = i \omega h^{-1} \left[ P_a + (1 - 2\sigma) (1 - \sigma)^{-1} r^{-1} h P_c \right] \end{aligned} \quad (1)$$

где  $P_a = P_2 - P_1$ ,  $P_c = 2^{-1} (P_2 + P_1)$  — антисимметричная и симметричная составляющие звукового давления;  $P_2$  — полное звуковое давление вне оболочки;  $P_1$  — звуковое давление внутри оболочки;  $E_1 = E (1 - \sigma^2)^{-1}$ ,  $r$  — радиус оболочки;  $h$  — толщина оболочки, причем  $h/r \ll 1$ ;  $U^*, V^*, W^*$  — составляющие колебательной скорости элемента оболочки вдоль образующей, касательной и радиуса соответственно.

При этом граничные условия

$$i\omega\rho_1^{-1} \left. \frac{\partial P_1}{\partial r_1} \right|_{r_1=r} = i\omega\rho_2^{-1} \left. \frac{\partial P_2}{\partial r_1} \right|_{r_1=r};$$

$$i\omega\rho_1^{-1} \left. \frac{\partial P_1}{\partial r_1} \right|_{r_1=r} = -W^*.$$

Знак минус в последнем выражении обозначает, что антисимметричная составляющая звукового давления определяется в виде разности наружного и внутреннего давлений, вследствие чего положительная радиальная составляющая колебательной скорости оболочки оказывается направленной вовнутрь, в то время как положительные колебательные скорости среды внутри и вне оболочки, определяемые через радиальные производные от соответствующих звуковых давлений, направлены наружу.

Звуковое поле внутри оболочки является всюду конечным:

$$P_1(r, \varphi, z) = \exp ikz \sum_{n=a}^{\infty} A_n I_n \mu_1 r \cos n\varphi.$$

Тогда поле вне оболочки можно представить как результат наложения звукового поля падающей волны  $P_0$  и полного, рассеянного оболочкой,  $P_{\text{изл}}$ :

$$P_2(r, \varphi, z) = P_0(r, \varphi, z) - P_{\text{изл}}(r, \varphi, z) =$$

$$= \exp ikz \sum_{n=0}^{\infty} \left[ \varepsilon_n i^n I_n \mu_2 r - B_n H_n^1 \mu_2 r \right] \cos n\varphi.$$

С учетом изложенного, антисимметричная и симметричная составляющие давления равны:

$$P_a = \exp ikz \sum_{n=0}^{\infty} \left[ \varepsilon_n i^n I_n \mu_2 r - A_n I_n \mu_1 r - B_n H_n^1 \mu_2 r \right] \cos n\varphi;$$

$$P_c = \frac{1}{2} \exp ikz \sum_{n=0}^{\infty} \left[ \varepsilon_n i^n I_n \mu_2 r + A_n I_n \mu_1 r - B_n H_n^1 \mu_2 r \right] \cos n\varphi.$$

Решая систему (1), математическую модель движения элемента упругой цилиндрической оболочки вдоль образующей, касательной и радиуса можно представить в виде:

$$U(r, \varphi, z) = 2^{-1} i\omega\pi\mu_2 r^{-1} \exp ikz \sum_{n=0}^{\infty} \varepsilon_n i^n \alpha_n \cos n\varphi \cdot$$

$$\cdot \beta_n H_n^1 \mu_2 r \left[ z_s^1 + z_s^2 + z_n \right]^{-1} P_{10};$$

$$\begin{aligned}
 V(r, \varphi, z) &= 2^{-1} i \omega \pi \mu_2 r^{-1} \exp ikz \sum_{n=0}^{\infty} \varepsilon_n i^{n-1} \gamma_n \sin n\varphi \cdot \\
 &\cdot \beta_n H_n^1(\mu_2 r) \left[ z_s^1 + z_s^2 + z_n \right]^{-1} P_{10}; \\
 W(r, \varphi, z) &= 2^{-1} i \omega \pi \mu_2 r^{-1} \exp ikz \sum_{n=0}^{\infty} \varepsilon_n i^{n-1} \cos n\varphi \cdot \\
 &\cdot H_n^1(\mu_2 r) \left[ z_s^1 + z_s^2 + z_n \right]^{-1} P_{10},
 \end{aligned}$$

где  $U, V, W$  — перемещения поверхности оболочки;  $I_n, H_n$  — функции Бесселя 1-го и 3-го рода;  $P_{10}$  — амплитуда возмущающего звукового давления;

$$\begin{aligned}
 \alpha_n &= \begin{vmatrix} 2^{-1} k r n (1 + \sigma) & \sigma k r \\ \mu_{np}^2 - n^2 - 2^{-1} k^2 r^2 (1 - \sigma) & 8 r^2 (1 - \sigma)^{-1} \left[ h^2 n^2 \sigma (n - 1) \right] - n \end{vmatrix}; \\
 \beta_n &= \begin{vmatrix} \mu_{np}^2 - k^2 r^2 - 2^{-1} n^2 (1 - \sigma) & 2^{-1} k r n (1 + \sigma) \\ 2^{-1} k r n (1 + \sigma) & \mu_{np}^2 - n^2 - 2^{-1} k^2 n^2 (1 - \sigma) \end{vmatrix}; \\
 \gamma_n &= \begin{vmatrix} \mu_{np}^2 - k^2 r^2 - 2^{-1} n^2 (1 - \sigma) & \sigma k r \\ 2^{-1} k r n (1 + \sigma) & 8 r^2 (1 - \sigma)^{-1} \left[ h^2 n^2 \sigma (n - 1) \right] - n \end{vmatrix}.
 \end{aligned}$$

Используя формулы Ламе, можно вычислить напряжения в материале упругой оболочки при акустическом воздействии [12].

Приведенные выше математические модели деформированного состояния конструкций позволяют также решать задачи оптимизации шумопоглощения.

Качественный анализ возмущенного движения плоских и оболочечных преград, как видно, дает возможность выявить условия появления особенностей их изгибного движения, когда энергия акустического излучения частично (неполный пространственно-частотный резонанс), либо полностью (частотно-пространственный резонанс), передается препятствием из одного полупространства в другое и прогнозировать состояние тел как акустически прозрачных, или как акустически непрозрачных. Полученные результаты позволяют также оценить влияние пористости материала, анизотропности и других физико-механических свойств на изоляционные характеристики.

Проведенный анализ упруго-вязких свойств поверхностей в акустических полях позволяют выбрать те, или иные пути решения вопросов звукоизоляции. Авторы считают, что наиболее перспективными в этом

плане являються пасивні методи, що поєднують в собі простоту конструкції, надійність і ефективність [13, 14].

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Карачун В.В., Баланін В.Х., Мельник В.М., Потапова К.Р., Астапова Г.Б. Акустичне випромінювання і експлуатація літальних апаратів // Вісник національного авіаційного університету. - № 2(9). 2001. - С. 216-220.
2. Мельник В.Н., Карачун В.В., Саверченко В.Г. Акустическая вибрация оболочечных фрагментов двигателей // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т “Харк. авіац. ін-т”, 2001. – Вип. 26. Двигуни та енергоустановки. – С. 85-89.
3. Боголепов И.И., Авферинок Э.И. Звукоизоляция на судах. – Л.: Судостроение, 1970. – 192 с.
4. Дидковский В.С., Карачун В.В., Заборов В.И. Проектирование ограждающих конструкций с оптимальными звуко- и виброизоляционными свойствами. – К.: Будивэльник, 1991. – 121 с.
5. Мельник В.Н. Дифракция звука на упругой цилиндрической оболочке // Автоматизація виробничих процесів. – 2000. – № 1(10). – С. 106-109.
6. Потапова Е.Р., Мельник В.Н., Карачун В.В. Двумерная задача упругого взаимодействия цилиндрической оболочки с аэродинамическим шумом // Труды международного экологического конгресса (V Всероссийская научно-практ. конф.), Санкт-Петербург, 14-16 июня 2000 г. – Т. 2. – С. –249.
7. Карачун В.В., Мельник В.Н., Аль Хансаит Мамун, Баланин В.Х. Не-стационарная задача взаимодействия аэродинамического шума с плоской преградой // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научных трудов. – Харьков : Гос. Аэрокосмический ун-т «Харьк. авіац. ін-т», 2000. – Вып. 19. Тепловые двигатели и энергоустановки. – С. 114-121.
8. Карачун В.В., Мельник В.Н. Волновые задачи стационарного взаимодействия плоских элементов с акустическим излучением // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т “Харьк. авіац. ін-т”, 2000. – Вип. 26. Двигуни та енергоустановки. – С. 85-89.
9. Карачун В.В. О колебаниях пластин при акустическом нагружении // Прикл. механика, 1988. – 24, - № 11. – С. 84-91.
10. Карачун В.В. Об особенностях акустического нагружения пластин конечных размеров. // Проблемы прочности. – 1990. – № 10. – С. 93-96.

11. Мельник В.М., Карачун В.В. Нестационарна пружність кожуха гіроскопа в акустичних полях // Вісник ЖІТІ. – 2000. – № 15 / Технічні науки. – С. 116-119.
12. Карачун В.В., Лозовик В.Г., Мельник В.Н. Дифракция звуковых волн на подвесе гироскопа. – К.: Корнейчук, 2000. – 176 с.
13. Патент 39599 А, Україна, G 10 К 11/16. Шумозахисний екран / В.В. Карачун, М.С. Тривайло, В.М. Мельник. – 2000116168. – Заявл. 01.11.2000. Опубл. 15.06.2001. – Бюл. № 5. – 1 с.
14. Патент 39653 А, Україна, G 10 К 11/00. Глушник шуму газового струменя / В.В. Карачун, М.С. Тривайло, В.М. Мельник. – 2000116810. – Заявл. 29.11.2000. Опубл. 15.06.2001. – Бюл. № 5.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М., Задорожний О.О.  
ОНМА

### ОПТИМАЛЬНІ УМОВИ НАДХОДЖЕННЯ МАСЛА ДО ЦИЛІНДРІВ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ

Експериментальні дослідження більшості конструкцій нагнітального тракту систем мащення циліндрів СДВЗ дозволили визначити характеристики його елементів, що впливають на формування процесу маслоподачі в циліндр. До них у першу чергу відносяться: довжина каналу за клапаном; кути нахилів окремих його ділянок, неоднорідність каналу.

Для визначення шляхів удосконалення систем змащування необхідно відшукати оптимальне поєднання зазначених факторів.

Ця задача вирішувалась методом багатофакторного експерименту [1]. При цьому як оцінний показник досконалості процесу маслоподачі обрана кількість масла, поданого в циліндр стіканням по дзеркалу, у відсотках від величини подачі його насосною секцією лубрикатора.

Для запису плану експерименту й обробки експериментальних даних скористаємося кодованими значеннями факторів  $X_i$ , що зв'язані з фізичними змінними  $\tilde{X}_i$  співвідношенням:

$$X_i = \frac{\tilde{X}_i - \tilde{X}_{j_0}}{J_i} \quad (1)$$

де  $\tilde{X}_i$  — поточне значення фізичної змінної;  $\tilde{X}_{j_0}$  — основний рівень фізичної величини фактора;  $J_i$  — фізичний інтервал варіювання.

На підставі відомих значень геометричних параметрів тракту маслопідведення, обраних як основні фактори, були встановлені межі їхньої зміни. У цих межах для кожного з факторів обрані основні, верхні і нижні рівні, а також інтервали їхнього варіювання (табл. 1).

Таблиця 1. Рівні факторів і інтервали варіювання

Фактори	Рівні			Інтервали варіювання
	нижній	основний	верхній	
Довжина каналу — $L$ ( $X_1$ )	4	15	26	11
Кут нахилу 1-ї ділянки — $\alpha_1$ ( $X_2$ )	0	10	20	10
Кут нахилу 2-ї ділянки — $\alpha_2$ ( $X_3$ )	0	45	90	45
Неоднорідність каналу — $d_1/d_2$ ( $X_4$ )	0,3	0,7	1,1	0,4

З метою скорочення кількості експериментів скористаємося дробовою реплікою повного факторного експерименту. Після рандомізації отримано матрицю планування (табл. 2), що являє собою напіврепліку

від  $2^4$ , задану генеруючим співвідношенням  $X_4 = X_1 X_2 X_3$  з визначальним контрастом  $1 = X_1 X_2 X_3 X_4$ .

При проведенні експериментів для кожного прийнятого в матриці сполучення факторів вимірялися значення відгуку. Для виключення впливу систематичних помилок, викликаних зовнішніми умовами, послідовність експериментів вибиралася на підставі таблиці випадкових чисел, а зменшення випадкових погрешностей прямого вимірювання й одержання найбільш достовірних результатів забезпечено шляхом повторних вимірів [2].

Для функції відгуку  $Y(X_1 X_2 X_3 X_4)$  за результатами експерименту можна побудувати рівняння регресії у вигляді алгебраїчного полінома першого порядку

$$Y = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + b_3 X_3 + b_4 X_4 + b_{12} X_{12} + b_{13} X_{13} + b_{23} X_{23} + b_{34} X_{34} + b_{24} X_{24} + b_{14} X_{14}, \quad (2)$$

де  $b_0, b_1, \dots, b_4$  — коефіцієнти рівняння.

Таблиця 2. Матриця планування і результати експериментів

№ дослідження	Рандомізація	Кодові позначення змінних і їх значення											Результати експериментів			
		$X_0$	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_4$	$X_1 X_2 = X_3 X_4$	$X_1 X_3 = X_2 X_4$	$X_2 X_3 = X_1 X_4$	$Y_1$	$Y_2$	$Y_3$				
1	5,22,3	+	+	26	+	20	-	0	-	0,3	+	-	-	16,6	18,1	21,0
2	11,17,2	+	-	4	-	0	-	0	-	0,3	+	+	+	71,5	70,8	68,2
3	20,7,13	+	+	26	-	0	-	0	+	1,1	-	-	+	81,8	81,0	83,2
4	15,23,1	+	-	4	+	20	-	0	+	1,1	-	+	-	98,2	100	97,8
5	18,8,12	+	+	26	+	20	+	90	+	1,1	+	+	+	51,5	50,0	50,3
6	21,4,24	+	-	4	-	0	+	90	+	1,1	+	-	-	98,0	97,1	98,5
7	6,16,19	+	+	26	-	0	+	90	-	0,3	-	+	-	29,0	32,3	31,7
8	9,14,10	+	-	4	+	20	+	90	-	0,3	-	-	+	87,8	89,0	84,6

Маючи серію повторних експериментів з дублюванням  $n=3$ , знайдемо середнє арифметичне всіх результатів

$$Y = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Y_i, \quad (3)$$

де  $Y_i$  — результат окремого дослідження, і проведемо оцінку порядкової дисперсії, що в даному випадку дозволяє оцінити дисперсію експерименту з числом ступенів волі  $f_n = n - 1$  за формулою

$$S_y^2 = \sum_1^n \frac{Y_i - Y}{n-1}^2 \quad (4)$$

Для виключення з експериментальних даних грубих помилок скористаємося розподілом максимального відхилення

$$r_{\max} = \frac{Y_{\max} - Y_i}{S_y \sqrt{\frac{n-1}{n}}} \quad (5)$$

де  $Y_{\max}$  — найбільше значення відгуку;  $S_y = \sqrt{S_y^2}$  — квадратична помилка експерименту.

Значення відгуку однорідні, якщо  $r_{\max} < r_i$ , де  $r_i$  — табличне значення розподілу, при рівні значимості  $\alpha = 0,05$  і числі ступенів волі  $f_y = n-1$ .

Для перевірки однорідності дисперсії скористаємося критерієм Кохрена, що являє собою відношення максимальної дисперсії  $S_{\max}^2$  до суми всіх дисперсій

$$G_p = \frac{S_{\max}^2}{\sum_1^n S_y^2} \quad (6)$$

Дисперсії однорідні, якщо  $G_p < G_i$ , де  $G_i$  — табличне значення критерію Кохрена, при рівні значимості  $\alpha=0,05$  і ступенях волі  $f=n-1$ .

При однаковому числі паралельних експериментів у всіх точках плану дисперсія відтворюваності визначається з виразу

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_1^N S_y^2 \quad (7)$$

де  $N$  — загальне число експериментів.

Значимість розходжень 2-х середніх перевіримо за критерієм Стьюдента

$$t_{p1} = \frac{Y_{i\max} - Y_{i\min}}{S_y \sqrt{\frac{1}{n_{\max}} - \frac{1}{n_{\min}}}} \quad (8)$$

де  $S_y = \sqrt{S_y^2}$  — погрішність відтворюваності.

Розходження між значеннями відгуку в різних точках плану істотно, якщо  $t_{p1} > t_{t1}$ , де  $t_{t1}$  — табличне значення критерію Стьюдента при рівні значимості  $\alpha=0,05$  і ступенях волі  $f_y = n_{\max} + n_{\min}$ .

При обчисленні коефіцієнтів обраної моделі використовуємо формулу

$$b_1 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N Y_i X_i; \quad (9)$$

значимість коефіцієнтів перевіряємо за  $t$ -критерієм Стюдента

$$t_{p2} = \frac{|b_1|}{\sqrt{S_{b_1}^2}} \quad (10)$$

де  $S_{b_1}^2 = \left( \frac{S_y}{\sqrt{Nn}} \right)$  — дисперсія коефіцієнтів регресії.

Коефіцієнти регресії вважаються значимими, якщо  $t_{p2} > t_{t2}$ , де  $t_{t2}$  — табличне значення критерію Стюдента при рівні значимості  $\alpha=0,05$  і ступенях волі  $f_y=N(n-1)$ .

Після підрахунку коефіцієнтів регресії і перевірки їхньої значимості з рівняння (2) одержимо рівняння регресії  $Y_u$ .

Перевірка адекватності рівняння  $Y_u$  дослідним даним проведена за  $F$ -критерієм (Фішера).

$$F_p = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2} \quad (11)$$

де  $S_{ad}^2$  — дисперсія адекватності, оцінка якої виконувалась за формулою

$$S_{ad}^2 = \frac{nS_{ad}}{N - K} \quad (12)$$

де  $S_{ad} = \sum_{i=1}^n \bar{Y} - \hat{Y}^2$  — сума квадратів відхилень середніх значень відгуків від передбачуваних рівнянням регресії;  $K$  — число статистично значимих коефіцієнтів регресії.

Якщо  $F_p < F_b$  ( $F_t$  — таблична величина критерію, при рівні значимості  $\alpha=0,05$  і ступенях волі  $f_{y1}= N-K$ ,  $f_{y1}= N(n-1)$ ), то можна твердити, що рівняння регресії адекватно описує результати експерименту і гіпотеза про адекватність моделі приймається.

Організацію обробки дослідних даних за формулами (3) – (11) проведено в табличній формі (табл. 3).

В результаті обробки дослідних даних отримана математична модель — рівняння регресії в кодованих безрозмірних значеннях факторів обсягу масла, що надходить у циліндр дизеля по дзеркалу ( $V_M$ ):

$$Y_u = 66,96 - 21,43x_1 - 3,26x_2 + 15,28x_4 - 7,71x_{12} - 4,38x_{13} + 5,48x_{23} - 4,38x_{24} + 5,48x_{14} - 7,71x_{34}. \quad (13)$$

Таблиця 3. Математична модель і її перевірка

Параметр	Оцінка результатів експерименту								Оцінка коефіцієнтів регресії	$B_0$	$B_1$	$B_2$	$B_3$
	Номер дослідження									$B_4$	$B_{12}=B_{34}$	$B_{13}=B_{24}$	$B_{23}=B_{14}$
										1	2	3	4
$\bar{Y}$	18,5	70,1	82,0	98,6	50,6	97,8	31,0	87,1	Перевірка значимості коефіцієнтів регресії				
$S_{\bar{Y}}$	5,01	3,03	1,24	1,38	0,63	0,51	3,09	5,17	$T_{p2}$	207,3	66,34	10,09	1,043
										47,30	23,86	13,56	16,96
$r_{\max}$	1,351	0,891	1,197	1,320	1,262	1,092	0,822	0,925	Коефіцієнти значимі, якщо $T_{p2} > T_{r2}$ , де $T_{r2} = 2,12$				
Значення відгуку однорідні, якщо $r_{\max} < r_T$ , де $r_T = 1,689$									$Y_u$	18,51	70,09	81,97	98,59
$G_p$	0,257									50,6	97,78	31,02	87,08
Дисперсії однорідні, якщо $G_p < G_T$ , де $G_T = 0,516$									Модель адекватна, якщо $F_p < F_t$ , де $F_t = 4,5$ $F_p = 0,00287$				
$S_{\bar{Y}}$	2,507								Рівняння регресії				
$t_{p1}$	62,09								$y_u = 66,96 - 21,43X_1 - 3,26X_2 + 15,28X_4 - 7,71X_{12} - 4,38X_{13} + 5,48X_{23} - 7,71X_{34} - 4,38X_{24} + 5,48X_{14}$				
Різниця між значеннями відгуку значима, якщо $t_{p1} > t_{r1}$ , де $t_{r1} = 2,54$													

Отримане рівняння регресії, використовуючи (1), представимо у безрозмірній формі натуральної величини  $\bar{V}_M$ :

$$\bar{V}_M = 66,96 - 21,43L - 3,26\alpha_1 + 15,28d_1/d_2 - 7,71L\alpha_1 - 4,38L\alpha_2 + 5,48\alpha_1\alpha_2 - 7,71\alpha_2d_1/d_2 - 4,38\alpha_1d_1/d_2 + 5,48Ld_1/d_2. \quad (14)$$

Маючи адекватну лінійну модель, почнемо рух вздовж градієнту з метою відшукування оптимальної геометрії заклапанної порожнини, що забезпечує надходження всього масла безпосередньо на дзеркало циліндра.

Для даної поверхні відгуку обрані нульова точка й інтервал варіювання, проведені експерименти і знайдені оцінки коефіцієнтів регресії. Після цього напрямок градієнта задається однозначно і є єдиним.

Розраховуємо складові градієнта з виразу:  $b_i J_i$ , де  $b_i$  — коефіцієнт  $i$ -го фактора;  $J_i$  — інтервал варіювання. Вибираємо крок і проводимо

уявні експерименти (табл. 4), послідовно додаючи значення кроків до основних рівнів факторів.

При адекватній моделі реалізацію уявних експериментів починають з тих, котрі хоча б по одному з факторів виходять за область експерименту. У нашому випадку до таких експериментів відносяться №№ 6 і 7, в яких по фактору  $X_1$  умови експерименту виходять за область визначення.

Зазначені експерименти реалізовані на практиці, при цьому отримано оптимальне значення відгуку, тобто знайдені умови, при яких витікання масла з каналу здійснюється без явища відриву масла від дзеркала циліндра (все масло стікає по дзеркалу). Отже, круте сходження ефективно й область оптимуму досягнута.

Таблиця 4. Розрахунок кругого сходження

Фактор	$X_1$	$X_2$	$X_4$
Основний рівень	15	10	0,7
$b_i$	-21,43	-3,26	15,28
$b_i J_i$	-235,7	-32,6	6,1
Крок (:120)	-2	-0,3	0,05
Експерименти			
1	13	9,7	0,75
2	11	9,4	0,80
3	9	9,1	0,85
4	7	8,8	0,90
5	5	8,5	0,95
6	3	8,2	1,0
7	1	7,9	1,05

Таким чином, в результаті експерименту встановлено, що основний вплив на формування відриву масла від дзеркала («викидання» масла) спричиняють довжина, неоднорідність і кут нахилу каналу, розміщеного між зворотним клапаном і дзеркалом циліндра. Причому перші два з них є найбільш вагомими.

Оптимальне сполучення приведених факторів, що забезпечує виключення «викидання», за інших рівних умов, характеризується такими їхніми значеннями:  $L = 10-30$  мм,  $d_1/d_2$  — не менше одиниці, а  $\alpha_1$  — не більше  $8^\circ$ .

Разом з тим, використання такого каналу в умовах різних двигунів показало, що зі збільшенням дозувань масла, незважаючи на виключення складної взаємодії його з газами в каналі, що призводить до «викидання», витікання може здійснюватися зі швидкостями, зумовлюючими рух масла по осі каналу і за його межами. При цьому масло виступає на деяку відстань (5-35 мм і більше) відносно дзеркала і, не втрачаючи



Доріжка нагару на поршні

зв'язку з ним, опускається вниз під отвір. Таке витікання, як і при "викиданні", може призводити до зустрічі масла з голівкою поршня й утворенню доріжок нагару (рис.), що погіршують розподіл і використання масла в циліндрі.

Крім того, встановлено, що при використанні оптимальної геометрії каналу існує чітко виражений зв'язок між кількісним розподілом масла у фазах його

подачі і величиною імпульсів тиску газів, що протидіють витіканню, це залежить головним чином від розташування масляних каналів по висоті циліндра.

Отже, приведені вище сполучення значень характеризує лише оптимальність геометричних характеристик масляних каналів, при яких виключається "викидання". Що ж стосується впливу на процес витікання масла в циліндр таких показників, як величини циклової подачі, рівня протитиску газів тощо, то воно повинно бути виявлене на підставі досліджень гідродинаміки маслоподачі.

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Ермаков С.М., Жиглявский А.А. Математическая теория оптимального эксперимента. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. – 320 с.
2. Основы научных исследований. / Под ред. В.И. Крутова, В.В. Попова. – М.: Высш. шк., 1989. – 400 с.

УДК 621.867.72:629.12

Щедролосев А.В.  
УГМТУ

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГОЗАТРАТ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ СЭУ  
УНИВЕРСАЛЬНЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ НАЛИВНЫХ СУДОВ В ЗАВИСИМОСТИ  
ОТ ТИПОВ ПРИМЕНЯЕМЫХ ГРУЗОВЫХ НАСОСОВ  
И РЕЖИМОВ ПОДОГРЕВА ВЯЗКИХ ГРУЗОВ**

Вопрос об универсализации грузовых насосов малых и средних танкеров стал актуальным и его необходимо решать путем поиска, разработки и применения наиболее подходящих для этих целей типов насосов.

Известны разработки и результаты использования бесштанговых погружных электронасосов типа ПНР-600/50 [4, 8], которые несколько расширили диапазон предельных вязкостей для работы центробежных насосов.

В то же время стало известно о практическом применении винтовых насосов для выгрузки высоковязких нефтепродуктов из речных танкеров [4], на нефтесборщиках и в качестве грузовых на среднетоннажных танкерах [1, 8].

О положительных качествах винтовых насосов, особенно негерметичных (ВНН), и их эксплуатационных показателях в литературе сказано достаточно много. Их надежность, долговечность, всасывающая способность, работа на загрязненных жидкостях, нечувствительность к прохватам воздуха, реверсивность подачи и другие качества широко известны [1, 3-9]. Несмотря на то, что к.п.д. ВНН на маловязких жидкостях несколько ниже по сравнению с центробежными насосами, они могут работать практически без снижения к.п.д. на высоковязких жидкостях и имеют при этом очевидные преимущества перед поршневыми, шестеренными и особенно центробежными насосами [1, 3-9].

Выполненные ранее теоретические исследования по использованию винтовых грузовых насосов в качестве циркуляционных в системах подогрева жидких грузов показали возможности эффективного применения ВНН уже на начальной стадии подогрева груза, начиная от допустимой температуры остывания [11].

Проведенное исследование по эффективности применения ВНН в качестве грузовых (после их несложной конструктивной доработки) позволило определить соотношение и объемы энергозатрат специальных систем вспомогательных СЭУ универсальных нефтеналивных судов в зависимости от типов применяемых насосов и режимов подогрева вязких грузов.

Исследование проведено с использованием тепловых и грузовых характеристик танкера  $D_w = 30000$  т проекта 15966, постройки ХСЗ [11].

В работе рассмотрены условия перевозки и выгрузки мазута топочного М100.

Для сопоставления эксплуатационных показателей работы грузовых ВНН с погружными центробежными насосами типа ПНР-600/50 рассмотрено несколько режимов повышенных предварительных подогревов груза, что позволило определить оптимальный режим при их сравнении [4, 8, 12].

При применении погружного ВНН в качестве грузового принят минимально возможный режим предварительного подогрева в интервале от +35 до +42 °С [10].

Погодные условия приняты по рекомендациям [12], широко применяемым для умеренного климата.

Расходы топлива на подогрев, приведенные в табл. 1, определены в соответствии с удельными его расходами на 1 т производимого пара, тепловой нагрузкой и временем предварительного подогрева.

Подача, напор, затраты мощности и расходы топлива на циркуляцию теплоносителя определены на основе разработанных ранее оптимальных параметров циркуляции теплоносителя [11].

В табл. 2 приведены затраты энергии и расходы топлива на выгрузку нефтегруза.

Подача, напор, к.п.д. насосов и время выгрузки груза определены в зависимости от типа применяемых насосов, температуры подогрева, пропускной способности грузовых судовых и дополнительных береговых трубопроводов (подъем — 29 м и длина 290 м) [1, 3, 4, 6-10].

Режим подогрева груза во время выгрузки принят таким же, как и при предварительном подогреве.

Расходы топлива на выгрузку определены по удельным расходам его на единицу производства электроэнергии и пара. Разгрузка всех танков условно принята как одновременная.

По результатам анализа затрат энергии и расходов топлива на подогрев и выгрузку, приведенным в табл. 1 и 2, можно сделать следующие выводы:

1. Применение погружных ВНН в качестве грузовых позволяет максимально снизить начальную и конечную температуры подогрева и за счет этого уменьшить расход топлива на предварительный подогрев более чем в 2 раза.

2. Расходы топлива на циркуляцию подогреваемого груза через теплообменник составляют менее 0,05 %. При этом их компенсация на привод циркуляционного насоса, за счет полезно используемых преобразованных потерь мощности в тепло, составляет 30...45 %.

Таблица 1. Расчет расходов топлива на предварительный подогрев груза

Наименование, размерность	Обозначение	Числовые значения по типам насосов и режимам предварительного подогрева				Основание, формула, источник	
		Винтовой	Центробежный				
			от 35°C	от 44°C	от 50°C		от 50°C
			до 42°C	до 66°C	до 70°C		до 75°C
Расход топлива на подогрев груза за 120 ч, т	$V_{т.п.}$	37,23	95,47	94,61	115,1	по [11]	
Расход топлива на полезный подогрев на 1 °С, кг/°С	$b_{у.п.}$	2361	2444	2455	2469	по [11]	
Подача циркуляционного насоса, м/с,	$V_{ц.} \cdot 10^3$	1,7	5,7	7,85	10,37	по [11]	
Напор циркуляционного насоса, м	$H_{ц.н.}$	0,81	0,5	4,0	6,2	по [11]	
Полезная мощность циркуляционного насоса, кВт	$10N_{п.ц.}$	0,136	0,278	3,06	6,25	$VH_p/102$	
К.п.д. нерасчетного режима	$\eta_{н.р.}$	0,278	0,479	0,441	0,468	по [11]	
Мощность циркуляционного насоса, кВт	$N_{ц.н.}$	0,049	0,058	0,694	1,335	$N_{п.ц.}/\eta_{н.р.}$	
Затраты энергии по 10 насосам за 120 ч, кВт ч	$\mathcal{E}_{ц.}$	58,8	69,6	832,8	1602	$N_{ц.н.} \cdot 10 \cdot 120$	
Расход топлива на 1 кВт электроэнергии, г/кВт-ч	$b_{т.э.}$	278	278	278	278	по [11]	
Расход топлива на привод насосов, кг	$V_{т.ц.}$	16,35	19,35	231,5	445,4	по [11]	
Потеря энергии циркуляционных насосов, кВт ч	$\mathcal{E}_{ц.п.}$	42,45	36,26	465,5	852,3	по [11]	
Нагрев за счет преобразования потерь, °С	$\Delta t \cdot 10^3$	2,985	2,5	31,81	37,95	по [11]	
Расход топлива по котлу на эквивалентный нагрев, кг	$V_{т.э.}$	7,048	4,503	78,09	113,1	по [11]	
Расходы топлива на циркуляцию с учетом преобразования потерь в тепло, кг	$V_t$	9,302	14,85	153,4	332,3	по [11]	

3. Расходы топлива на выгрузку составляют от 2,5 до 9 % от их общих расходов на подогрев и выгрузку.

4. Возрастание затрат мощности и расходов топлива на выгрузку до 70 % свидетельствуют о повышении коэффициентов загрузки электростанции до 0,85, т.к. действительные коэффициенты одновременности разгрузки многих различных сортов грузов составляют не более

0,25...0,5 [4, 8]. При равных напорах и подачах насосов затраты мощности на выгрузку практически одинаковы.

Таблица 2. Затраты энергии и расходы топлива на выгрузку нефтегруза

Наименование, размерность	Обозначение	Числовые значения по типам насосов и режимам предварительного подогрева				Основание, формула, источник	
		Винтовой	Центробежный				
			от 35°C до 42°C	от 44°C до 66°C	от 50°C до 70°C		от 50°C до 75°C
Напор грузовых насосов, м	$H_{гр.н}$	109,9	73,56	71,44	68,97	расчет по [1,6]	
Расчетный к. п. д. насосов	$\eta_p$	0,55	0,57	0,621	0,65	расчет по [1,6]	
Расход циркуляции, м <sup>3</sup> /с	$V_{ц} \cdot 10^3$	1,7	5,7	7,85	10,4	табл. 1	
Подача на выгрузке, м <sup>3</sup> /с	$V_v$	0,116	0,109	0,108	0,107	$V_p - V_{ц}$	
Время выгрузки, час	$\tau_v$	6,68	7,19	7,27	7,36	$Gp / (10V_v 3600)$	
Затраты мощности, кВт	$N_v$	2281	1369	1207	1100	$10V_v H_{гр.н} / \eta_p$	
Затраты энергии, кВт·ч	$\mathcal{E}_v$	15241	984,1	877,1	808,9	$N_v \tau_v$	
Расходы топлива, кг	$B_{т.в.}$	4237	2736	2438	2250	$\mathcal{E}_v b_{т.э.}$	
Расход пара на подогрев, т	$D_{п}$	26,57	73,34	73,48	90,47	по [10]	
Расход топлива на подогрев при выгрузке, т	$D_{т.п.в.}$	6,68	5,72	5,732	7,059	по [10, 11]	
Затраты мощности на циркуляцию, кВт	$N_{ц}$	33,37	40,8	87,69	106,9	по [11]	
Затраты энергии на циркуляцию, кВт·ч	$\mathcal{E}_{ц}$	222,9	293,3	697,5	786,8	$N_{ц} \tau_v$	
Расход топлива на циркуляцию, кг	$B_{т.ц.}$	61,97	81,55	177,2	218,7	по [11]	
Нагрев груза за счет преобразования потерь, °С	$\Delta t_{п.п.}$	0,016	0,020	0,043	0,052	по [11]	
Расход топлива по котлу на эквивалентный нагрев, кг	$B_{т.э.}$	37,78	48,88	105,6	128,4	по [11]	
Расход топлива на циркуляцию с учетом компенсации потерь, кг	$B_{т.}$	24,19	32,07	71,6	90,3	по [11]	
Суммарный расход топлива на подогрев и выгрузку груза, т	$\Sigma B$	48,18	104,0	103,0	124,8	$B_{т.п.} + B_{т.в.} + B_{т.п.в.} + B_{т.}$	

5. Суммарные затраты энергии на циркуляцию подогреваемого груза при предварительном подогреве и подогреве во время выгрузки составляют от 0,2 до 0,4 %, а их компенсация преобразованными потерями энергии в насосе в полное полезно используемое тепло для подогрева груза составляет от 40 до 60 % затрат на привод циркуляционных насосов.

6. В связи с положительным влиянием вязкости на производительность ВНН время выгрузки снизилось по сравнению с центробежными насосами на 8%.

7. Суммарные расходы топлива на подогрев и выгрузку высоковязких грузов при применении грузовых насосов типа ВНН вместо центробежных могут быть снижены более чем в два раза. Это составляет возможную экономию топлива в размере 55 т за принятый в расчете 30-суточный рейс.

8. В связи со снижением в 2,5 раза расхода пара на подогрев вязких грузов создается возможность использования на танкере вместо двух вспомогательных котлов только одного КАВ 6,3/0,7.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Будов В.В. Судовые насосы: Справочник. – Л.: Судостроение, 1988. – 432 с.
2. ГОСТ 20572-88. Насосы и агрегаты двухвинтовые. Типы и основные параметры. – М.: Транспорт, 1984. – 4 с.
3. Женовак Н. Г. Судовые винтовые негерметичные насосы. – Л.: Судостроение, 1972. – 144 с.
4. Кутыркин В.А., Постников В.И. Специальные системы нефтеналивных судов. Справочник. – М.: Транспорт, 1983. – 192 с.
5. Маслов В.В. Совершенствование эксплуатации систем судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1984. – 256с.
6. Певзнер Б.М. Насосы судовых установок и систем. – Л.: Судостроение, 1971. – 384 с.
7. Пыж О.А., Харитонов Е.С., Егорова П.Б. Судовые винтовые насосы. – Л.: Судостроение, 1969. –196 с.
8. Рабей И.Л., Сизов Г.П. Специальные системы нефтеналивных судов. – Л.: Судостроение, 1966. – 315 с.
9. РД 5.5452-80. Системы грузовая и зачистная нефтеналивных судов. Правила и нормы проектирования. – М.: Министерство судостроения СССР, 1980. – 53 с.
10. РД 5.5524-82. Системы подогрева жидких грузов морских нефтеналивных судов. Правила и нормы проектирования. – М.: Министерство судостроения СССР, 1982. – 105 с.
11. Щедролосев А.В. Оценка экономической эффективности работы циркуляционного насоса в системе подогрева жидких грузов на наливных судах //36. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – № 5. – С. 77-87.
12. Shell International Marine Limited Digest of Charterers Requirements for Crude Carriers and Product Carriers. Printed in England by Shell Printed Limited, Shell Center. London, 1973. – 12 с.

УДК 621.313.3:62-83

Вишневский Л.В., Веретенник А.М., Муха Н.И.  
ОНМА, ПФ «Судоремонт»

### КОМПЬЮТЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ЦИФРОВОГО РЕГУЛЯТОРА НАПРЯЖЕНИЯ СУДОВОЙ ЭЛЕКТРОУСТАНОВКИ

Одним из важнейших показателей, характеризующих качество работы судовой энергетической установки, является стабильность напряжения и частоты тока судовой электростанции, что обеспечивает оптимальные режимы работы электроприводов судовых механизмов, надежную работу судовой автоматики, навигационных приборов и радиосвязи.

Управление напряжением судовой электростанции с помощью цифровых регуляторов характеризуется соизмеримостью быстродействия генератора с периодами изменения управляющих воздействий [1, 2]. Это предполагает рассмотрение регуляторов электроустановок как дискретных систем управления.

Задача оптимизации параметров регулятора напряжения может быть сформулирована как определение значений коэффициентов в уравнении, описывающем закон управления, при котором значение принятого для данной системы критерия оптимизации будет минимально.

Критерий оптимизации качества регулирования в электроустановке переменного тока может быть представлен суммой модулей отклонений среднего за период напряжения  $u_{\text{ср}}$  от номинального  $u_{\text{ном}}$  в течение переходного процесса  $T_{\text{пр}}$ :

$$I_D = \sum_{n=1}^{E(T_{\text{пр}}/T_0)} |u_{\text{ном}} - u_{\text{ср}} nT_0|, \quad (1)$$

где  $E(T_{\text{пр}}/T_0)$  — целая часть периодов  $T_0$  переменного напряжения во времени расчета переходного процесса  $T_{\text{пр}}$ .

Как показывают расчеты рассматриваемой дискретной системы, величина критерия  $I_D$  (1) существенно зависит от момента нанесения возмущения. Для исключения этого влияния можно использовать критерий оптимальности, усредненный по времени нанесения возмущения:

$$I_{D1} = \frac{1}{M} \sum_{m=1}^{M=T_0/\Delta T_0} I_D(m \cdot \Delta T_0), \quad (2)$$

где  $\Delta T_0$  — шаг изменения времени нанесения возмущения относительно момента срабатывания импульсного регулятора.

Очевидно, что критерии  $I_D$  (1) и  $I_{D1}$  (2) будут зависеть от величины и характера возмущения, например, от коммутируемой нагрузки. Инвариантным относительно нагрузки критерием будет более общий критерий, который рассматривается как математическое ожидание критерия  $I_{D1}$  при случайном характере величины нагрузки электроустановки:

$$I_{D2} = E(G_H / \Delta G) \sum_{i=1} p_i \cdot I_{D1}, \quad (3)$$

где  $\Delta G$  — шаг изменения проводимости нагрузки,  $G_H$  — номинальная проводимость нагрузки,  $p_i$  — вероятность коммутации нагрузки ( $i \Delta G$ ).

Поиск точки оптимальной настройки регулятора будем осуществлять в трехмерной области коэффициентов  $k_{n1}$ ,  $k_{n2}$  и  $k_{n3}$  уравнения дискретно-импульсного закона управления напряжением:

$$\dot{u}^* t = k_{n1} \dot{y}^* t + k_{n2} \dot{y}^* t - T_0 + k_{n3} \dot{u}^* t - T_0,$$

где  $\dot{u}^* t$ ,  $\dot{y}^* t$  и  $\dot{u}^*(t - T_0)$ ,  $\dot{y}^*(t - T_0)$  — текущие и предыдущие значения управляющего воздействия и регулируемого параметра.

Существует достаточно много численных методов поиска экстремума: покоординатной оптимизации, градиентные методы наискорейшего спуска, метод пробных шагов, симплекс-методы и др. [3]. Однако успешность решения задачи зависит от гладкости поверхности используемого функционала оптимизации, от наличия «оврагов» и локальных экстремумов. От выбора метода поиска зависит в основном время реализации поисковой процедуры.

Возможность осуществления поиска оптимума критериев  $I_D$ ,  $I_{D1}$  или  $I_{D2}$  с помощью численных методов проверена использованием метода покоординатного спуска в трехмерной области параметров  $k_{n1}$ ,  $k_{n2}$  и  $k_{n3}$  дискретного регулятора напряжения асинхронного дизель-генератора. Этот метод имеет достаточно простой алгоритм выбора направления движения и имеет возможность графического визуального сопровождения.

Для реализации покоординатного поиска оптимальных коэффициентов  $k_{n1}$ ,  $k_{n2}$  и  $k_{n3}$  цифрового регулятора напряжения асинхронной судовой вспомогательной электроустановки разработана программа ASGEN\_OP4. Для расчета обобщенного критерия оптимизации  $I_{D2}$  вводится процедура Opt, которая организует изменение времени нанесения и величины коммутируемой нагрузки. Программа осуществляет изменение коэффициентов регулятора из начальной точки ( $k_{n10}$ ,  $k_{n20}$  и  $k_{n30}$ ), выводит на экран текущие значения коэффициентов и критерия оптимизации  $I_{D2}$ .

Время выполнения процедуры оптимизации существенно зависит от выбора начальной точки расчета и шага изменения коэффициентов. Если нет предварительной информации о характере поверхности критерия оптимизации, то целесообразно провести предварительный расчет с увеличенными шагами  $\Delta T_0$ ,  $\Delta G$  и  $\Delta T_{ni}$ . Время оптимизации на персональном компьютере с тактовой частотой 350 МГц около часа.

Поиск оптимальных параметров при помощи автоматизированных поисковых методов не всегда приводит к глобальному экстремуму критерия оптимизации. Начиная поиск из разных начальных точек ( $k_{n10}$ ,  $k_{n20}$ ,  $k_{n30}$ ), можно «выйти» на различные локальные минимумы, что определяется характером зависимости критерия качества от варьируемых переменных  $I_{D2} = f(k_{n1}, k_{n2}, k_{n3})$ .

Современные компьютерные программы 3D-графики дают возможность строить наглядные трехмерные графики функций, позволяющие визуально определить ее характер и глобальный минимум. С этой целью разработана программа ASGEN\_OP3 для вычисления критерия оптимизации в области двух параметров  $I_{D2} = f(k_{n2}, k_{n3})$  при фиксированном коэффициенте  $k_{n1}$ . Значения  $I_{D2}$  вычисляются в плоскости ( $k_{n2}$ ,  $k_{n3}$ ) с шагом  $\Delta k_{n2}$  и  $\Delta k_{n3}$ , а затем выводятся во внешний файл в виде матрицы. Дальнейшая обработка данных выполняется программой MathCad.

Трехмерные графики критерия оптимизации удобно представлять в виде столбчатой гистограммы (Bar Chart), рис. 1, а, в форме поверхности (Surface), рис. 1, б или в виде контурного чертежа (Contour Plot), рис. 1, в.

На рис. 1 построены графики значений критерия оптимизации  $I_D$  при включении 75% активно-индуктивной нагрузки асинхронного дизель-генератора  $k_{n1}=-6$ ,  $k_{n2}=3,6 \dots 4,8$  и  $k_{n3}=0,4 \dots 0,8$  с шагом  $\Delta k_{n2}=0,1$  и  $\Delta k_{n3}=0,2$ .

Сравнение этих форм представления функции  $I_D = f(k_{n2}, k_{n3})$  показывает, что наиболее удобной для выбора оптимальных коэффициентов является форма в виде контурного чертежа (Contour Plot), рис. 1, в.

Построение и анализ поверхностей критерия оптимизации в области настроечных параметров регулятора напряжения  $k_{n1}$ ,  $k_{n2}$  и  $k_{n3}$  асинхронного дизель-генератора позволяет сделать несколько выводов.

Геометрически область минимальных значений критерия оптимизации представляет собой достаточно большую относительно плоскую поверхность, расположенную по диагонали системы координат настроечных коэффициентов. Отметки величины критерия оптимизации на координатных графиках рис. 1 свидетельствуют об отсутствии значительных перепадов в этой области: разница значений в области минимальных значений критерия оптимальности составляет доли процента.

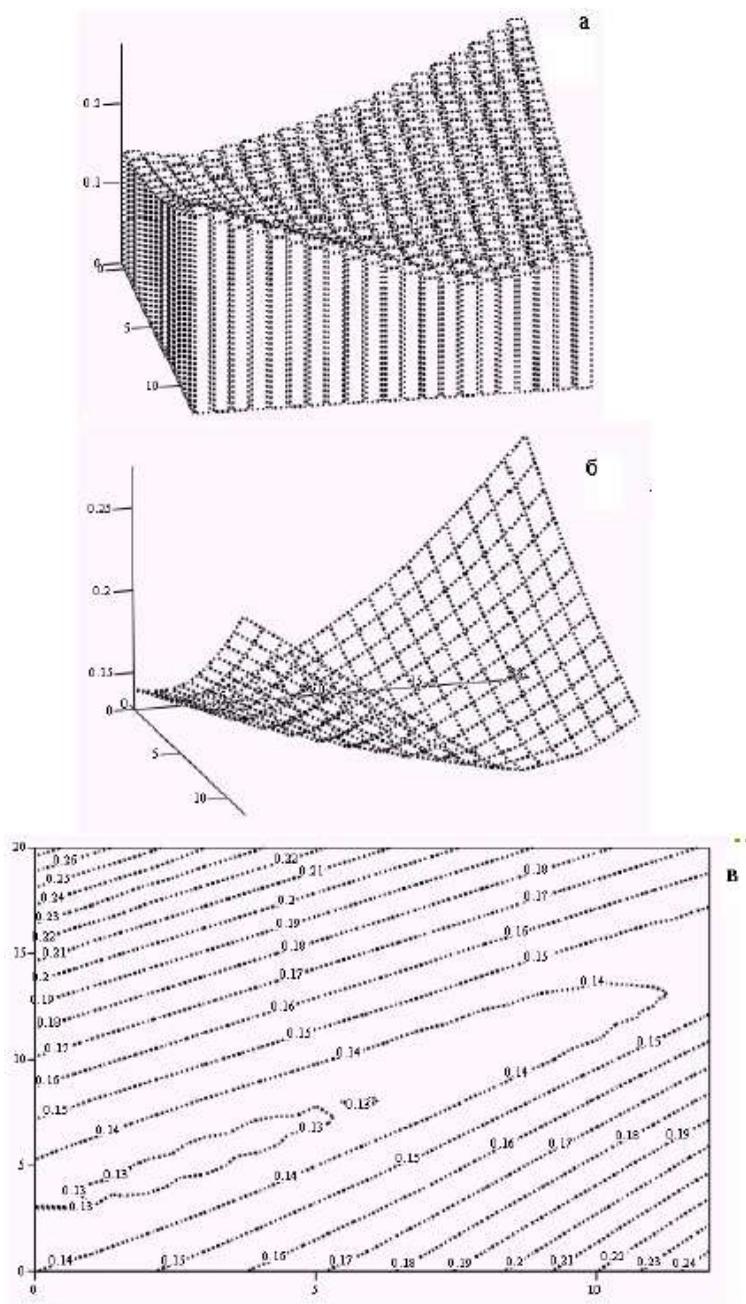


Рис. 1. Представления поверхностей критерия оптимальности

Эта особенность поверхностей определяет выбор метода поиска оптимальных настроечных параметров. Поисковые методы малоэффективны, т.к. приводят только в одну из точек минимума на краю плоской части минимальных значений критерия оптимизации. Более результативным является метод построения поверхностей с помощью 3D-графики (программы типа ASGEN\_OP3). После построения соответствующего трехмерного графика визуально можно выбрать настройку регулятора в середине плоского «дна» поверхности критерия оптимизации. Такой выбор обеспечит также минимальную чувствительность системы управления к незначительным отклонениям настроечных параметров цифрового регулятора от выбранного оптимума.

При трех оптимизационных параметрах не удастся графически представить функцию  $I_D = f(k_{n1}, k_{n2}, k_{n3})$  на одном чертеже. В этом случае приходится сопоставлять ряд графиков критерия оптимизации, соответствующих фиксированным значениям одного из коэффициентов  $k_{ni}$  с определенным шагом его изменения  $\Delta k_{ni}$ .

Под оптимизацией структуры цифрового регулятора будем понимать выбор одного из возможных законов управления путем сравнения их по единому критерию оптимизации. Каждая из сравниваемых систем управления должна иметь оптимальные по этому же критерию настроечные параметры. Таким образом, оптимизация структуры сводится к последовательной процедуре параметрической оптимизации некоторого множества систем управления с различными регуляторами с последующим сравнением их минимальных значений критерия оптимизации.

Рассмотрим системы управления судовыми асинхронными вспомогательными электроустановками с цифровыми регуляторами напряжения, имеющими один из следующих законов управления:

$$u_1^*(t) = k_{n1} y^*(t);$$

$$u_2^*(t) = k_{n1} y^*(t) + k_{n3} \dot{u}(t - T_0);$$

$$u_3^*(t) = k_{n1} y^*(t) + k_{n2} \dot{y}(t - T_0) + k_{n3} \dot{u}(t - T_0).$$

Приведенные законы управления имеют по одному, по два и по три настроечных параметра, т.е. имеют разную размерность оптимизационной задачи. Перечисленные системы с помощью разработанных программ ASGEN сопоставлены по трем описанным ранее критериям оптимизации  $I_D$ ,  $I_{D1}$  и  $I_{D2}$ . Минимальные значения критерия оптимизации  $I_D$  составляют соответственно:  $(I_D)_3 = 0,147$ ,  $(I_D)_2 = 0,156$  и  $(I_D)_1 = 0,157$ . Примерно такие же соотношения величин сохраняются и для более общих критериев  $I_{D1}$  и  $I_{D2}$ .

На рис. 2 приведены зависимости критерия  $I_D$  для законов регулирования  $u_1^*(t)$ ,  $u_2^*(t)$  и  $u_3^*(t)$  от момента нанесения возмущения при сбросе (верхний рисунок) и включении (нижний рисунок) 75 % активно-индуктивной нагрузки. Оказывается, что выбор настроек регулятора  $u_2^*(t)$  по критерию  $I_D$  при одном времени нанесения возмущения ( $\Delta T_0 = 0$ ) не является оптимальным при других моментах коммутации нагрузки. Это следует из того, что кривая для закона  $u_1^*(t)$  располагается, в основном, ниже кривой  $u_2^*(t)$ . Поэтому для оптимизации целесообразнее пользоваться критериями  $I_{D1}$  и  $I_{D2}$ .

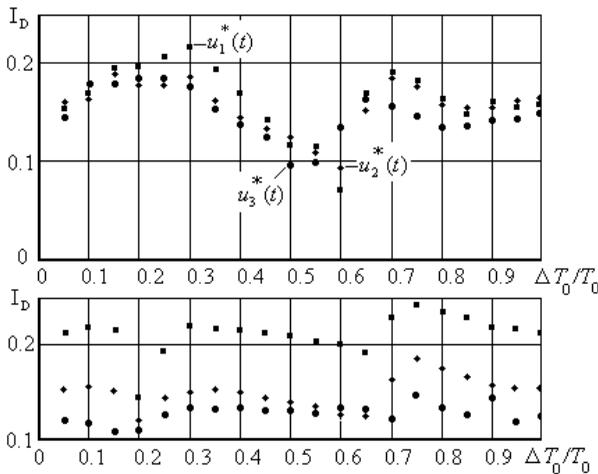


Рис. 2. Зависимости критерия  $I_D$  для различных законов регулирования от момента нанесения возмущения при отключении и включении активно-индуктивной нагрузки

На рис. 3 показаны зависимости критериев  $I_{D1}$  и  $I_{D2}$  от коэффициента настройки  $k_{n1}$  закона управления  $u_1^*(t)$ , позволяющие определить оптимальное значение настроечного коэффициента  $(k_{n1})_{\text{опт}} = 6,7$ .

Сравнение законов управления по критериям  $I_D$ ,  $I_{D1}$  и  $I_{D2}$  показывает, что дискретно-импульсный интегральный закон  $u_1^*(t)$  по величине критериев оптимизации практически равноценен более сложному закону  $u_2^*(t)$ , а от самого сложного закона  $u_3^*(t)$  отличается на 5...7 %. Это позволяет рекомендовать для использования более простой закон регулирования  $u_1^*(t)$ .

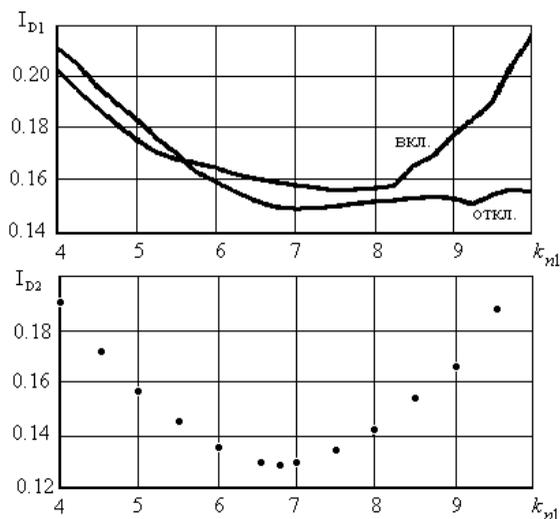


Рис. 3. Зависимости критериев  $I_{D1}$  (а) и  $I_{D2}$  (б) от коэффициента настройки  $k_{n1}$  закона управления  $\dot{u}_1(t)$

Оптимизация параметров электроэнергии судовой электростанции позволяет существенно улучшить энергетические показатели судовых электроприводов и повысить качество работы электронных систем управления энергетической установкой.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баранов А.П. Судовые автоматизированные электроэнергетические системы. – М.: Транспорт, 1988. – 328 с.
2. Вишневский Л.В., Пасс А.Е. Системы управления асинхронными генераторными комплексами. – Киев-Одесса: Лыбидь, 1990. – 68 с.
3. Справочник по теории автоматического управления / Под ред. А.А. Красовского. – М.: Наука, 1987. – 712 с.

УДК 620.193:[621.181:629.12]

Ромашко В.Н., Сурин С.М.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ НА ЭВМ РАСЧЁТОВ УТИЛИЗАЦИОННЫХ КОНТУРОВ НА ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Классические методики тепловых расчётов утилизационных котлов (УК) приведены в трудах [1, 2], однако в этих источниках температуру воды на входе в экономайзер рассматривали как средневзвешенную между холодной питательной водой и возвратной циркуляционной водой. Эти же методики применялись в заводских расчётах УК. В действительности, температура смеси этих потоков вод всегда меньше температуры насыщения, что не позволяет кислороду перейти в паровую фазу и провоцирует периодическое вскипание воды в экономайзере. Эти явления были учтены в [3, 4].

В последних статьях авторы пытались выяснить влияние переменной температуры воды на входе в экономайзер на работу котла. В статье [5] авторы впервые предприняли попытку установить влияние загрязнённости на паропроизводительность. Однако они в своих расчётах использовали приближённые экспериментальные данные, которые, в общем, недостаточно обоснованы.

Задачей данной работы является разработка модели работы УК на переменных нагрузках двигателя, поэтому, по сравнению с известными работами, она становится сложнее. В отличие от методик [1, 2] для теплового расчёта УК с переменной температурой воды на входе в экономайзер, мы использовали не табличные формы физических свойств теплоносителя.

Следует учесть, что в диапазоне работы УК по газам от 100 °С до 400 °С, по насыщенному и перегретому пару от 0,5 МПа до 0,7 МПа, физические характеристики теплоносителей меняются практически по линейной зависимости в пределах погрешности до 0,5 %. Это не превышает погрешность самих табличных данных для теплоносителей [1, 2, 7].

Нами были получены следующие линейные зависимости для коэффициента кинематической вязкости  $\nu$ , коэффициента теплопроводности  $\lambda$ , критерия Прандтля  $P_r$  и энтальпии  $i$ .

Для дымовых газов в диапазоне суммарного коэффициента избытка воздуха от 2,5 до 3,2 и при температуре от 100 °С до 400 °С:

$$\lambda_r = (2,1 + 0,009 \cdot t) \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{К};$$

$$\nu_r = (7,5 + 0,125 \cdot t) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$P_{r,r} = 0,715 - 0,212 \cdot 10^{-3} \cdot t.$$

Для воды в диапазоне температур от 60 °С до 190 °С и при давлении от 0,1 МПа до 0,8 МПа:

$$\lambda_{\text{в}} = 68 \cdot 10^{-2} \pm 0,3 \text{ Вт/м}\cdot\text{К};$$

$$\nu_{\text{в}} = (0,456 - 1,71 \cdot 10^{-3} \cdot t) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$P_{\text{г в}} = 2,7 - 0,001t;$$

$$i_{\text{в}} = 4,26t - 6,0 \text{ кДж/кг}.$$

Для насыщенного пара в диапазоне давлений от 0,4 МПа до 0,8 МПа:

$$\lambda' = (2,66 + 0,125P) \cdot 10^{-3} \text{ Вт/м}\cdot\text{К};$$

$$\nu' = (9,4 - 7,5P) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$P_{\text{г}' } = 0,991 + 0,085P;$$

$$i' = 2708 + 77,5P \text{ кДж/кг}.$$

Для перегретого пара в диапазоне температур от 200 °С до 320 °С и при давлении от 0,5 МПа до 1,0 МПа:

$$\lambda' = (1,91 + 8,33 \cdot 10^{-3} \cdot t) \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м}\cdot\text{К};$$

$$\nu' = [(0,0552 - 0,0338P)t - (0,803 + 0,214P)] \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$P_{\text{г}' } = 1,093 - 0,475 \cdot 10^{-3} \cdot t;$$

$$i' = 2409 + 2,16t \text{ кДж/кг}.$$

В качестве исходных данных использовались все конструктивные элементы котла и нагрузка главного двигателя.

Тепловой расчёт секций змеевиков вели по общепринятым формулам теплопередачи [1, 2] в последовательности, предложенной авторами, по схеме рис. 1.

Температуру воды на входе в экономайзер подставляли средневзвешенную между питательной и циркуляционной водой, без учёта конденсации пара из парового пространства сепаратора на поверхности переохлаждённой воды.

Соответствующие данные использовали для составления математической модели на ЭВМ, которая позволяла вести многократные приближения расчётных и исходных данных для каждого элемента котла до заданной погрешности 0,2 %. После окончания расчётов всех элементов котла, полученная полная паропроизводительность сопоставлялась с принятой в исходных данных, и путём многократных последующих расчётов уточнялась с точностью до 0,5 %.

Далее модель предусматривала измерение паропроизводительности котла на других режимах работы главного двигателя. Кроме того, в процессе расчётов легко учитывалось влияние загрязнённых поверхностей.

На рис. 2 представлена расчётная зависимость паропроизводительности УК типа КУП 660/7 от нагрузки главного двигателя.

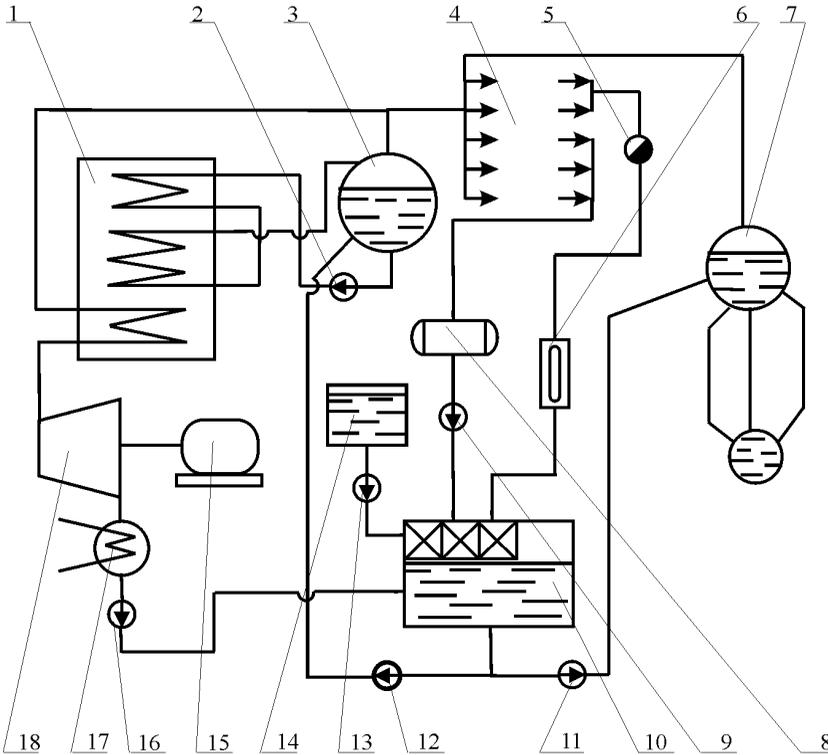


Рис. 1. Расчётная схема: 1 — утилизационный котёл; 2 — циркуляционный насос; 3 — сепаратор пара; 4 — теплофикационные потребители; 5 — конденсационный горшок; 6 — смотровое стекло; 7 — вспомогательный котёл; 8 — атмосферный конденсатор; 10 — тёплый ящик; 9,11,12,13,16 — питательные насосы; 14 — цистерна запаса добавочной воды; 15 — генератор; 17 — вакуумный конденсатор; 18 — турбина

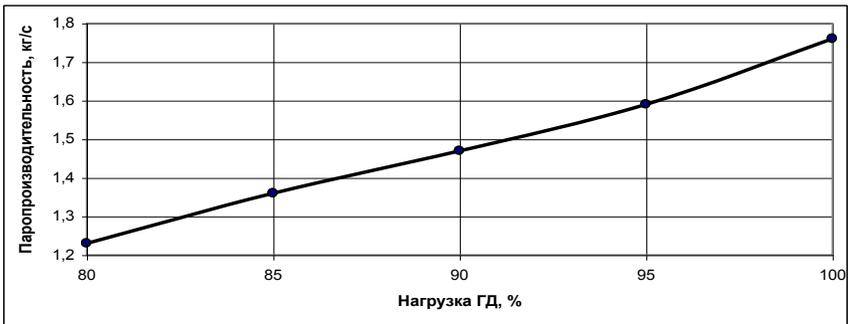


Рис. 2. Зависимость паропроизводительности УК от нагрузки ГД

Эксперименты на судне, проведенные с чистыми и загрязнёнными поверхностями котлов, показали, что они хорошо коррелируются с результатами расчёта на модели [5]. При этом удалось установить реальную степень сохранения тепла в утилизационных контурах на двух судах, где проводились теплотехнические испытания —  $\varphi = 0,9 \div 0,87$  [6]. Кроме того, эксперимент указал на низкую эффективность рёбер змеевиков УК. Даже после очистки наружных поверхностей она составила всего 0,26 при среднеквадратичной погрешности от 6 % до 14 %.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Котелко В.Ю. и др. Тепловой расчёт судовых паровых котлов. – М.: Мортехинформреклама, 1993.
2. Кузнецова Н.В. и др. Тепловой расчёт котельных агрегатов. Нормативный метод. – М.: Энергия, 1973.
3. Сурин С.М., Яхья Юсеф. Основные причины неустойчивой работы судовых утилизационных установок. // Судовая энергетика: науч.-техн. журн. – 1993. – № 1.
4. Сурин С.М., Руденко В.И., Иванов А.И. Совершенствование технологий энергосбережения в судовых энергетических установках // Тез. докл. 2-ой Междунар. науч.-метод. конф. “Управление энергоиспользования”. – Львов, 1997.
5. Ромашко В.Н., Сурин С.М. Результаты теплотехнических испытаний утилизационного контура с котлом "Diesecon". // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2000. – Вып 6. Одесса: ОНМА. – С. 97-100.
6. Ромашко В.Н., Сурин С.М. Сравнение результатов теплотехнических испытаний утилизационных контуров с котлом "Diesecon". // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2002. – Вып 7. – Одесса: ОНМА. – С. 111-113.
7. Вукалович М.П., Ривкин С.Л., Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара – М.: Изд. стандартов, 1969.

УДК 621.896

Холчев Е.С., Голиков А.А.  
ОНМА**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВЛАГОПЕРЕНОСА МЕЖДУ ОБВОДНЕННЫМ МАСЛОМ И ВОЗДУХОМ КАРТЕРНОГО ПРОСТРАНСТВА СДВС**

Судовые двигатели внутреннего сгорания имеют самые сложные как по конструкции, так и функциональности системы смазки. В системах смазки находится до  $10 \text{ м}^3$  смазочного масла. Это масло прокачивается через развитые теплообменные аппараты, а также полости охлаждения самого двигателя, где существует вероятность его обводнения.

При обводнении циркуляционного масла, прежде всего, происходит нарушение работы подшипников скольжения ДВС [4, 5]. Нарушение работы подшипников очень часто приводит к повреждениям мотылевых и рамовых шеек коленчатых валов. Для устранения повреждений подшипниковых узлов и валов приходится отвлекать значительные материальные средства.

В настоящее время за влагосодержанием в смазочных маслах ведется периодический контроль, и по результатам сравнения с предельно допустимой величиной влагосодержания в масле нормированной заводом строителем дизеля, экипажем судна принимается решение о замене смазочного масла или его очистке с помощью сепарационной установки. При том, эти решения, как правило, получаются несвоевременными из-за отсутствия всей необходимой информации о состоянии циркуляционного смазочного масла.

В настоящей работе рассматривается задача создания метода непрерывного контроля за влагосодержанием циркуляционного масла судового двигателя внутреннего сгорания.

Для решения поставленной задачи применительно к СДВС с учетом большого объема наблюдений за реальными смазочными системами была сформулирована упрощенная физическая модель системы:

- система смазки имеет замкнутый объем с поверхностью раздела масло-воздух;
- после нанесения возмущения на объект в виде изменения влагосодержания масла наблюдаются процессы массопередачи в результате которых изменяется влагосодержание воздушной среды;
- первоначально масло имеет растворенную или связанную воду.

Решение поставленной задачи производится экспериментальным методом. Для чего была спроектирована и построена экспериментальная модель циркуляционной масляной системы СЭУ на базе установки ЭУ-ТМО-1.

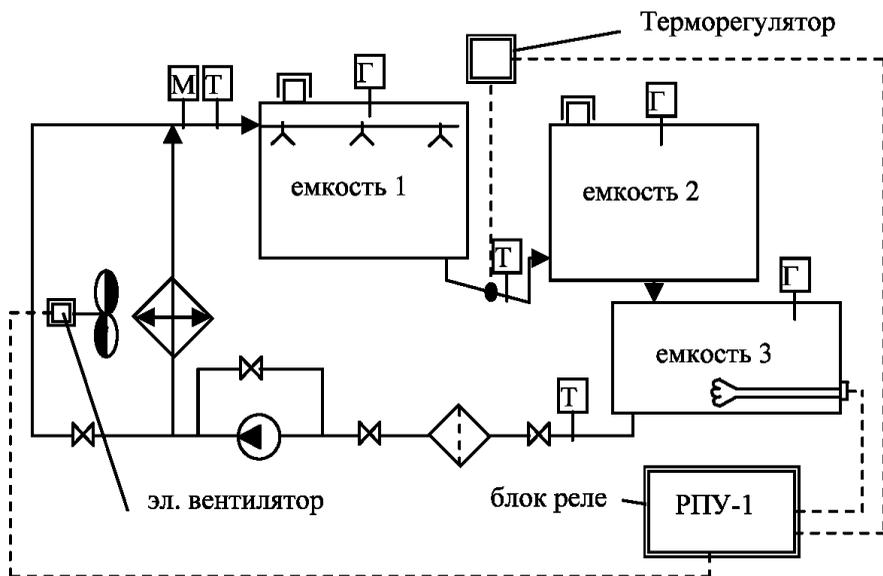


Рис. 1. Принципиальная схема установки (М — манометр, Т — термометр, Г — гигрометр)

Для обеспечения инвариантности критериев массопередачи в оригинале и модели модельные среды выбраны идентичными оригиналам, а их рабочие характеристики обеспечиваются с помощью технических средств, входящих в состав экспериментальной установки. Схема экспериментальной установки представлена на рис. 1. Три последовательно соединенные емкости, две из которых представляют модели картерного пространства судовых двигателей внутреннего сгорания, а последняя модель сточной цистерны, теплоизолированы. В первых двух емкостях расположены по три осевые форсунки конструкции В.А. Голикова [2] предназначенные для обеспечения инвариантности критерия  $Re$ . Ввиду того, что параметры движения масла строго регламентированы, а среды идентичны, то инвариантность требует равенства диаметров  $d_m$  и скоростей движения капель  $u_m$  во входных сечениях аппаратов. Условия равенства  $u_m$  и  $d_m$  обеспечиваются конструкцией форсунок и рабочим давлением в системе.

В процессе эксперимента регистрировались следующие параметры: температура рабочей жидкости на входе в установку, относительная влажность, температуры сухого и мокрого термометров психрометра окружающей среды, барометрическое давление; в емкости распыления регистрировались относительная влажность, температуры сухого и мокрого термометров психрометра; в емкости 2 (ламинарного течения)

— относительная влажность, а также температуры сухого и мокрого термометров психрометра. Пробы влажного воздуха в обоих емкостях отбирались в шести точках: две в непосредственной близости у поверхности раздела сред, две в центре объема баков по высоте и остальные две вверху баков. (Отбор проб проводился во всех случаях вне пределов пограничных слоев).

Использовались следующие приборы:

- комбинированный термогигрометр TESTO 635, пределы измерения относительной влажности которого от 0 до 100 % при абсолютной погрешности 2 % в температурном диапазоне от  $-20$  до  $70$  °С;
- психрометр аспирационный МВ-4М для определения относительной влажности воздуха в диапазоне от 10 до 100 % при температурах от  $-10$  до  $40$  °С и температуры воздуха от  $-30$  до  $50$  °С. Точность измерения относительной влажности — 0,2 %.
- Термометры лабораторные типа ТЛ 50 № 160 на диапазон от  $30$  °С до  $65$  °С, цена деления 0,1 °С, точность измерения — 0,1 %.
- Манометр лабораторный с пределами измерения от 0 до 1,2 МПа, класс точности 1,0.
- Расходомер крыльчатый типа ETW-U для определения расхода рабочей жидкости, относительная погрешность 3 %; порог чувствительности, при котором крыльчатка приходит в непрерывное движение, равен не более  $0,01$  м<sup>3</sup>. Отвечает требованиям ГОСТ8.156-83.

Далее алгоритм проведения эксперимента был следующим.

1. При проведении первого эксперимента в масло было добавлено 0,005 % воды, далее добавление воды было по 0,01 %.
2. После достижения системой равновесного состояния снимали показания влажности и температуры воздуха в емкостях 1 и 2 с помощью электронного термогигрометра, а также показания термометров психрометра и термометра, измеряющего температуру масла.
3. Изменяли температуру масла при помощи терморегулятора от 30 до 70 °С с шагом 10 °С и снимали показания приборов.
4. После этого заново устанавливали температуру масла 30 °С, добавляли в него еще 0,01 % воды.
5. После достижения параметрами системы равновесного состояния повторяли п.п. 2, 3.

Расчет параметров влажного воздуха в емкостях 1 и 2, а также параметров воздуха окружающей среды рассчитывались в следующем порядке. Начальными или входными данными расчета являются  $P_6$  – барометрическое давление,  $t_c$  – температура сухого термометра,  $t_m$  – температура мокрого термометра.

Определяем парциальное давление пара  $P_M$  в точке  $M$  (рис. 2) по известному эмпирическому уравнению [1, 3] для насыщенного водяного пара по температуре мокрого термометра  $t_M$ :

$$P_M = 8,1109 \cdot (273,15 + t_M) - 47,881 \cdot 10^{-5} \cdot (273,15 + t_M)^2 \cdot e^{-\left[ -12,87 \cdot \left[ \left( \frac{27315 + t_M}{29315} \right)^{\frac{4}{3}} - 1 \right] \right]} \cdot 10^{-5}, \quad (1)$$

а влагосодержание воздуха в точке  $M$  по известной зависимости [1, 3]:

$$d_M = 0,62188 \cdot \frac{P_M}{P_0 - P_M}. \quad (2)$$

Аналогично влагосодержание влажного воздуха в точке  $C$ :

$$d_C = \frac{1,006 \cdot t_b + d_M \cdot (2501 + 1,86 \cdot t_M) - 1,006 \cdot t_c - 4,187 \cdot t_M \cdot d_M}{2501 + 1,86 \cdot t_c - 4,187 \cdot t_M}. \quad (3)$$

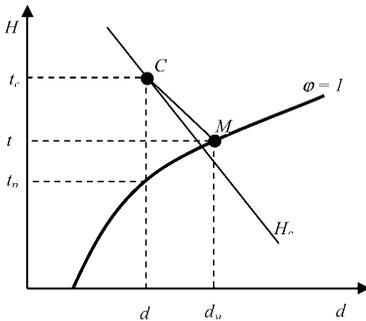


Рис. 2. Определение параметров влажного воздуха

В результате анализа экспериментальных данных были получены следующие зависимости  $d_s = f(d_m, t_m)$  влагосодержания воздушной среды в равновесном состоянии от процентного содержания воды в циркуляционном масле (рис. 3):

Данные зависимости были линеаризованы в диапазоне:

- для растворенной воды:

$$d_m \in [0; 0,35\%] - d_b = (aT_m + b)d_m^c; \quad (4)$$

- для эмульгированной и свободной:

$$d_m \in [0,35; 1\%] - d_b = (aT_m + b) \cdot (1 - \exp[-cd_m]), \quad (5)$$

где  $d_b$  – влагосодержание парогазовой среды над поверхностью масла, кг/кг;  $d_m$  – процентное содержание воды в масле по объему, %;  $T_m$  – температура масла, °С.

Для нахождения коэффициентов  $a$ ,  $b$ ,  $c$  в функциях (4), (5) использовался метод наименьших квадратов и симплексный метод минимизации функции многих переменных Нелдера-Мида [6].

Для моторного масла марки М 10 Г2 (цс) были получены следующие зависимости:

Емкость 1:

- растворенная вода:

$$d_b = (0,0091 \cdot T_m - 0,2623) \cdot d_m^{0,8892}, \quad (6)$$

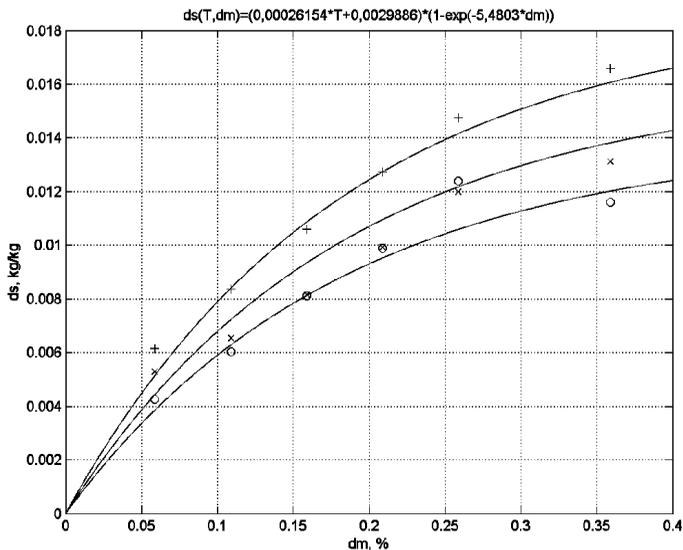


Рис. 3 Зависимость влагосодержания воздушной среды от содержания воды в циркуляционном масле

- эмульгированная:

$$d_b = (5,627 \cdot 10^{-3} T_m - 0,1896) \cdot (1 - \exp(-4,0521 \cdot d_m)). \quad (7)$$

Емкость 2:

- растворенная вода:

$$d_b = (0,004 T_m - 0,0046) \cdot d_m^{0,5608}; \quad (8)$$

- эмульгированная:

$$d_b = (0,382 \cdot 10^{-3} T_m + 0,0031) \cdot (1 - \exp(-3,169 \cdot d_m)). \quad (9)$$

Выводы:

1. Разработана физическая модель процесса влагопереноса между обводненным маслом и воздухом в картерном пространстве СДВС, которая для растворенной воды (от 0 до 0,35%  $H_2O$  в масле по объему) представляет собой закон Генри для реальных растворов и может быть описано уравнением (4), а для концентрации воды от 0,35 до 1 % — более сложное эмпирическое выражение (5).
2. Принцип построения и методика расчета модели, базирующиеся на теории подобия и термодинамики влажных материалов с использованием уравнений (1), (2), (3), совместно с конструктивными решениями, направленными на обеспечение инвариантности критериев подобия, создают возможность для определения численных значений параметров уравнений (4), (5), позволяющих определить в лю-

бой момент времени влагосодержание масла от влагосодержания воздушной среды на поверхность раздела.

3. Определена зависимость гигротермического равновесия воздуха от влагосодержания воды в циркуляционном масле марки М10Г<sub>2</sub> (цс) для растворенной воды — уравнения (6), (8) и для эмульгированной/свободной — уравнения (7), (9).

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972. – 720 с.
2. Голиков В.А. Научные основы управления микроклиматом судна. – Одесса: ОГМА, 1999. – 321 с.
3. Загоруйко В.А., Голиков А.А., Слынько А.Г. Термодинамика и теплофизика влажных материалов. – К.: Наук. думка, 1995. – 296 с.
4. Barnes M. Water — The forgotten contaminant // Practicing oil analysis – 2003. – Issue number: 200107.
5. Fitch J.C., Jaggernaut S., Moisture — the second most destructive lubricant contaminate, and its effect on bearing life // TWI Press, Inc., 2000.
6. Lagarias J.C., Reeds J.A., Wright M.H., Wright P.E. Convergence Properties of the Nelder-Mead Simplex Method in Low Dimensions // SIAM Journal of Optimization. – 1998. – Vol. 9. – No 1. – P. 112-147.

УДК 621.431.74

Ермошкин Н.Г.  
ЦПАП

## УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СУДОВОГО 4-Х ТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ ФИРМЫ WARTSILA DIESEL

Финская дизелестроительная компания Wartsila Diesel, выпустившая судовые дизели Вартсила-СЕМТ-Пилстик типа PC2.2, PC2.5, занимается вопросами их модернизации с целью повышения экономичности при работе на частичных режимах.

Настоящая работа посвящена обобщению модернизаций, выполненных фирмой Wartsila и предназначена для анализа конструктивных решений и изменения режимов работы основных модификаций двигателей упомянутой фирмы.

Суда, оснащенные главными двигателями названных модификаций, — это в большинстве своем суда класса Ro-Ro.

Большую часть ходового времени эти суда осуществляют с пониженной нагрузкой главных двигателей. Известно, что с понижением скорости судна, например на 20 %, приводит к снижению мощности почти в 2 раза.

Эксплуатация двигателя с такой малой мощностью приводит не только к существенному увеличению удельного расхода топлива, но также к более интенсивному загрязнению цилиндропоршневой группы и турбокомпрессора двигателя, особенно при работе на низкокачественных топливах. Задача модернизации заключается в переводе двигателя на новое значение номинальной мощности, которое в данном примере должно составлять около 50 % ее первоначального значения.

Фирмой Wartsila Diesel разработаны мероприятия по модернизации системы наддува и топливных насосов, повышающие экономичность дизеля, работающего при неполной нагрузке, основными из которых являются следующие.

Установка выходной задвижки, ограничивающей максимальное давление при высоких нагрузках. Размеры выходной задвижки определяются требованием пропускания 10 % воздушного потока компрессора. При нагрузке дизеля PC 4.L, оборудованного выходной задвижкой, на 85 % номинальной мощности, удельный расход топлива уменьшился приблизительно на 3 г/(кВт ч.). Снижение удельного расхода топлива, а также изменение других параметров зависят от конкретной модели дизеля.

Синхронизация закрытия впускного клапана вблизи нижней мертвой точки, причем угол закрытия может быть постоянным или регулироваться в зависимости от нагрузки. Это увеличивает количество воздуха,

поступающего в цилиндр при неполной нагрузке, не повышая его величину при полной нагрузке.

Установка перепускного клапана из ресивера в выпускной коллектор с системой подогрева воздуха или без нее. Это позволяет увеличить коэффициент избытка воздуха в цилиндре. Воздух, поступающий в выпускной коллектор, имеет температуру ниже, чем температура отработавших газов, однако его можно до смешения с выпускными газами подогреть в воздушно-газовом теплообменнике, в который подается газ из турбины. Несмотря на то, что перепуск воздуха в выпускной коллектор создает некоторую потерю энергии газов, тем не менее удельный расход топлива можно уменьшить и без теплообменника. Это можно достигнуть путем такого соотношения между потерей энергии и давлением наддува, при котором увеличение давления наддува, а следовательно коэффициента избытка воздуха способствовало бы эффективному сгоранию топлива и снижению его удельного расхода. Кроме того, установка перепускного клапана обеспечивает при неполной нагрузке необходимый запас по помпажу.

Осуществление частичного наддува при наличии двух турбокомпрессоров на одном двухрядном дизеле путем объединения выпускных коллекторов и ресиверов воздуха. При работе дизеля с неполной нагрузкой в работе оставляется один турбокомпрессор (последовательный наддув). Испытания дизеля РС 4 по винтовой характеристике показали, что при среднем эффективном давлении  $P_e = 12,5 \cdot 10^2$  кПа, удельный расход топлива уменьшился на 10 г/(кВт·ч), коэффициент избытка воздуха возрос на 40 % (2,7 вместо 1,6), температура газов на входе в турбину уменьшилась на 120°C, и на выходе из турбины на 50°C.

В некоторых случаях, при необходимости, рекомендуется замена турбокомпрессора на новый, с более высоким КПД (например, серии VTR-4) и импульсной системы наддува с большим количеством коллекторов впускным трубопроводом типа МРС (модульный преобразователь давления), который состоит из общего выпускного коллектора с преобразователями импульсов, расположенными на выпускных патрубках цилиндров, или переход на наддув с постоянным давлением газов перед турбиной.

При достаточно высоких значениях КПД турбокомпрессора не исключается использование силовых турбин (турбокомпаунд) с отключением их из работы при частичных нагрузках дизеля.

Благодаря использованию таких устройств, как выпускные задвижки, перепускные клапаны и дополнительные силовые турбины можно подобрать турбокомпрессор и систему газотурбинного наддува, которая обеспечит оптимальные режимы эксплуатации дизеля на всем диапазоне нагрузок.

Имеющие место при работе дизеля с неполной нагрузкой плохое воспламенение топлива и коррозионный износ деталей цилиндро-поршневой группы предполагается устранить путем предварительного подогрева воздуха перед цилиндрами и регулированием температуры в системах охлаждения.

Кроме того, при модернизации дизелей предусматривается замена выпускных клапанов на клапана Nimonic с водоохлажденными седлами, замена подшипников, поршней, цилиндровых втулок и др., что упрощает эксплуатацию дизеля и повышает его надежность.

Фирма Wartsila Diesel считает, что во многих случаях целесообразна замена главных дизелей после нескольких лет их эксплуатации аналогичными дизелями нового поколения. Целесообразность такой замены обосновывается тем, что дизели нового поколения по сравнению с более старыми характеризуются меньшим на 15...25 г/(кВт·ч) удельным расходом топлива и лучшей способностью работать на низкокачественных тяжелых топливах. Фирма отмечает, что для каждого конкретного случая производится соответствующий расчет и что замена дизелей может быть признана экономически целесообразной, если затраты по замене окупаются в течение двух-трех лет. Фирмой разработаны технологические методы, с помощью которых замена дизелей в составе дизель-генераторов может выполняться без вывода судна из эксплуатации в короткие сроки. Это обеспечивается заблаговременным проектированием и изготовлением вспомогательных систем дизеля таким образом, чтобы они соответствовали построению систем машинного отделения на каждом конкретном судне. Так же разработаны методы замены дизелей, используемых в качестве главных. В этом случае вывод судна из эксплуатации неизбежен, но заблаговременный расчет люка и выбор методов подъема дизеля, извлекаемого из машинного отделения, позволяют сократить время простоя судна до минимально возможного.

Достаточно широкий спектр мероприятий по повышению технико-эксплуатационных показателей судовых энергетических установок с дизелями СЕМТ-Пилстик, предлагаемый фирмой Wartsila Diesel, позволяет в каждом конкретном случае выбрать наиболее оптимальный вариант модернизации как в техническом, так и в экономическом отношениях.

При работе ДВС на долевых режимах увеличивается количество вредных выбросов с уходящими газами, прежде всего таких как  $\text{NO}_x$ .

В настоящее время практическое применение нашли три метода снижения  $\text{NO}_x$ :

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

Первые два метода снижают  $\text{NO}_x$  до 30 %, а отдельный впрыск воды и топлива в камеру сгорания снижает  $\text{NO}_0$  на 50 ... 60 %.

Фирма Транфеник внедрила на семи малооборотных дизелях Вяртсиля NSD48 непосредственный впрыск воды в камеру сгорания через отдельное сопло. Топливо и вода подаются по двум отдельным каналам. В распылителе имеются два отверстия с иглами. Одна игла используется для подачи воды, вторая - для подачи топлива. Вода подается под давлением 2-4 МПа за 45 °ПКВ до ВМТ и заканчивается за 1-2° до начала впрыскивания топлива в цилиндр. Впрыск воды управляется электроникой. Соотношение вода-топливо 0,4 – 0,7.

Настоящая работа рекомендуется для распространения и ознакомления с последними модификациями двигателей фирмы Wartsila среди курсантов, слушателей курсов повышения квалификации и может быть рекомендована членам экипажей судов, оснащённых таким двигателем. Работа составлена по результатам изучения информации, поступающей от фирмы-изготовителя, а также экипажей судов, принимавших участие в эксплуатации модернизированных двигателей.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Материалы симпозиума «Разработка и перспективы развития дизельных двигателей Вяртсиля-СЕМТ-Пилстик с учетом накопленного эксплуатационного опыта». – Л., 1986. – 270 с.
2. Федорко П.П. Модернизация дизелей на зарубежных судах, находящихся в эксплуатации // Судостроение за рубежом. – 1988. – № 3. – С. 42-47.
3. Материалы веб-сайта фирмы Вяртсиля <http://www.wartsila.com/marine/english/index.jsp>.

УДК 621.431:629.12

Завьялов А.А., Небеснов В.В.  
ОНМА

## РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ПАСПОРТНОЙ ДИАГРАММЫ ПРОПУЛЬСИВНОЙ УСТАНОВКИ СУДНА С ВРШ

Как известно, главный двигатель, работающий на гребной винт, может развивать только ту мощность, которая требуется для вращения гребного винта. В разнообразных условиях плавания судна режим работы главного двигателя может существенно измениться в зависимости от сопротивления среды движению судна, вызванного изменением осадки, обрастанием корпуса и гребного винта, мелководьем, штормовыми условиями, буксировкой и др. причинами [1-4].

Наиболее показательно увязка работы главного двигателя и гребного винта осуществляется с помощью паспортной диаграммы судна, на которой изображаются графики изменения эффективной мощности двигателя  $N_e$  и полезной тяги гребного винта  $P_e$  в зависимости от скорости судна  $v$  и частоты вращения гребного винта  $n$ . С помощью паспортной диаграммы можно решать ряд таких важных практических задач, возникающих в процессе эксплуатации, как определение или назначение режима работы пропульсивной установки (ПУ), предотвращение перегрузки двигателей и контроль их технического состояния, проверка состояния гребного винта и подводной части корпуса судна и др.

Знание закономерностей изменения нагрузки главного двигателя в разных условиях плавания судна позволяет механикам обеспечивать надежную и эффективную работу судовой энергетической установки. Такая задача для комплексов с винтом фиксированного шага (ВФШ) решена с допущениями, приемлемыми для практических целей.

В отличие от установок с ВФШ паспортную диаграмму для установки с винтом регулируемого шага (ВРШ) практически рассчитать и построить сложно, так как требуется увязать (согласовать) между собой большое число изменяющихся показателей работы ПУ:  $n$ ,  $N_e$ ,  $v$ ,  $H/D$  — шаговое отношение, где  $H$  — шаг винта, м,  $D$  — его диаметр, м.

С этой целью нужно рассчитать и построить множество частных паспортных диаграмм для различных условий плавания судна с ВРШ.

Для транспортных морских судов, в силу специфики их работы, можно ограничиться рассмотрением совместного управления главными двигателями и ВРШ при постоянной частоте вращения винта. Это намного упрощает задачу построения паспортной диаграммы судна. В таком варианте работы главного двигателя с ВРШ при постоянной частоте вращения винта ( $n = \text{const}$ ) назначение режима работы пропульсивной установки осуществ-

ляется путем изменения шагового отношения  $H/D$  (разворота лопастей винта). Для эксплуатационных условий работы транспортного судна в этом случае можно с достаточной точностью принять скорость движения судна  $v$  прямо пропорциональной величине шага винта  $H$  или шагового отношения  $H/D$ , т.е.  $v/H = \text{const}$ .

Для построения паспортной диаграммы (рис.) вначале нужно рассчитать и построить винтовые характеристики для нескольких различных относительных поступей гребного винта  $\lambda_p$ , используя известную кубическую зависимость изменения мощности главного двигателя от скорости судна  $N_e = cv^3$ , где постоянную величину  $c$  можно определить из условия, что на ограничительной характеристике главного двигателя его номинальная мощность  $N_{ен} = \text{const}$  при всех значениях скорости судна  $v$ , за исключением ветви ограничительной характеристики режима работы двигателя при максимальном шаге винта.

Назначая скорость  $v_i$ , определяют постоянные  $c$  для каждой винтовой характеристики  $c_i = N_{е}/v_i^3$ . Одна из винтовых характеристик рассчитывается и строится для расчетного (конструктивного) шага винта  $H_p$ , для которого известна скорость  $v_p$  и соответственно постоянная  $c_i$ . Для любого другого значения шага  $H_i$  можно рассчитать скорость судна  $v_i$  по расчетной винтовой характеристике из соотношения  $\frac{H_p}{V_p} = \frac{H_i}{V_i}$ ,

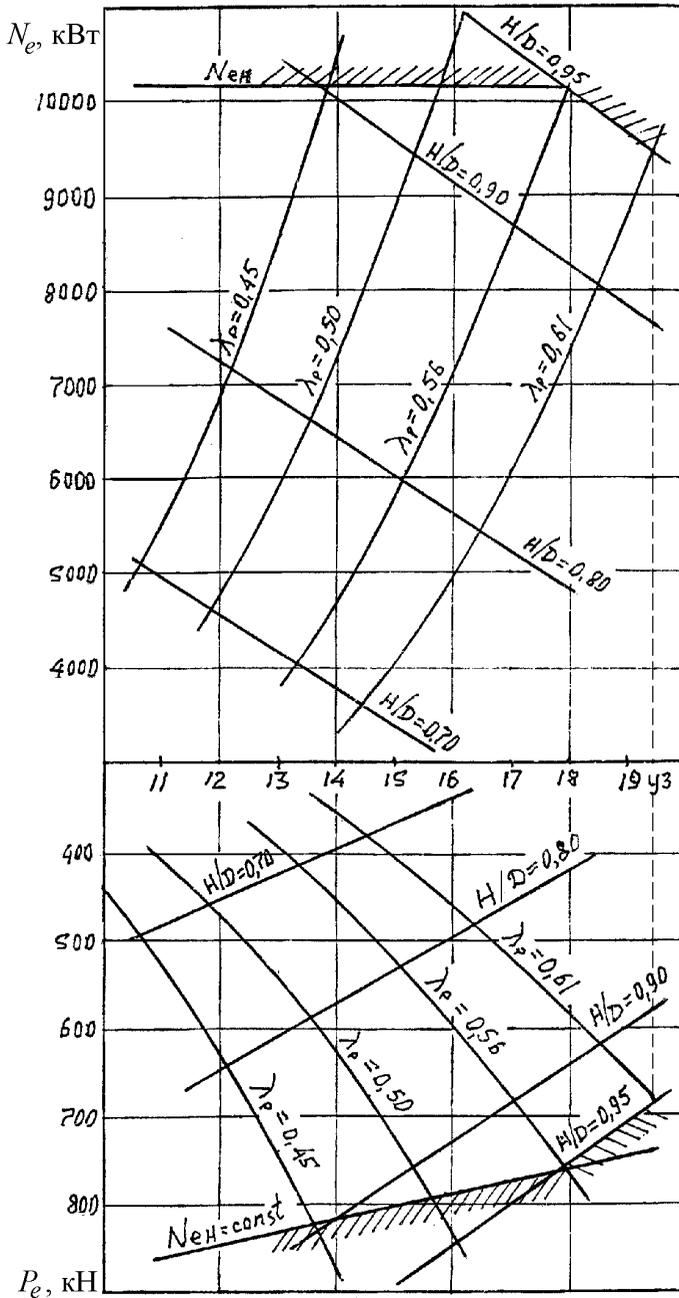
откуда  $V_i = \frac{v_p H_i}{H_p}$ , либо для другой скорости  $v_i$  определить соответ-

ствующий шаг винта  $H_i = \frac{H_p V_i}{V_p}$ .

Для других винтовых характеристик нужно найти относительную поступь гребного винта  $\lambda_p$  и коэффициент момента  $K_2$  при различных величинах шага  $H$ , а затем вычислить соответственно этим значениям мощность главного двигателя. На кривых винтовых характеристик, нанося точки с одинаковым шагом гребного винта  $H = \text{const}$  и соединив их, получим характеристику изменения  $v$  при  $H = \text{const}$ .

Таким образом, сетка на диаграмме из графиков винтовых характеристик  $N_e = cv^3$ , пересекаемых линиями изменения мощности при  $H = \text{const}$ , будет характеризовать режимы работы установки, позволяющие определять  $N_e$  и  $v$  при различных  $H_i$ .

Ходовую характеристику судна для определения  $P_e = f(v)$ , когда главный двигатель работает при  $n = \text{const}$ , можно рассчитать из условия, что при этом  $K_2 = \text{const}$ , так как  $N_e = \text{const}$ .



Паспортная диаграмма судна с ВРШ.

$K_2$  определяется из формулы мощности, подводимой к гребному винту:

$$N_e = \frac{2\pi\rho K_2 n^3 D^5}{\eta_n},$$

где  $\eta_n$  – КПД передачи мощности от главного двигателя к гребному винту, откуда

$$K_2 = \frac{N_e \eta_n}{2\pi\rho n^3 D^5}.$$

Для полученного значения  $K_2$  определяется коэффициент упора гребного винта  $K_1$  по кривым действия гребного винта или по формуле, предложенной В.И. Котелко [5]:

$$K_1 = \sqrt{14,1 + 3,69 \left(\frac{H}{D}\right) - \lambda_p + 1,034^2} - 3,649.$$

Полезная тяга гребного винта

$$P_e = K_1 \rho n^2 D^4 (1 - t),$$

где  $t$  — коэффициент засасывания;  $\rho$  — плотность забортной воды, кг/м<sup>3</sup>;  $n$  — секундная частота вращения гребного винта.

Пользуясь полученными паспортными диаграммами, можно определить основные режимы работы двигателя:

- изменение нагрузки при  $n = \text{const}$ ;
- изменение скорости при  $n = \text{const}$ ;
- необходимое изменение  $n$  для сохранения постоянной скорости судна;
- изменение мощности при постоянной скорости;
- изменение шагового отношения винта при  $n = \text{const}$ .

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кацман Д.М. Эксплуатация пропульсивного комплекса морского судна. – М.: Транспорт, 1987. – 223 с.
2. Ходкость и управляемость судов. Учебник для вузов / Под ред. В.Г. Павленко. – М.: Транспорт, 1991. – 397 с.
3. Камкин С.В., Возницкий И.В., Шмелев В.П. Эксплуатация судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1990. – 344 с.
4. Небеснов В.В. Динамика дизель-винтокорпусной группы при управлении двигателями и рулем // Тр. НКИ Судовые силовые установки. – 1977. – Вып. 120. – С. 77-81.
5. Завьялов А.А., Котелко В.Ю. Расчет и построение паспортной диаграммы судна. Методическое пособие. – Одесса.: ОГМА, 2000. – 19 с.

УДК 629.12.06:628.84

Голиков В.А., Бурденко А.Ф., Цюпко Ю.М.  
ОНМА**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОБМЕНА  
ОРГАНИЗМА ЧЕЛОВЕКА С ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДОЙ**

Эффективность и надежность эксплуатации судовых энергетических установок, а также безопасность судна зависят от человеческого фактора. Еще в середине прошлого века выдающийся ученый в области судостроения академик А.Н. Крылов писал о том, что повысить к.п.д. судовой машины могут ученые на несколько процентов, в то время как эффективность ее использования на 70÷80 % зависит от искусства обслуживающего персонала (кочегаров). В настоящее время в связи с интенсификацией морских перевозок и сокращением численности экипажей существенно обострилась проблема обитаемости. На первое место выдвигается энергетическая (тепловая) комфортность судовой среды обитания на фоне интенсификации труда моряков.

Проблема установления закономерностей энергообмена человека с окружающей средой может быть решена с помощью математического моделирования системы человек – окружающая среда.

Определение значений комплекса субъективных и объективных показателей состояния организма человека при работе и отдыхе, на холоде и жаре в зависимости от продолжительности действия является важным направлением данных исследований.

В существующих моделях температурного гомеостаза при составлении уравнений теплового баланса в организме человека как объекта автоматического регулирования ректальной температурой, температурой кожи и температурой одежды, а иногда и температурой отдельных частей тела используется разделение процессов теплопереноса на активные и пассивные. Последние связаны с теплофизическими характеристиками организма и описывают образование тепла при метаболических реакциях в органах и тканях, теплопроводностью тканей и органов, переносом тепла кровотоками, теплообменом с окружающей средой через кожу и верхние дыхательные пути.

Процессы активного теплопереноса включают описание функций центра терморегуляции, терморцепторных зон и других механизмов теплового гомеостаза.

В целом математическое описание комплекса моделей теплообмена и терморегуляции представляет систему обыкновенных дифференциальных уравнений, порядок которых определяется выбираемым вариантом модели.

Для решения поставленной задачи, формируемой вопросами теории кондиционирования микроклимата, целесообразно концептуально принять основные положения понятия «тепловой баланс» организма [4, 5] и учесть, что человеческий организм представляет своеобразную термостатированную систему с внутренним источником тепла, а одежда — тепловой барьер между организмом и внешней средой [1].

В связи с этим методологически целесообразно попытаться описать процессы теплообмена в организме человека, представленного в виде двухслойной структуры («ядра» и «оболочки» — источников тепла и одежды человека). Аналогичная модель предлагается В.Н. Новосельцевым [9]. Такая структура описывается системой трех линейных дифференциальных уравнений первого порядка, разрешенных относительно производных температур ядра, кожи организма и одежды человека.

Основным недостатком ранее разработанных математических моделей являются жесткие ограничения на изменения переменных.

По условиям задачи требуется определение ряда показателей модели, которые не отражены в ранее рассматриваемых моделях, а их определение потребует использования большого числа нелинейных зависимостей, приводящих к объединению пассивных механизмов теплового гомеостаза с активными. С точки зрения теории автоматического управления тепловые процессы в организме человека синтезированы относительно теплового гомеостаза как органа управления.

Для упрощения модели рассмотрим процессы энергообмена между тремя последовательно расположенными, непосредственно соприкасающимися материальными точками и окружающей средой.

Точки, представляя объект управления, характеризуются массой, размерами и энергетическими свойствами. Орган управления системы предполагается представить в виде алгоритма управления (физическая и химическая терморегуляция), включенный в энергетические связи между взаимодействующими точками при изменении параметров окружающей среды и рода трудовой деятельности человека (см. рис.).

Будем полагать, что динамические характеристики организма человека, а именно: ректальная температура (температура ядра)  $t_{я} = t_{я}(\tau)$ , температура кожи  $t_{об} = t_{об}(\tau)$ , температура одежды  $t_{од} = t_{од}(\tau)$ , механическая работа  $W_{\Gamma} = W_{\Gamma}(\tau)$ , теплоощущение  $S = S(\tau)$ , частота сердечных сокращений  $\omega_c = \omega_c(\tau)$ , теплосодержание  $I_{\Gamma} = I_{\Gamma}(\tau)$  являются функциями времени.

Параметры окружающей воздушной среды: температура  $t_c = t_c(\tau)$ , влажность  $\varphi_c = \varphi_c(\tau)$ , скорость окружающей среды  $v_c = v_c(\tau)$ , температура излучающей поверхности  $t_R = t_R(\tau)$  и давление  $P_6 = P_6(\tau)$  также являются функциями времени.

Терморегуляция в организме человека осуществляется потоотделением  $Q_u(t_{об})$ , тепловым сопротивлением одежды  $R_{од}(t_c, S)$ , теплопередачей сред и оболочки  $K_o(S)$  и теплопродукцией  $M_T(H_T)$ .

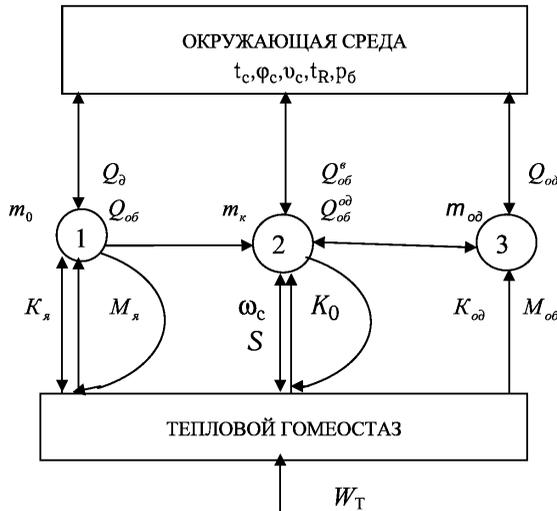


Схема распределения энергии в организме человека для записи уравнений теплового баланса

Для рассматриваемого объекта и промежутка времени  $d\tau$  уравнения теплового баланса каждой точки запишем в виде:

$$\begin{cases} c_y d m_y t_y = M_y - Q_{\hat{a}} - Q_{\hat{a}} d\tau, \\ c_k d m_k t_{\hat{a}} = Q_{\hat{a}} + M_{\hat{a}} - Q_{\hat{a}}^{\hat{a}} - Q_{\hat{a}}^{\hat{a}} d\tau, \\ c_o d m_o t_{\hat{a}} = Q_{\hat{a}}^{\hat{a}} - Q_{\hat{a}}^D - Q_{\hat{a}}^{\hat{a}} d\tau, \end{cases} \quad (1)$$

где  $c_y, c_k, c_o$  — теплоемкость ядра, кожи (оболочки) и одежды, Дж·кг<sup>-1</sup>·К<sup>-1</sup>;  $m_y, m_k, m_o$  — масса ядра, кожи и одежды, кг;  $t_y, t_k, t_{од}$  — температура ядра, кожи и одежды;  $M_y, M_{об}$  — теплопродукция внутренних источников ядра и кожи (оболочки), кВт;  $Q_{\hat{a}}^{\hat{a}}$  — тепловой поток от оболочки тела к одежде, кВт;  $Q_{\hat{a}}^{\hat{a}}, Q_{\hat{a}}^{\hat{a}}$  — радиационный и конвективный тепловые потоки через одежду, кВт;  $Q_{\hat{a}}^{\hat{a}}$  — тепловой поток от ядра к коже, кВт;  $Q_{\hat{a}}^{\hat{a}}, Q_{\hat{a}}^{\hat{a}}$  — тепловые потоки к поверхности кожи от одежды и окружающей среды, кВт;  $Q_{\hat{a}}$  — тепловой поток в окружающую среду через

органы дыхания, кВт;  $Q_{1\dot{a}}^{\delta}$  — радиационный поток с поверхности одежды, кВт;  $Q_{1\dot{a}}^{\dot{f}}$  — суммарный тепловой поток (конвекция и испарения с поверхности одежды), кВт.

В свою очередь

$$Q_{1\dot{a}}^{\hat{a}} = Q_{1\dot{a}}^{\hat{a}(\hat{e})} + Q_{1\dot{a}}^{\hat{a}(\hat{e})} + Q_{1\dot{a}}^{\delta}, \quad (2)$$

$$Q_{1\dot{a}}^{\hat{a}\dot{a}} = Q_{1\dot{a}}^{\hat{a}\dot{a}(\hat{e})} + Q_{1\dot{a}}^{\hat{a}\dot{a}(\hat{e})},$$

где  $Q_{1\dot{a}}^{\hat{a}(\hat{e})}$  — конвективный тепловой поток с открытой поверхности кожи к воздуху окружающей среды;  $Q_{1\dot{a}}^{\hat{a}(\hat{e})}$  — тепловой поток с открытой поверхности кожи, вызванный испарением влаги;  $Q_{1\dot{a}}^{\delta}$  — радиационный тепловой поток с открытой поверхности кожи;  $Q_{1\dot{a}}^{\hat{a}\dot{a}(\hat{e})}$  — конвективный тепловой поток с закрытой поверхности кожи к одежде;  $Q_{1\dot{a}}^{\hat{a}\dot{a}(\hat{e})}$  — тепловой поток с закрытой поверхности кожи к одежде, вызванный испарением влаги. В соответствии с [2]  $c_{я} \approx 3650$ ;  $c_{к} \approx 3470$ ;  $c_{о} \approx 1653 + 3,5t_{од}$ , [Дж·кг<sup>-1</sup>·К<sup>-1</sup>].

Величины  $m_{я}$  и  $m_{к}$  определяются следующими выражениями

$$m_{я} = K_{об}m_{Т} \text{ и } m_{к} = (1 - K_{я})m_{Т}, \quad (3)$$

где  $m_{Т}$  — масса тела, кг;  $K_{я}$  — часть тела, относящаяся к ядру, отн. ед;  $K_{об} = 1 - K_{я}$  — часть тела, относящаяся к коже (оболочке), отн. ед.

Параметр  $K_{я} = K_{я}(W_{Т}, S)$  относится к регулируемым согласно [7]:

$$\dot{E}_{в} = \begin{cases} 0,87 + 0,000232 W_{О}, & \text{ãñë 3,5} \geq S > 2,5; \\ 0,74 + 0,000553 W_{О}, & \text{ãñë 2,5} \geq S > 1; \\ 0,61 + 0,000885 W_{О}, & \text{ãñë 1} \geq S \geq -1; \\ 0,56 + 0,000885 W_{О}, & \text{ãñë -1} > S \geq -2,5; \\ 0,51 + 0,000885 W_{О}, & \text{ãñë -2,5} > S \geq -3,5, \end{cases} \quad (4)$$

где  $W_{Т}$  — мощность, развиваемая человеком при выполнении механической работы в процессе трудовой деятельности, Вт;

Параметр  $W_{Т}$  зависит от рода трудовой деятельности [4]:

- в случае покоя (отдыха)  $W_{Т} \approx 0$ ;
- в случае легкой работы  $0 < W_{Т} \leq 30$ ;
- в случае работы средней тяжести  $30 < W_{Т} \leq 50$ ;
- в случае тяжелой работы  $W_{Т} > 50$ .

Начальные значения (при  $\tau = 0$ ):  $t_{я}(0) = 37,2$  °С;  $t_{од}(0) = 33,2$  °С.

Величина мощности внутренних источников тепла в организме человека  $M_T$ , определяемая в соответствии с законом смешивания, распределится следующим образом:

$$\begin{aligned} M_T &= H_{T_o} + H_{T_x} + H_{T_\phi}, \\ M_B &= \dot{E}_B \cdot M_T; \quad M_{\text{оф}} = \dot{E}_o \dot{I}_T, \end{aligned} \quad (6)$$

где  $H_{T(0)}$ ,  $H_{T(x)}$ ,  $H_{T(\phi)}$  — тепловая мощность внутренних источников тепла при отдыхе, химической терморегуляции и физической работе, кВт.

Величина  $H_{T(\phi)}$  при постоянной температуре ядра зависит от скорости химических реакций и массы тела. Подчиняясь закону Аррениуса, устанавливающему такую зависимость, можно записать:

$$H_{T(0)} = Q_{10} m_T^k \quad (7)$$

где  $Q_{10}$  — температурный коэффициент, устанавливающий приращение мощности теплового потока при температурах, отличающихся на  $10^\circ\text{C}$ ,  $\text{кВт}\cdot\text{кг}^{-1}$ ;  $k$  — константа скорости химических реакций. Экспериментально установлено, что в зависимости от вида окисляемых продуктов (белки, жиры, углеводы) величина  $Q_{10} \in [4; 6,5 \text{ Вт}\cdot\text{кг}^{-1}]$  и обычно составляет около  $5,0 \text{ Вт}\cdot\text{кг}^{-1}$  [8].

Величина  $k$  определяется известной зависимостью

$$k = A \cdot e^{-E/RT},$$

где  $A$  — фактор частоты молекулярных столкновений;  $E$  — энергия активации;  $R$  — газовая постоянная;  $T$  — температура тела, К. При температуре тела  $t_T = 36,6^\circ\text{C}$   $k$  составляет приблизительно  $0,73$  [9].

В связи с изложенным, выражение (7) приобретает численные значения аргументов:

$$H_{T_o} = 5m_T^{0,73} \cdot 10^{-3}. \quad (8)$$

По данным В.И.Кричагина [8], величина  $H_{T(0)}$  тесно (с коэффициентом корреляции  $r \approx 0,9$ ) коррелирует с теплоощущением  $S$  и эта зависимость может быть аппроксимирована следующим образом:

$$H_{T(x)} = \begin{cases} \frac{|S|}{1,5 S + 4} H_{T(0)}, & \text{àñèè } S \leq 0; \\ S \cdot 0,12S - 0,3 H_{T(0)}, & \text{àñèè } S > 0. \end{cases} \quad (9)$$

Значение  $H_{T(\phi)}$  связано с физической работой в условиях производства или тепловой адаптации. По данным В.С. Кощева [6, 7], различные виды сократительной деятельности в виде физической работы дают 20 % прироста теплопродукции к основному обмену  $H_{T(\phi)}$ .

Принимая во внимание, что согласно второму закону термодинамики

$$M_{\alpha\hat{o}} = \frac{W_T}{\eta_T} = H_{\alpha\hat{o}} + W_T, \quad (10)$$

где  $\eta_T \in [0,17;0,25]$  — механический к. п. д. организма человека, величину  $M_T$  в выражении (6) можно принять равной:

$$M_T = \left( \frac{1}{\eta_T} - 1 \right) W_T. \quad (11)$$

Респираторные тепловые потери в окружающую среду  $Q_c$  могут быть определены следующей зависимостью

$$Q_c = G_a \cdot (i'_a - i_n), \quad (12)$$

где  $G_d$  — массовый расход воздуха через легкие,  $\text{кг}\cdot\text{с}^{-1}$ ;  $i'_a, i_n$  — энтальпия воздуха при температуре выдыхаемого воздуха и температуре окружающей среды,  $\text{кДж}\cdot\text{кг}^{-1}$ .

Массовый расход воздуха  $G_d$ :

$$G_a = \rho_a \cdot V_d, \quad (13)$$

где  $V_d$  — объемный расход воздуха,  $\text{м}^3\cdot\text{с}^{-1}$ ;

$$V_d = 6 \cdot 10^{-7} \cdot (1,5 \cdot M_T + 1) \quad (14)$$

$$\rho_a = \frac{353}{t_{a\ n\bar{o}} + 273} \text{ — средняя плотность воздуха, } \text{кг}\cdot\text{м}^{-3}; \quad (15)$$

$$t_{a\ n\bar{o}} = t'_a + t_n / 2 \text{ — среднее значение температуры} \quad (16)$$

температура выдыхаемого воздуха  $t'_a$ :

$$t'_a = (11t_c - \varphi_c \cdot (0,0066t_c + 12,7) \cdot CON + 5413) / (166 - \varphi_c \cdot CON); \quad (17)$$

$$\text{константа } CON = 1,075 / 1,00025^{t_c - t_c}. \quad (18)$$

Энтальпия воздуха при температуре  $t$

$$i = 1,005t + (2500 + 1,89t)d_w, \quad (19)$$

где  $d$  — влагосодержание воздуха при температуре  $t$ ,  $\text{кг}/\text{кг}^{-1} \text{H}_2\text{O}$ .

Для вычисления по формулам (11) и (18) необходимо знать влагосодержание выдыхаемого воздуха  $d'_a$  и влагосодержание окружающей среды  $d_c$ :

$$d'_a = 0,622 \cdot CON_1 / (166 - CON_1), \quad (20)$$

$$d_b = 0,622P_{B(n)}/(P_b - P_{B(n)}). \quad (21)$$

Здесь константа  $CON_1 = 1,075/1,000255^{t_a} t_a$ ;

$P_{B(n)}$  — парциальное давление паров воды в воздухе, бар:

$$P_{B(n)} = \varphi_B \cdot P_{B(n)}, \quad (22)$$

где  $P_{B(n)}$  — давление насыщенных паров воды в сухом воздухе при температуре  $t_c$

$$P_{\hat{a}(f)} = 0,00608 \cdot 1,075/1,000255^{t_c} t_c. \quad (23)$$

Величина  $Q_{\hat{i}\hat{a}}$  определяется равенством

$$Q_{\hat{i}\hat{a}}^{\hat{i}\hat{a}} = K_{\hat{i}\hat{a}} \cdot F_{\hat{i}\hat{a}}^i \cdot i_e - i_{\hat{i}\hat{a}} \cdot 10^{-3}. \quad (24)$$

где коэффициент теплопередачи  $K_{од}$  ( $\text{кВт} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{К}^{-1}$ ) определяется равенством:

$$K_{од} = 6,45/R_{од}, \quad (25)$$

$R_{од}$  — тепловое сопротивление одежды  $R_{од} \in [0; 5 \text{ кло}]$ .

Наружная площадь одежды  $F_{\hat{i}\hat{a}}^i$  определяется выражением:

$$F_{\hat{i}\hat{a}}^i = 0,32\sqrt{0,112R_{\hat{i}\hat{a}} + 1} + 0,68 F_{\hat{i}\hat{a}}^{\hat{i}\hat{a}}, \quad (26)$$

где

$$F_{\hat{i}\hat{a}}^{\hat{i}\hat{a}} = f_{\hat{i}\hat{a}} \cdot F_{DU}. \quad (27)$$

Здесь  $f_{од}$  — часть тела, покрытая одеждой (отн. ед.):

$$f_{од} = 2,4R_{од}/(2,33R_{од} + 1); \quad (28)$$

площадь поверхности тела (оболочки)  $F_{DU}$  (по Дюбуа):

$$F_{DU} = 0,154 \cdot m_T^{0,425} \cdot l_T^{0,725}, \quad (29)$$

где  $m_T$  — масса тела, кг;  $l_T$  — рост, м.

Энтальпия  $i_k$  и  $i_{од}$  воздуха при температуре  $t_{об}$  и  $t_{од}$  определяется равенством (19):

$$i_k = 1,005t_{об} + (2500 + 1,89t_{об})d_k, \quad (30)$$

$$i_{од} = 1,005t_{од} + (2500 + 1,89t_{об})d_{од}. \quad (31)$$

Здесь  $d_k$  и  $d_{од}$  — влагосодержание воздуха на поверхности кожи и одежды:

$$d_k = 0,622P_{K(n)}/(P_b - P_{K(n)}), \quad (32)$$

$$d_{од} = d_{в} + (t_{од} - t_{с}) \cdot (d_{к} - d_{с}) / (t_{об} - t_{с}). \quad (33)$$

В равенстве (32)  $P_6 = 1,013$  (бар) — барометрическое давление,  $P_{К(n)}$  — парциальное давление паров воды в воздухе у поверхности кожи, которое определяется по формуле (25):

$$P_{E(n)} = 0,00608 \cdot 1,075/1,000255^{t_k} \cdot t_k. \quad (34)$$

Функциональная зависимость  $d_{од} = f(t_{од})$  в равенстве (33) получена из уравнения прямой, проходящей через точки  $(t_{с}; d_{в})$  и  $(t_{од}; d_{к})$ . Очевидно, равенством можно пользоваться при условии  $t_{од} \neq t_{с}$ . При условии  $t_{од} \approx t_{с}$  можно пользоваться приближенным равенством  $d_{од} \approx d_{в}$ .

Поток тепла  $Q_{об}$  в радиальном направлении через оболочку (кожу)

$$Q_{об} = K_o \cdot F_{DU} \cdot (t_{я} - t_{об}) \cdot 10^{-3}, \quad (35)$$

где  $K_o$  — коэффициент теплопередачи через оболочку,  $Вт \cdot м^{-2} \cdot c^{-1}$ , зависящий от интенсивности кровотока, который является функцией частоты сердечных сокращений  $\omega_c$ , теплоощущения  $S$ , и мощности механической работы, причем:

$$\omega_c = \frac{|S| + 3}{3} + \frac{W_T}{W_{T(2,83)}} \left( \frac{11 - 2|S|}{6} \right), \quad (36)$$

где  $W_{T(2,83)}$  — максимальная мощность физической работы при  $\omega_c = 2,83 c^{-1}$  ( $170 \text{ мин}^{-1}$ ), Вт. У моряков, согласно [2],  $W_{T(2,83)} \in [160, 200 \text{ Вт}]$ .

Самочувствие человека  $S$  может быть определено в зависимости от степени адаптируемости:

$$S = \begin{cases} 9,84 \cdot 10^{-8} \cdot t_{\hat{a}}^5 - 4, & \text{а̂п̂е̂ ё̂р̂ а̂е̂ í̂ а̂ а̂а̂и̂ о̂е̂д̂í̂ а̂а̂í̂ ú̂; \\ 9,2 \cdot 10^{-6} \cdot t_{\hat{a}}^{3,7} - 4, & \text{а̂п̂е̂ ё̂р̂ а̂е̂ а̂а̂а̂и̂ о̂е̂д̂í̂ а̂а̂í̂ ú̂. \end{cases} \quad (37)$$

Коэффициент теплопередачи  $K_o$  с учетом выражений (4) определяется по следующей эмпирической зависимости:

$$\hat{E}_o = \frac{1}{0,23 - 0,225 \hat{E}_b}. \quad (38)$$

Теплопередача конвекцией осуществляется через обнаженную поверхность тела и одежду. Конвективный тепловой поток через одежду

$$Q_{\hat{a}}^{\ddot{a}(\hat{e})} = \alpha_{\hat{a}\hat{f}} \cdot f_{\hat{a}\hat{f}} \cdot F_{DU} \cdot t_{\hat{a}} - t_{\hat{a}} \cdot 10^{-3}, \quad (39)$$

где  $\alpha_{вн}$  — коэффициент теплоотдачи от кожи к одежде,  $Вт \cdot м^{-2} \cdot K^{-1}$ ;  $\alpha_{\hat{a}\hat{f}} = 16,13 v_{\hat{a}\hat{f}}^{0,4}$ ;  $v_{во} \in [0; 0,15]$ ;  $v_{во}$  — скорость воздуха у поверхности кожи,  $м \cdot c^{-1}$ .

Конвективный тепловой поток от обнаженной части поверхности тела к воздуху

$$Q_{i\dot{a}}^{\dot{a}(\dot{e})} = \alpha_i \cdot 1 - f_{i\dot{a}} \cdot F_{DU} \cdot t_{i\dot{a}} - t_{\dot{n}} \quad (40)$$

Тепловой поток от одежды к воздуху окружающей среды:

$$Q_{i\dot{a}}^i = \alpha_i \cdot F_{i\dot{a}}^i \cdot i_{i\dot{a}} - i_{\dot{a}} \quad (41)$$

Здесь коэффициент  $\alpha_n$  теплоотдачи от твёрдой поверхности к воздуху

$$\alpha_i = \begin{cases} 2,4 |t_{i\dot{a}} - t_c|^{0,25} & \text{ï ðè } v_{\dot{a}} < 0,1; \\ 12,1 v_{\dot{a}}^{0,5} & \text{ï ðè } 0,1 \leq v_{\dot{a}} \leq 10, \end{cases} \quad (42)$$

Радиационный тепловой поток с поверхности тела определяется законом Стефана - Больцмана:

$$Q_{i\dot{a}}^{\dot{a}} = \varepsilon' \sigma \cdot 1 - f_{i\dot{a}} \cdot F_{DU} \cdot T_{i\dot{a}}^4 - T_R^4 \quad (44)$$

$$Q_{i\dot{a}}^{\dot{a}} = \varepsilon'' \sigma F_{i\dot{a}}^i \cdot T_{i\dot{a}}^4 - T_R^4 \quad (45)$$

где  $\varepsilon', \varepsilon''$  — степень черноты поверхности тела и одежды (0,3 и 0,8 соответственно);  $\sigma = 5,68 \cdot 10^{-8} \text{ Вт} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{К}^{-4}$  — универсальная постоянная Стефана-Больцмана; радиационная температура  $T_R \in (T_c - 10; T_c + 10)$ , а  $T_c = t_c + 273$ .

Мощность теплового потока при испарении с открытой и закрытой одеждой поверхности кожи, согласно [8], следующим образом зависит от величины мощности внутренних источников тепла:

$$Q_{i\dot{a}}^{\dot{e}} = \begin{cases} 0,0007 M_T, & \text{ï ðè } 2,5 \leq S \leq 3,5; \\ 0,0005 M_T, & \text{ï ðè } 1,5 \leq S < 2,5; \\ 0,00035 M_T, & \text{ï ðè } 0,5 \leq S < 1,5; \\ 0,00021 M_T, & \text{ï ðè } -0,5 \leq S < 0,5; \\ 0,00018 M_T, & \text{ï ðè } -1,5 \leq S < -0,5; \\ 0,0001 M_T, & \text{ï ðè } -2,5 \leq S < -1,5; \\ 0,01736, & \text{ï ðè } -3,5 \leq S < -2,5. \end{cases} \quad (46)$$

Поэтому тепловые потоки, возникающие при испарении с открытой  $Q_{i\dot{a}}^{\dot{a}(\dot{e})}$  и закрытой части  $Q_{i\dot{a}}^{\dot{a}(\dot{e})}$  кожи, равны:

$$Q_{i\dot{a}}^{\dot{a}(\dot{e})} = Q_{i\dot{a}}^{\dot{e}} \cdot 1 - F_{i\dot{a}} \quad , \quad Q_{i\dot{a}}^{\dot{a}(\dot{e})} = Q_{i\dot{a}}^{\dot{e}} \cdot F_{i\dot{a}} \quad (47)$$

Итак, динамика энергетических характеристик человека в зависимости от параметров окружающей среды описывается системой дифференциальных уравнений (1), а составляющие этой системы описываются равенствами (2) – (47). Система (1) разрешена относительно производных, но является нелинейной, так как многие ее параметры нелинейно выражаются через выходные характеристики системы. Поэтому система (1) решалась численным методом Рунге - Кутта - Фельберга с регулируемым шагом интегрирования, позволяющим обеспечивать заданную точность решения [3]. Выполнялись вычисления температуры ядра  $t_{я}$ , средней температуры кожи  $t_k$ , частоты сердечных сокращений  $\omega_c$ , мощности внутренних источников тепла организма человека  $M_T$  в зависимости от времени для различных параметров внешней среды.

Ниже приведены результаты вычисления температуры ядра  $t_{я}$ , средней температуры кожи  $t_k$ , частоты сердечных сокращений  $\omega_c$ , мощности внутренних источников тепла организма человека  $M_T$  в зависимости от времени для различных параметров внешней среды.

Для температуры окружающего воздуха  $t_c = 10\text{ }^\circ\text{C}$ , относительной влажности  $\varphi_c = 0,6$ , скорости окружающего воздуха  $v_c = 0,15\text{ м/с}$ , радиационной температуры  $t_R = 20\text{ }^\circ\text{C}$ ; теплового сопротивления одежды  $R_{од} = 1\text{ кло}$ ; режима работы — состояние покоя получены результаты, имеющие погрешность (в процентах) между расчетными и экспериментальными данными [8] (таблица 1):

Таблица 1

$\tau$	0	1 час	2 часа	3 часа	4 часа
$t_{я}$	0	0,36	0,082	0,52	0,74
$t_k$	0	5,14	2,98	2,098	1,39
$\omega_c$	11,76	17	17	17	17
$M_T$	7,57	17,64	17,64	20,58	14,21

Для температуры окружающего воздуха  $t_c = -20\text{ }^\circ\text{C}$ , относительной влажности  $\varphi_c = 0,7$ , скорости окружающего воздуха  $v_c = 0,2\text{ м/с}$ , радиационной температуры  $t_R = -10\text{ }^\circ\text{C}$ ; теплового сопротивления одежды  $R_{од} = 2\text{ кло}$ ; режима труда — легкая работа получены результаты, имеющие погрешность (в процентах) между расчетными и экспериментальными данными [8] (таблица 2):

Для температуры окружающего воздуха  $t_c = 40\text{ }^\circ\text{C}$ , относительной влажности  $\varphi_c = 0,7$ , скорости окружающего воздуха  $v_c = 0,5\text{ м/с}$ , радиационной температуры  $t_R = 30\text{ }^\circ\text{C}$ ; теплового сопротивления одежды  $R_{од} = 4\text{ кло}$ ; режима труда — средняя работа получены результаты,

имеющие погрешность (в процентах) между расчетными и экспериментальными данными [8] (таблица 3).

Таблица 2

$\tau$	0	20 мин	40 мин	1 час	2 часа
$t_{я}$	0	0,21	0,59	0,79	0,94
$t_{к}$	0	0,94	1,23	0,26	1,59
$\omega_c$	1,03	8,1	8,1	8,1	8,1
$M_T$	0	28,45	6,32	15,7	36,43

Таблица 3

$\tau$	0	20 мин	40 мин	50 мин	1 час
$t_{я}$	0	0,27	1,21	1,52	1,31
$t_{к}$	1,19	0,34	1,97	1,85	2,31
$\omega_c$	13,15	2,95	0,626	13,06	13,06
$M_T$	0	0	0	0	0

Для температуры окружающего воздуха  $t_c = 40$  °С, относительной влажности  $\varphi_c = 0,5$ , скорости окружающего воздуха  $v_c = 0,15$  м/с, радиационной температуры  $t_R = 30$  °С; теплового сопротивления одежды  $R_{од} = 4$  кло; режима труда — состояние покоя получены результаты, имеющие погрешность (в процентах) между расчетными и экспериментальными данными [8] (таблица 4):

Таблица 4

$\tau$	0	1 час	2 часа	3 часа	4 часа
$t_{я}$	0	0	0,496	0,077	0,873
$t_{к}$	0	0	2,032	2,95	2,15
$\omega_c$	0	0	0	0	0
$M_T$	0	0	0	0	0

#### Выводы.

1. Сравнивая расчетные энергетические характеристики человека с экспериментальными данными, известными из литературных источников, видим, что предложенная выше математическая модель удовлетворительно описывает реальные тепловые процессы в организме человека при  $t \in (-40; 50$  °С).
2. Расчеты на ЭВМ позволяют исследовать комплекс субъективных и объективных показателей состояния организма человека как основного элемента системы «человек – окружающая среда – кондицио-

нируемое помещение – судовая система кондиционирования воздуха».

3. Установленные закономерности (4), (9), (37), (38), (46) позволяют решать задачи нормирования микроклимата судовых помещений и с помощью математической модели приступить к проектированию судовых систем микроклимата.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гигиенические основы кондиционирования микроклимата / Губернский Ю.Д., Корневская Е.И. – М.: Медицина, 1978. – 247 с.
2. Голиков В.А. Научные основы управления микроклиматом судна. – Одесса: ОГМА, 1999. – 321 с.
3. Дьяконов В.П. Справочник по алгоритмам и программам на языке Бейсик для персональных ЭВМ: Справочник. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. – 240 с.
4. Иванов К.П. Биоэнергетика и температурный гомеостазис. – Л.: Наука, 1972. – 172 с.
5. Иванов К.П. Основы энергетики организма. Теоретические и практические аспекты. Т. 1. Общая энергетика, теплообмен и терморегуляция. – Л.: Наука, 1990. – 307 с.
6. Кошечев В.С. Кузнец Е.И. Физиология и гигиена индивидуальной защиты человека в условиях высоких температур. – М.: Медицина, 1986. – 256 с.
7. Кошечев В.С. Физиология и гигиена защиты человека от холода. – М.: Медицина, 1981. – 288 с.
8. Кричагин В.И. Таблицы и графики для ориентировочной оценки теплового состояния организма // Гигиена и санитария – 1966. – № 4. – С. 65-70.
9. Новосельцев В.Н. Организм в мире техники: кибернетический аспект. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1989. – 240 с.

УДК 629.12.03:628.33

Истомин В.И.  
СевНТУ

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ МАТЕРИАЛА И ФОРМЫ ГРАНУЛ НА ИХ ОЧИСТНУЮ СПОСОБНОСТЬ

Повышение качества очистки судовых нефтесодержащих вод является одной из важнейших задач современности, что связано с необходимостью выполнения требований Международной конвенции по предотвращению загрязнения с судов MARPOL 73/78 и национальных законодательных актов по охране окружающей среды [1].

Поэтому являются перспективными и актуальными исследования в области повышения эффективности работы сепарационных установок для очистки нефтесодержащих вод. Большими возможностями для повышения очистной способности обладают сепарационные установки с гранулированной загрузкой [2, 3]. Произведем исследование влияния свойств самой загрузки на эффективность очистки нефтесодержащих вод.

С целью определения влияния материала гранул на процесс разделения нефтеводяной эмульсии были проведены экспериментальные исследования очистной способности гранулированной загрузки, имеющей одинаковый приведенный размер гранул, но изготовленной из различных материалов. Приведенный размер гранулы равен полусумме ее минимального и максимального размера [2]. Определялась очистная способность несферических гранул размером 3,0 мм из следующих материалов: полипропилен, полистирол, битое стекло, природный камень (гравий).

Результаты экспериментов представлены в таблице 1.

Сравнивая очистную способность гранулированной загрузки из различных материалов (таблица 1), можно сделать вывод, что материал гранул практически не оказывает влияния на эффективность разделения нефтеводяной эмульсии. Это имеет место потому, что нефтепродукты относятся к неполярным жидкостям и легко смачивают практически все твердые тела, поэтому после непродолжительного времени работы гранулы загрузки покрываются пленкой нефтепродуктов, на которой в дальнейшем и происходит процесс коалесценции частиц дисперсной фазы нефтеводяной эмульсии, то есть капельки нефти непосредственно не контактируют с материалом гранул.

Также были проведены дополнительные экспериментальные исследования с целью определения влияния формы гранул на качество очистки нефтесодержащих вод. При постановке экспериментов использо-

вались гранулы из полипропилена, имеющие одинаковый приведенный размер 3 мм и представленные на рис. 1.

Таблица 1 – Результаты исследования влияния материала гранул на качество очистки нефтесодержащих вод

Материал гранул	Высота слоя гранул, $l$ , м	Размер гранул, $d_r \cdot 10^3$ , м	Концентрация исходной эмульсии, $K_{вх} \cdot 10^3$ , млн <sup>-1</sup>	Удельный расход, $q$ , м <sup>3</sup> /ч	Концентрация нефтепродуктов в очищенной воде, $K_{вых}$ , млн <sup>-1</sup>	$K_{выхср}$ , млн <sup>-1</sup>
Полистирол	0,6	3,0	10	1,0	61,62,66	63
				1,75	90, 89, 94	91
				2,5	128, 127, 133	129
				3,25	178, 183, 190	180
				4	242, 236, 240	239
Полипропилен	0,6	3,0	10	1,0	62, 67, 64	64
				1,75	97, 93, 90	93
				2,5	132, 130, 125	129
				3,25	177, 185, 181	181
				4	242, 237, 244	241
Стекло	0,6	3,0	10	1,0	67, 62, 66	65
				1,75	98, 94, 95	96
				2,5	134, 132, 128	131
				3,25	186, 179, 181	182
				4	247, 245, 241	244
Гравий	0,6	3,0	10	1,0	68, 65, 67	67
				1,75	96, 94, 90	93
				2,5	131, 129, 135	132
				3,25	187, 182, 181	183
				4	246, 242, 246	245

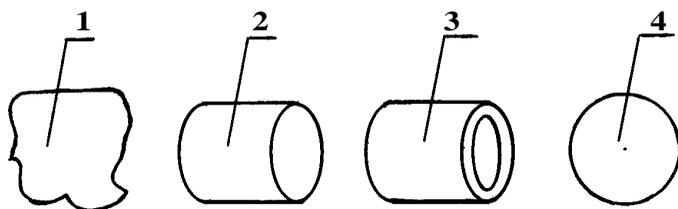


Рис. 1. Форма исследуемых гранул: 1 — произвольная; 2 — цилиндрическая; 3 — трубчатая; 4 — сферическая

Результаты экспериментов представлены в таблице 2 и графически изображены на рис. 2.

Таблица 2. Результаты исследования влияния формы гранул на качество очистки нефтесодержащих вод

Материал гранул	Высота слоя гранул, $l$ , м	Размер гранул, $d_r \cdot 10^3$ , м	Концентрация исходной эмульсии, $K_{вх} \cdot 10^{-3}$ , млн <sup>-1</sup>	Удельный расход, $q$ , м <sup>3</sup> /ч	Концентрация нефтепродуктов в очищенной воде, $K_{вых}$ , млн <sup>-1</sup>	$K_{вых\text{ср}}$ , млн <sup>-1</sup>
Произвольная	0,6	3,0	10	1,0	62, 67, 64	64
				1,75	97, 93, 90	93
				2,5	132, 130, 125	129
				3,25	177, 185, 181	181
				4	242, 237, 244	241
Цилиндрическая	0,6	3,0	10	1,0	73, 70, 67	70
				1,75	102, 97, 95	98
				2,5	132, 138, 135	135
				3,25	191, 186, 187	188
				4	248, 253, 246	249
Трубчатая	0,6	3,0	10	1,0	63, 65, 61	63
				1,75	89, 88, 84	87
				2,5	121, 126, 122	123
				3,25	178, 173, 171	174
				4	231, 233, 238	234
Сферическая	0,6	3,0	10	1,0	58, 61, 61	60
				1,75	84, 85, 80	83
				2,5	118, 119, 123	120
				3,25	171, 169, 164	168
				4	225, 229, 230	228

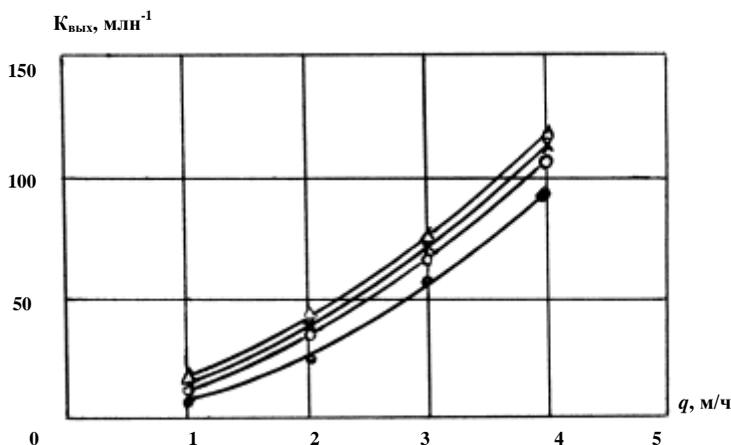


Рис. 2. Влияние формы гранул на качество очистки нефтесодержащих вод: × — произвольная; Δ — цилиндрическая; ○ — трубчатая; ● — сферическая

Как следует из данных табл. 2 и графических зависимостей рис. 2, наилучшее качество очистки нефтеводяной эмульсии наблюдается у гранул сферической формы. Это объясняется тем, что сферичность гранул обеспечивает равномерность укладки и однородную пористость по всему объему гранулированной загрузки.

В случае использования несферических гранул наблюдается неравномерность их укладки. Это приводит к тому, что поры в объеме загрузки имеют разные размеры, соответственно скорость фильтрации будет разная. Нефтеводяная эмульсия устремляется по пути наименьшего сопротивления, эффективность коалесценции падает, что приводит к ухудшению качества очистки. Поэтому гранулы произвольной, цилиндрической и трубчатой формы имеют практически одинаковое качество очистки нефтесодержащих вод. Трубчатые обеспечивают немного лучшее качество из-за более развитой поверхности, однако оно хуже, чем у сферических гранул вследствие неравномерной укладки и неоднородной пористости загрузки.

С учетом вышеизложенного для повышения качества очистки судовых нефтесодержащих вод следует применять гранулы только сферической формы, в качестве которых использовать стеклянные шарики.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов 1973 года. – Л.: Транспорт, 1985. – 324 с.
2. Журба М.Г. Очистка воды на зернистых фильтрах. – Львов: Вища шк. Изд. при Львовском ун-те, 1980. – 200 с.
3. Истомин В.И. Модернизация сепаратора нефтесодержащих вод "Турбуло" // Вестн. СевГТУ. – Вып. 30: Механика, энергетика, экология: Сб. науч.тр. Севастоп. нац. техн. ун-т. – Севастополь, 2001. – С. 199-201.

УДК 620.193:541.123.38

Абрамов В.А., Павленко Б.А.  
ОНМА

## ВЛИЯНИЕ ОБРАБОТКИ МОРСКОЙ ВОДЫ ДВУОКИСЬЮ УГЛЕРОДА НА ИНТЕНСИВНОСТЬ КОРРОЗИОННЫХ ПРОЦЕССОВ СУДОСТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Положительные результаты, полученные в производственных испытаниях углекислотной технологии очистки теплообменников от накипи, предотвращения её образования и биологического обрастания, потребовали произвести оценку влияния насыщения морской воды двуокисью углерода на интенсивность коррозионных процессов судостроительных материалов. Такая оценка была вызвана необходимостью преодоления настороженности эксплуатационников к насыщению морской воды отработавшими газами СЭУ.

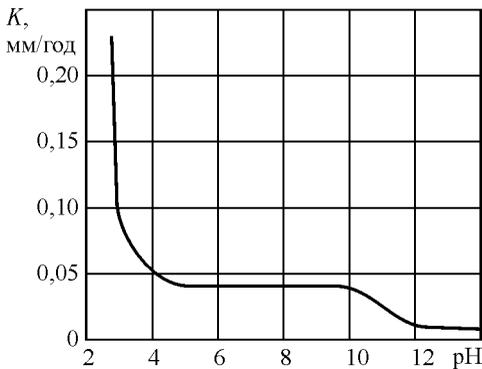


Рис. 1. Скорость коррозии стали в воде при различных pH при 295 К

Анализ фундаментальных работ по коррозии [1-4] показывает, что свойства среды играют решающую роль в коррозионных процессах и что они специфичны по отношению к различным материалам. Зависимость скорости коррозии, например, стали в воде от величины pH представлена на рис. 1 [5]. Из него видно, что при pH в пределах 4-10 скорость коррозии мало изменяется.

В наиболее общем виде коррозию металла можно представить, как окисление его поверхности за счет кислорода, содержащегося в агрессивной среде. Воздействие кислорода на металл проявляется в двух направлениях, что видно из рис. 2 [6]. С одной стороны кислород является хорошим деполяризатором катодных участков, чем увеличивает скорость коррозии. С другой стороны, при больших концентрациях  $O_2$ , в процессе окисления металла на его поверхности образуется слой оксида, который по мере его утолщения, все в возрастающей степени затрудняет доступ кислорода к поверхности металла. Таким образом, окисные пленки оказывают пассивирующее влияние на металл. Это обуславливает в ряде случаев переменную скорость коррозии — в начальной стадии контакта с агрессивной средой интенсив-

ность коррозионного разрушения значительно выше среднестатистической скорости коррозии.

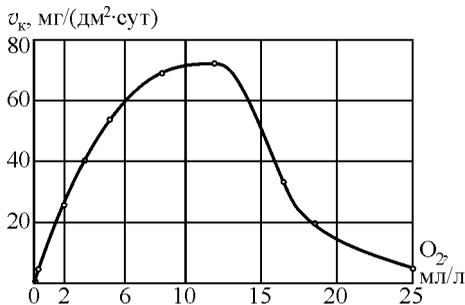


Рис. 2. Влияние концентрации кислорода на коррозию малоуглеродистой стали в дистилляте

Избыточная углекислота, присутствующая в воде, не является коррозионным агентом, непосредственно действующим на металл [7]. Однако косвенно она может способствовать коррозии, растворяя окисные пленки и отложения на металле, оголяет его, чем создает благоприятные условия для кислородной коррозии. Для изоляции металлов от коррозионного разрушения в ряде случаев целенаправленно смещают карбонатное

равновесие, с целью искусственного покрытия труб карбонатными отложениями, предохраняющими поверхность металла от воздействия кислорода [8]. Применительно к работе теплообменных аппаратов, такое решение не всегда целесообразно, в связи с возрастанием термического сопротивления теплопередаче при наличии плёнки накипи.

Насыщение воды углекислым газом представляет интерес в связи с тем, что угольная кислота не может создать сильноокислых сред, даже при высоких концентрациях. Для пресной воды нет опасения при насыщении углекислым газом снизить pH ниже 4,5, а для морской воды, в связи с уменьшением растворимости  $CO_2$ , по мере увеличения минерализации, величина pH не опускается ниже 5,0 [9]. Как видно из рис. 1, скорость коррозии даже в этих пределах практически находится на уровне исходной воды.

В литературе имеются данные по изучению коррозии образцов стали 20 и латуни Л-68 в воде, насыщенной  $CO_2$  из дымовых газов (рис. 3, 4) [10]. Раствор дополнительно насыщался кислородом до 5 мг/л (в морской воде содержание растворенного кислорода редко превышает 8,5 мг/л). При проведении испытаний с малыми концентрациями углекислоты (менее 15 мг/л) при  $pH > 5,7$  локальные очаги коррозии стали 20 возникали уже через 3 часа. Авторы пытаются объяснить такое положение тем, что при малых концентрациях  $CO_2$  разрушает окисную пленку в наиболее "слабых" местах, где в дальнейшем развивается локальная кислородная коррозия.

На латунных трубках локальная коррозия не наблюдалась. Коррозионные процессы развивались равномерно по всей поверхности и интен-

сивность потери веса сравнима с нормальной при работе теплообменников на природной воде [11].

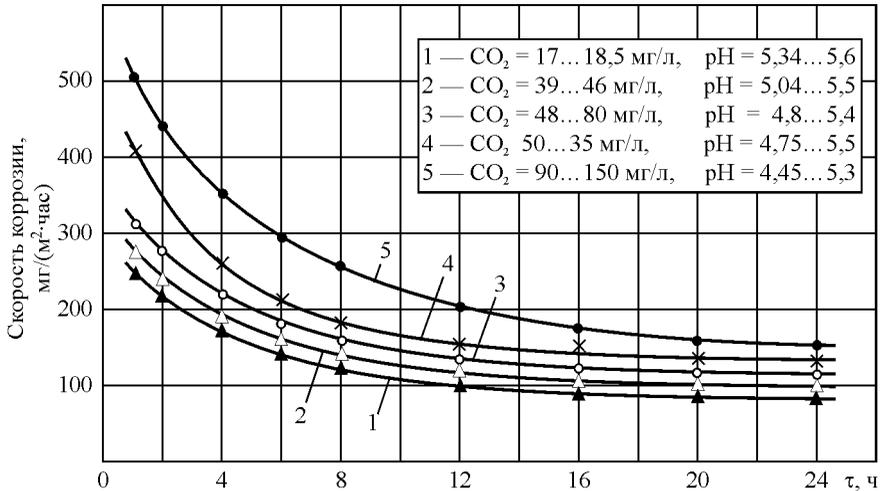


Рис. 3. Влияние концентрации CO<sub>2</sub> на скорость коррозии стали 20

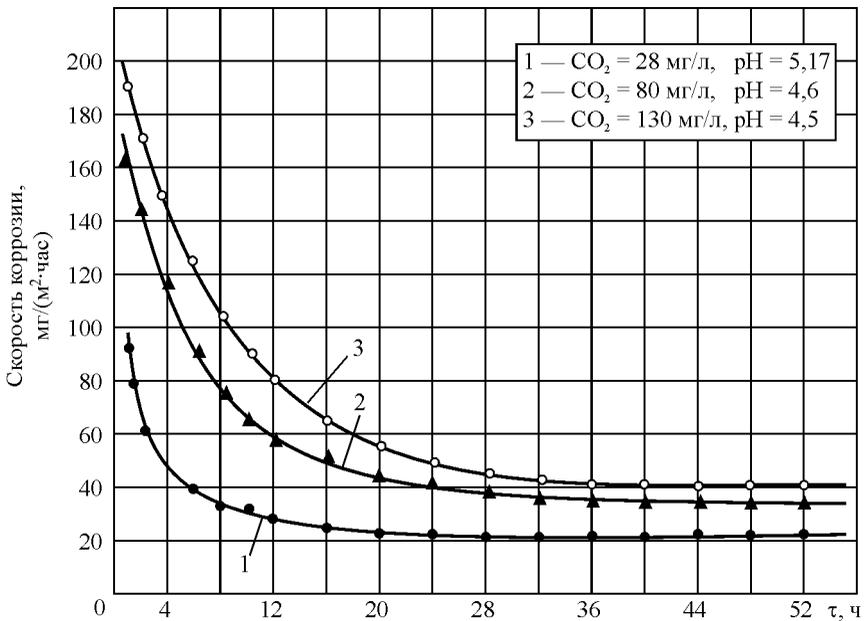


Рис. 4. Влияние концентрации CO<sub>2</sub> на скорость коррозии латуни Л-68

При увеличении скорости движения раствора скорость коррозии стали возрастает на 10-20 % по сравнению с углекислотным травлением. Влияние же скорости раствора на интенсивность коррозии (по потере веса) для латуни не обнаружено.

В связи с некоторой противоречивостью литературных данных, для надежного решения вопроса о возможности постоянного подвода углекислоты из различных источников в морскую воду, с целью предотвращения накипеобразования и биологического обрастания необходимы дополнительные исследования закономерностей коррозионных процессов для материалов судовых теплообменных аппаратов и систем. Это явилось основанием для экспериментальной проверки влияния обработки морской воды двуокисью углерода из различных источников на интенсивность коррозионных процессов. Изучение коррозионной активности морской воды строилось на потенциостатических исследованиях и стендовых испытаниях образцов в соответствии с рекомендациями, приведенными в работах [12, 13].

Электрохимические исследования проводили на потенциостате марки П-5848 в двух сериях опытов, Схема установки представлена на рис. 5.

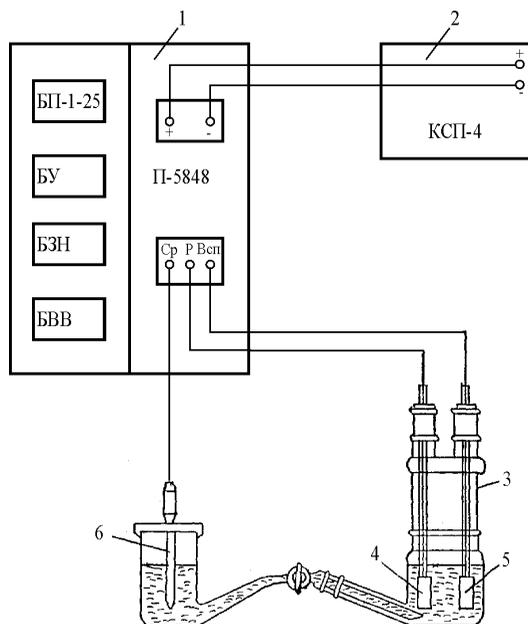


Рис. 5. Схема установки для снятия потенциодинамических кривых: 1 — потенциостат (П-5848); 2 — координатный самопишущий потенциометр (КСП-4); 3 — ячейка электрохимическая (ЯСЭ-2); 4 — рабочий электрод; 5 — вспомогательный электрод; 6 — электрод сравнения

В первой серии производили сравнение интенсивности коррозии при контакте образцов (ЛС 59-1; ЛО 62-1; ЛОК 59-1-03; Бр. ОСЦН-3-7-5-1; медь МЗР; МНЖМц-30-1-1; 18Х2Н4МА; Сталь 25, Сталь 45; Ст. 3; СЧ-25) с морской водой в следующих условиях:

- морская вода без обработки;
- морская вода, насыщенная технической двуокисью углерода до различных значений рН;
- морская вода, насыщенная двуокисью углерода, содержащейся в продуктах сгорания органических топлив до значений рН, близких к значениям, полученным при насыщении технической  $\text{CO}_2$ .

Анализ результатов пересчета тока коррозии, определенного по потенциодинамическим кривым, в потерю массы металла показал:

- черные металлы в исследованном диапазоне рН (8,0—6,0) практически не изменяют скорости коррозии, и в некоторых случаях она оказалась несколько ниже, чем в необработанной воде;
- коррозия цветных металлов менялась в зависимости от источника двуокиси углерода, используемого для обработки морской воды. Наиболее существенные изменения скорости коррозии приведены на рис. 6. Однако для всех образцов характерным являлось то, что при снижении рН до 7,0 скорость коррозии оставалась на уровне скорости коррозии в необработанной воде или ниже ее независимо от источника двуокиси углерода.

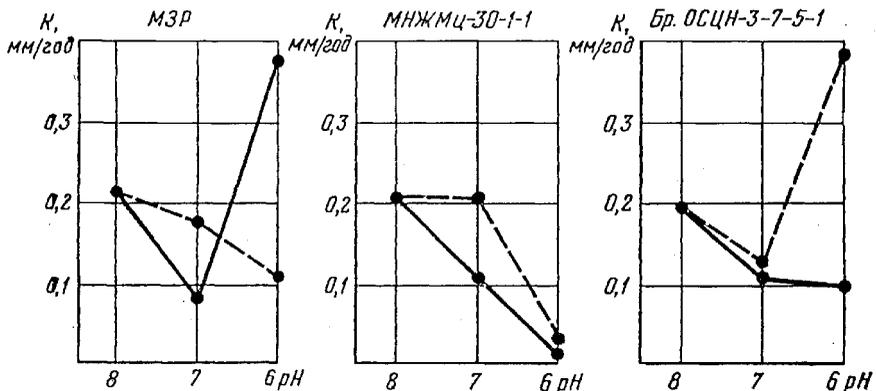


Рис. 6. Скорость коррозии некоторых материалов в морской воде: — — — при обработке отработавшими газами; — при обработке технической  $\text{CO}_2$

Отмеченные в постановочном эксперименте различия в коррозионной активности морской воды, обработанной технической двуокисью углерода и  $\text{CO}_2$ , содержащейся в отработавших газах СЭУ, могут быть объяснены взаимодействием следующих процессов.

1. Изменение равновесия в кальций-карбонатной системе морской воды, вызванное ее насыщением двуокисью углерода, способствует снижению тока коррозии при снижении рН до 7,0—6,5.

2. Дальнейшее снижение рН приводит к депассивации поверхности и, следовательно, к интенсификации коррозионных процессов.

3. При диспергировании в морскую воду, находящуюся в равновесии с атмосферой по кислороду, продуктов сгорания органических топлив, в которых содержание кислорода ниже, чем в атмосфере, часть кислорода диффундирует из воды в газовый пузырь. В воде снижается содержание кислорода, определяющее скорость кислородной коррозии. Для уточнения полученных результатов была проведена вторая серия электрохимических исследований. В качестве рабочих электродов использовали образцы следующих материалов: Сталь 45, Сталь 25, медь МЗР. Образцы были выполнены в виде цилиндров в тефлоновой обкладке с рабочей поверхностью 0,4 см<sup>2</sup>. В эксперименте использовали платиновый вспомогательный электрод и хлоросеребряный электрод сравнения. Электролитом служила вода Черного моря (соленость — 16 ‰, щёлочность — 3,3 мг-экв/л, рН — 8,15). Значения рН воды, обработанной двуокисью углерода, задавались равными 7,50; 7,00; 6,50; 6,00.

Усредненные значения плотности тока коррозии по сорока пяти потенциодинамическим кривым приведены в табл. 1. Анализ полученных результатов подтвердил снижение плотности тока коррозии для всех исследованных образцов в заданном диапазоне значений рН, что согласуется с данными, приведенными на рис. 6 для меди МЗР.

Таблица 1. Плотность тока коррозии (мкА/см<sup>2</sup>) для образцов металлов в морской воде с различной концентрацией CO<sub>2</sub>

Марка	Показатель, рН				
	8,15	7,50	7,00	6,50	6,00
Сталь 45	5000	4625	3875	4250	4375
Сталь 25	4750	5000	4500	4125	4500
Медь МЗР	825	775	775	775	800

Учитывая, что электрохимические исследования не дают оценки влияния пассивации поверхности продуктами коррозии, были проведены долговременные стендовые испытания с оценкой скорости коррозии по потере массы образца. Испытания проводили на стенде учебно-производственного судна "Профессор Миняев", используемом для изучения процессов предотвращения накипеобразования, дооборудованном двумя системами капролоновых ячеек (контрольной и испытываемой). Каждая система состоит из трех капролоновых трубок сечением 30 мм,

соединенных параллельно. В каждую трубу ячейки вкладывались по 6 одинаковых образцов в виде пластин размером 30×50×5 мм, разделенных фиксирующими кольцами.

Через контрольную систему ячеек прокачивалась необработанная забортная вода со скоростью 1,2 м/с, а через испытываемую (с той же скоростью) — морская вода, насыщенная двуокисью углерода, содержащейся в отработавших газах судового дизель-генератора, до значения рН, равного 6,9. Такое значение рН было выбрано в соответствии с характеристиками режима предотвращения накипеобразования. Температура воды в обеих системах поддерживалась одинаковой. Продолжительность испытаний составила 2000 ч с промежуточным вскрытием и отбором образцов через 600 ч. Результаты оценки скорости коррозии по потере массы в данном эксперименте приведены в табл. 2.

Анализ результатов стендовых испытаний (после 600 ч) образцов судостроительных материалов на интенсивность коррозии в морской воде, обработанной отработавшими газами, указывает на её снижение в сравнении с контрольными образцами на 19...30 %. Увеличение срока испытаний позволило отметить некоторую пассивацию, достигающую для меди МЗР 45 %. Потеря массы у контрольных образцов после экспозиции 2000 ч. оказалась в 2-3 раза ниже, чем у испытываемых. Это объясняется более интенсивной пассивацией продуктами коррозии при высоких начальных скоростях коррозии.

Таблица 2. Скорость коррозии (мг/м<sup>2</sup>·ч) образцов металлов в морской воде с различной концентрацией СО<sub>2</sub>

Марка	Время испытаний, ч			
	600		2000	
	Показатель рН			
	6,9	8,1	6,9	8,1
Сталь Ст. 3	270	403	275	98
Медь МЗР	245	300	155	57

Обобщая результаты экспериментальных данных, можно сделать следующие выводы.

1. Проведенные коррозионные испытания образцов основных судовых конструкционных материалов показали, что коррозионная активность морской воды при ее обработке газами (СО<sub>2</sub> или продуктами сгорания) до величин рН = 7,0, по отношению к большинству судостроительных материалов, не увеличивается, а в ряде случаев ниже, чем для исходной морской воды, имеющей слабощелочную реакцию (рН=8,0-8,3).

2. Наблюдавшееся в процессе стендовых испытаний некоторое снижение интенсивности пассивации поверхности образцов, указывает на необходимость внимательного подхода при поддержании рН воды на уровне величины  $pH_s$  (рН равновесного насыщения морской воды карбонатом кальция) при проведении режимов предотвращения накипеобразования. Рассматривая образование карбонатных пленок как процесс пассивации и регулируя их толщины периодическим изменением рН нагреваемой воды, в области, близкой к  $pH_s$ , можно обеспечить высокие коэффициенты теплопередачи при минимальной скорости коррозии в течение всего периода эксплуатации теплообменного аппарата [14, 15].

Таким образом, применение углекислотного метода для предотвращения накипеобразования и биологического обрастания в судовом оборудовании контактирующим с морской водой, следует считать достаточно безопасным в коррозионном отношении.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Акимов Г.В. Теория и методы исследования коррозии металлов. – М.: Изд-во АН СССР, 1945. – 414 с.
2. Томашов Н.Д. Теория коррозии и защиты металлов. – М.: Изд-во АН СССР, 1959. – 592 с.
3. Скорчеллетти В.В. Теоретические основы коррозии. – Л.: Химия, 1973. – 263 с.
4. Улиг Г.Г., Ревы Р.У. Коррозия и борьба с ней. Введение в коррозионную науку и технику: пер. с англ. / Под ред. А.М. Сухотина – Л.: Химия, 1989. – 456 с.
5. Белан Ф.Н. Водоподготовка (расчеты, примеры, задачи). – М.: Энергия, 1980. – 256 с.
6. Коррозия и защита судовых турбопроводов/Яндушкин К.Н., Дризен К.В., Образцов В.М., Алексеенко И.Л. – Л.: Судостроение, 1978. – 192 с.
7. Кульский Л.А., Левченко Т.М., Петрова М.В. Химия и микробиология воды (Практикум). – Киев: Вища школа, 1976. – 116 с.
8. Резенфельд И.Л. Ингибиторы коррозии. – М.: Химия, 1977. – 350 с.
9. Абрамов В.А. Анализ растворимости двуокиси углерода ( $CO_2$ ) в минерализованных водах и определение её количества для достижения необходимых величин рН раствора // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2001. – № 6. – Одесса: ОГМА. – С. 9-19.
10. Иванов Е.Н., Глазырин А.И. Коррозия стали и латуни в растворах угольной кислоты // Электрические станции. – 1979. – № 3 – С. 61-62.

11. Лазаренко Ю.И., Шиманский Б.А. Коррозия конденсаторных трубок в охлаждающей воде после кислотных промывок // Электрические станции. – 1979. – № 8. – С. 51-54.
12. Строков Б.В., Степанов И.А., Мотова И.С. Электрохимические характеристики металлических материалов в морской воде // Технология судостроения. – 1965. – № 8. – С. 60-67.
13. Шрайер Л.Л. Коррозия: Справочник. – М.: Металлургия, 1981. – 631 с.
14. Абрамов В.А. Предотвращение накипеобразования в судовых теплообменных аппаратах и системах, контактирующих с морской водой: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Одесса: ОВИМУ, 1985. – 24 с.
15. Абрамов В.А. К вопросу о величине рН равновесного насыщения морской воды карбонатом кальция ( $pH_s$ ) // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2000. – № 5. – Одесса: ОГМА. – С. 5-10.

УДК 621.431.74.001

Голобородько В.Н., Богданов Б.П.  
ОНМА

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОЧНОСТИ СЦЕПЛЕНИЯ ПЛАЗМЕННОГО ПОКРЫТИЯ С ОСНОВНЫМ МЕТАЛЛОМ ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ ДЕТАЛЕЙ СЭУ

Детали машин и механизмов судовых энергетических установок должны обладать износостойкостью, коррозионной стойкостью, теплоизоляционными свойствами и не в последнюю очередь — жаростойкостью. Для обеспечения жаростойкости используют самые разнообразные напыляемые покрытия в виде металлов и сплавов, керамики и пластмасс [1-3]. Свойства и качество покрытия в значительной степени зависят от технологии напыления. Прежде всего, напыляемый тонкий слой должен обладать хорошей адгезией, для оценки качества которой применяются специальные методики испытания. По этим методикам определяются качественные и количественные характеристики прочности сцепления напыленных покрытий при комнатной температуре 20 °С.

Настоящая работа посвящена исследованию современных теплоизоляционных покрытий применительно к судовым двигателям внутреннего сгорания, к деталям, которые имеют наибольшую теплонапряжённость и во многом регламентируют ресурс судового дизеля.

Основные виды лабораторных испытаний следующие: испытание на прочность сцепления вытягиванием штифта (штифтовая проба); испытание на отрыв с использованием клея (клеевая проба); испытание напыленного материала покрытия на растяжение; испытание на прочность сцепления покрытий при сдвиге (цилиндрический образец). Назначение того или иного вида испытаний (или их совокупности) диктуется спецификой работы поверхности восстанавливаемой детали. Учитывая условия работы деталей цилиндро-поршневой группы двигателя «Зульцер» типа RD-76, в основу оценки эффективности их восстановления было положено испытание по определению прочности сцепления покрытий при сдвиге.

Прочность сцепления определялась сдвигом напыленного слоя с цилиндрической втулки наружным диаметром 30 мм, внутренним 20 мм и рабочей высотой 9 мм (рис. 1). Мате-

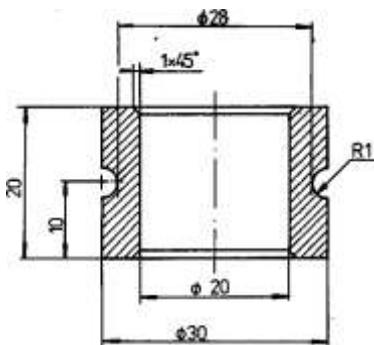


Рис. 1. Образец для испытаний напыленного материала покрытия на прочность сцепления при сдвиге

риал образца аналогичен материалу восстанавливаемых деталей (сталь 20ХМ).

По виду обработки образцы делились на два типа: обработка дробеструйная крупная (диаметр дроби до 2 мм, Одесский завод «Центролит») и обработка дробеструйная мелкая (диаметр дроби до 1 мм, установка «Каскад», Одесский СРЗ).

Для обеспечения равномерной предварительной обработки образцов и последующего напыления покрытий на них была изготовлена установка (рис. 2), в которой оправка с цилиндрическими образцами одним концом опирается на неподвижную опору, а вторым — закреплена в патроне фиксируемой электродрели типа ИЭ-1036Э. Благодаря электронному регулированию частоты вращения шпинделя ( $n = 0 \dots 14$  об/с), обеспечивалась равномерная обработка и нанесение покрытий на образцы.

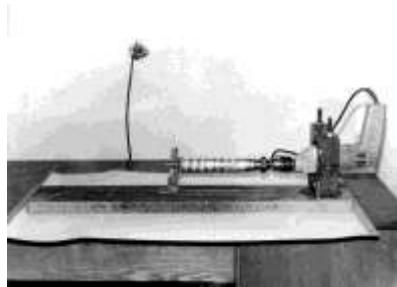


Рис. 2. Установка для обеспечения вращения оправки с образцами в процессе дробеструйной обработки и напыления

После окончания предварительной обработки поверхности образцов производилось нанесение электродуговым металлатором ЭМ-14М подложки из проволоки сталь 10Х19Н10Т с последующим напылением окиси алюминия  $Al_2O_3$  на установке УМП-5. Суммарная толщина покрытия равнялась  $0,5 \div 0,6$  мм при равенстве слоев металлизации и плазменного напыления. Покрытие требуемой толщины наносилось за несколько проходов.

Сдвиг плазменного покрытия производился на специально разработанном и изготовленном приспособлении, которое состоит из гайки, цилиндрического образца, матрицы, опорной части и штока.

Испытания производились на универсальной разрывной машине УММ-5 со скоростью  $v = 1,5$  мм/мин, предел шкалы силоизмерителя машины составляет 50 кН, погрешность показаний  $\pm 1$  %.

Прочность сцепления плазменного покрытия в МПа при сдвиге определялась как отношение усилия предельной сдвигающей нагрузки к площади цилиндрической поверхности, на которую нанесено покрытие.

В таблице приведены в возрастающем порядке первые шесть значений усилий сдвига с учётом зависимости от способа предварительной обработки.

Исследуем статистические характеристики полученного вариационного ряда.

Результаты испытания образцов

Способ предварительной обработки	Величина усилий, кН					
	1	2	3	4	5	6
Дробеструйная крупная	19,45	20,63	24,17	24,76	25,35	27,12
Дробеструйная «Каскад»	20,63	22,40	23,58	24,17	25,35	30,06

Определим математические ожидания  $m$  и эмпирические дисперсии  $S^2$  обеих выборок:

- для крупной дроби (I-й тип)  $m_I = 23,58$  кН,  $S^2 = 10,3596$ ;
- для установки «Каскад» (II-й тип)  $m_{II} = 24,36$  кН,  $S^2_{II} = 12,4488$ .

Оценку полученных данных произведём, используя следующие параметры: наличие выпадающих значений; построение двухстороннего доверительного интервала; сравнение средних значений в обеих выборках, причём во всех трёх случаях примем уровень значимости  $\alpha = 0,01$ , или заданную надёжность  $P = 0,99$  соответственно. Исключение выпадающих значений выполним на основании отношения

$$t = \frac{|X_i - m|}{S}$$

где  $X_i^*$  — подозрительные значения напряжений в выборке.

Полученное значение  $t$  сравним с табличным  $t_{\alpha}(0,99) = 4,36$ , [4]:

$$t'_I = \frac{|19,45 - 23,58|}{3,219} = 1,238 < t_{\alpha} 0,99 ,$$

$$t''_I = \frac{|27,12 - 23,58|}{3,219} = 1,100 < t_{\alpha} 0,99 ,$$

$$t'_{II} = \frac{|20,63 - 24,36|}{3,528} = 1,057 < t_{\alpha} 0,99 ,$$

$$t''_{II} = \frac{|30,06 - 24,36|}{3,528} = 1,632 < t_{\alpha} 0,99 .$$

Поскольку параметр  $t$  для всех подозрительных точек в обеих выборках меньше табличного, с вероятностью  $P = 0,99$  можно утверждать, что вариационные ряды не содержат грубых ошибок.

Доверительную двухстороннюю оценку истинного значения напряжений

$$m - \varepsilon < \sigma < m + \varepsilon$$

найдем по соотношению для  $\varepsilon$  с применением распределения Стьюдента

$$\varepsilon = t P, k \frac{S}{\sqrt{n}},$$

где  $k = n - 1$ .

В нашем случае  $t(0,99;5) = 4,032$ ,  
тогда

$$\varepsilon_I = 4,032 \frac{3,219}{\sqrt{6}} = 5,299,$$

$$\varepsilon_{II} = 4,032 \frac{3,528}{\sqrt{6}} = 5,807.$$

Таким образом, с надёжностью  $P = 0,99$  доверительные оценки для обеих выборок получаем

$$18,28 < \sigma_I < 28,88,$$

$$18,55 < \sigma_{II} < 30,17.$$

Существенно, что оба вариационных ряда целиком укладываются в полученные интервалы.

Сравнение средних в двух сериях независимых измерений для решения вопроса о случайном или неслучайном расхождении значений  $m_I$  и  $m_{II}$  выполняется с применением отношения

$$t = \frac{m_I - m_{II}}{S \sqrt{\frac{1}{n_I} + \frac{1}{n_{II}}}},$$

где

$$S = \sqrt{\frac{n_I - 1 S_I^2 + n_{II} - 1 S_{II}^2}{n_I - 1 + n_{II} - 1}} = \sqrt{\frac{6 - 1 \cdot 10,3596 + 6 - 1 \cdot 12,4488}{6 - 1 + 6 - 1}} = 3,377.$$

Таким образом,

$$t = \frac{24,36 - 23,58}{3,377 \sqrt{\frac{1}{6} + \frac{1}{6}}} = 0,400.$$

Это значение сравнивается с величиной  $t(P;k)$ , где число степеней свободы  $k = n_I + n_{II} - 2 = 10$ , и тогда

$$t(0,99;10) = 3,169.$$

На основании лабораторных испытаний и статистической их обработки можно сделать следующие выводы:

1. Поскольку  $t \square t(0,99;10)$ , расхождение средних в обеих выборках с надёжностью вывода  $P = 0,99$  незначимо и следует признать, что различие технологической подготовки поверхности, то есть обработка крупной дробью или в аппарате типа «Каскад», не повлияло на свойства покрытия; при этом полученное значительное отличие оценок  $t$  и  $t(0,99;10)$  убеждает в том, что для вывода о незначимости расхождения средних оказался достаточным и объём выборок в обеих сериях испытаний.

2. Кривая на рис. 3 показывает, что с ростом толщины покрытия прочность сцепления с основным металлом значительно понижается.

3. Полученные нами результаты хорошо согласуются с данными, приведенными в [5].

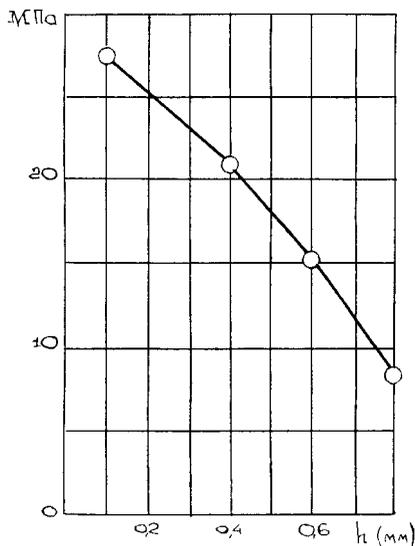


Рис. 3. Соотношение между толщиной покрытия  $h$  и прочностью сцепления покрытия  $Al_2O_3$  с основным металлом (сталь 20ХМ)

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аткинс Ф.Дж., Шарп И.М. Контроль качества при плазменном напылении. – М.: Атомиздат, 1973. – С. 302-310.
3. Гладков В.Е., Голобородько В.Н., Лукьянов В.М. Плазменное напыление теплостойких покрытий на головки поршней и крышки цилиндров судовых малооборотных дизелей // Морской транспорт. Сер. «Передовой производственный опыт, рекомендуемый для внедрения на морском транспорте». – М, 1989. – Вып. 2. – С. 47-52.
4. Лукьянов В.М., Голобородько В.Н. Новая методика испытания материалов на термостойкость // Морской транспорт. Сер. «Судоремонт». – М. – 1990. – Вып. № 7(626). – С. 1-5.
5. Румшицкий Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. Справочное руководство. – М.: Наука. – 1971. – 192 с.
6. Хасуи А., Моригаки О. Наплавка и напыление. – М.: Машиностроение. – 1985. – 187 с.

УДК 621.431.74.004.67

Ковтун В.Г., Молодцов Н.С.  
ОНМА

## **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ УПРОЧНЕНИЯ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ СТС, ВОССТАНОВЛЕННЫХ НАПЛАВКОЙ**

В процессе эксплуатации судовых технических средств (СТС) на современной стадии развития судоходства основное внимание уделяется экономии средств на их эксплуатацию. Наплавка является одним из наиболее распространенных способов восстановления изношенных деталей СТС. Этим способом можно получить поверхностный слой (или слои) с особыми свойствами (износостойкостью, антифрикционностью и др.). При этом наибольший объем наплавочных работ выполняется электрической сварочной дугой.

Особенно важно при наплавке получение однородности наплавленного металла, а следовательно, и его свойств на всей поверхности наплавленной детали.

Физико-механические свойства наплавленного слоя в значительной степени зависят от процентного содержания в нем углерода. Однако наплавка материалами типа Нп-30, Нп-35, Нп-40, Нп-50, Нп-65, Нп-65Г, Нп-65ХГСА, содержащими углерод от 0,30 % и более, приводит к повышению твердости наплавленного слоя и требует использования специальных технологических приемов (подогрев перед наплавкой с последующим медленным охлаждением и др.). В противном случае, как известно, могут появиться трещины и другие дефекты.

Вместе с этим выполнение указанных технологических приемов для получения качественного сварного шва при наплавке углеродистыми наплавочными материалами не всегда возможно и экономически не оправдано. Поэтому для получения качественных бездефектных наплавленных поверхностных слоев рекомендуются низкоуглеродистые наплавочные материалы типа Св 08, которые поставляются в виде проволоки или ленты. Эти материалы доступны и дешевы. Однако наплавленные этими материалами поверхности зачастую не обладают необходимыми физико-механическими свойствами. Для устранения этого недостатка применяются различные методы упрочнения.

Наиболее широко применяемый метод упрочнения - пластическое деформирование, позволяет увеличить микротвердость поверхности до 1,5 раза.

Наиболее эффективным, на наш взгляд, является способ поверхностного упрочнения трением (ПУТ), позволяющий увеличить микротвердость поверхностного слоя в два и более раза по сравнению с осно-

вой. При этом толщина и микротвердость зоны упрочнения зависит от содержания в ней углерода [1].

Экспериментально установлено [2], что упрочнению трением целесообразно подвергать детали, изношенные поверхности которых восстановлены наплавкой низкоуглеродистыми наплавочными материалами с содержанием углерода в поверхностном слое не менее 0,23 %.

В процессе восстановления изношенных деталей электродуговой наплавкой происходит перемешивание металла основы и электрода. При этом в зависимости от режимов наплавки доля основного металла при однослойной наплавке может достигать 65 %. Для определения содержания углерода в наплавленном слое рекомендуется пользоваться следующей формулой:

$$C_{\text{нс}} = \frac{C_{\text{ом}} - C_{\text{эл}}}{1 + \frac{\alpha_{\text{н}}}{U_{\text{д}}} K} + C_{\text{эл}} \geq 0,23\%,$$

где  $C_{\text{нс}}$ ,  $C_{\text{ом}}$ ,  $C_{\text{эл}}$  — количество углерода в наплавленном слое, основном металле и металле электрода, соответственно в %;  $\alpha_{\text{н}}$  — коэффициент наплавки, г/(А·ч);  $U_{\text{д}}$  — напряжение сварочной дуги, В;  $K$  — постоянный коэффициент для данного метода наплавки определяемый по формуле:

$$K = \pi \cdot \eta_{\text{и}} \cdot \rho \cdot 216 \cdot A^2,$$

где  $\eta_{\text{и}}$  — эффективный КПД дуги;  $\rho$  — плотность металла;  $A$  — коэффициент, равный 0,0165 при наплавке углеродистых и низкоуглеродистых сталей в среде  $\text{CO}_2$ .

С целью исключения перегрева деталей наплавку необходимо производить в два захода, с перекрытием валиков не более  $1/2$  и не менее  $1/3$  ширины валика.

Величина упрочненного слоя после ПУТ при содержании углерода в нем 0,23 % достигает 120...150 мкм.

Во многих случаях глубина упрочненного слоя должна быть больше 150 мкм. С этой целью рекомендуются другие методы повышения эффективности упрочнения поверхностного слоя и использования наряду с ПУТ закалки, ультразвуковой обработки и др.

Наиболее распространенным способом насыщения углеродом поверхностного слоя стальных изделий является цементация, которая проводится в твердой либо газовой средах.

Цементация в твердой среде заключается в том, что деталь помещают в цементационный ящик и засыпают карбюризатором, состоящим на 50 – 60 % из активированного угля с добавками, активаторами. При на-

греве в печи до температуры 900 – 950 °С древесный уголь вступает в реакцию с кислородом воздуха, образуя окись углерода CO, которая у поверхности детали диссоциирует по реакции



Выделившийся атомарный углерод диффундирует вглубь металла. Цементируемый слой толщиной в 1 мм можно получить за 9,5 – 10,5 часов, при этом содержание углерода в поверхностном слое составит 0,8 – 1,0 %.

Газовая цементация заключается в нагреве стальных деталей в печах до температуры 900 – 950 °С в углеродсодержащей атмосфере, в качестве которой может быть использован метан:



При газовой цементации несколько сокращается время насыщения углеродом, так как отпадает необходимость нагрева цементационного ящика и процесс можно механизировать.

Нитроцементация (газовое цианирование) заключается в одновременном насыщении поверхности деталей углеродом и азотом при температурах 840 – 860 °С в газовой смеси из науглероживающего газа и аммиака. Продолжительность процесса составляет от 1 до 10 часов при толщине слоя 0,1 – 1,0 мм.

Одним из путей дальнейшей интенсификации процесса насыщения поверхности деталей углеродом является цементация стальных наплавленных деталей в растворе полистирола в толуоле. В этом случае цементированный слой толщиной в 1 мм можно получить за несколько минут [3]. Такая эффективность насыщения поверхностного слоя углеродом объясняется следующим.

В интервале температур цементации молекулы полимера не выдерживают нагрева и разрушаются, а на поверхности металла образуется повышенная концентрация активных углеродсодержащих с высокой концентрацией свободных радикалов - весьма агрессивных образований. Радикалы, активно взаимодействуя с поверхностью металла, выделяют атомы углерода, насыщая им эту поверхность металла. С помощью полимерного раствора можно также проводить и цианирование.

Другим способом интенсификации процесса насыщения является способ нагрева металла в водных электролитах [4]. Сущность этого способа заключается в том, что деталь и корпус ванны с электролитом подключаются к источнику постоянного тока. При этом электролит содержит в своем составе насыщающий компонент: соединения углерода, азота, серы и др. При напряжениях 100 – 200 В и силе тока в десятки ампер на квадратный сантиметр происходит диссоциация электролита, который на поверх-

ности детали вскипает и отделяется от нее сплошной паровой рубашкой. Проводимость через эту рубашку осуществляется электрическими разрядами, нагревая деталь до температуры выше точки  $A_{с3}$ . Электрические разряды приводят к выделению насыщающего компонента в оболочке вокруг детали, его абсорбции на поверхности детали и диффузии в металл. После выдержки под напряжением в течение 1 - 5 мин. электрический ток выключается, что приводит к закалке детали непосредственно в электролите. Деталь может быть как катодом, так и анодом.

Способ насыщения стальных наплавленных деталей углеродом и другими элементами путем нагрева металла в соответствующих водных электролитах позволяет значительно повысить скорость насыщения. Однако, по сравнению с рассмотренным, этот способ требует дальнейших исследований по выбору режимов обработки, подбору составов электролитов, конструкции самой установки и др.

Заслуживает внимания способ насыщения стальных деталей углеродом в факеле электрической дуги, горящей между двумя графитовыми электродами. Нагрев детали электрической дугой, атмосфера которой насыщена атомарным углеродом, приводит к его диффузии в поверхностный слой детали (деталь в электрическую цепь не включается). Этот способ отличается простотой и доступностью для судовых условий (достаточно иметь сварочный трансформатор и специальную горелку для графитовых элементов).

В качестве способа науглероживания поверхностного слоя можно также использовать обработку поверхностного слоя детали с низким содержанием углерода угольной дугой обратной полярности. В этом случае угольный стержень становится анодом, а основной металл катодом. При обратной полярности расплавленный металл (сталь) отличается особой жидкотекучестью и подвижностью и дает гладкую поверхность наплавки, при этом расплавленный металл интенсивно науглероживается, содержание углерода в нем может достигнуть 0,6...1,0 %. В результате усиленного испарения материала электрода атмосфера дуги обратной полярности сильно обогащается парами углерода, который растворяется в металле. Этот способ может быть применен в производственных условиях, как простой и удобный способ образования слоя науглероженного металла на поверхности изделия.

Анализ рассмотренных способов науглероживания поверхностного слоя показывает, что каждый из них может быть наиболее эффективным только для конкретных условий и способов восстановления и упрочнения рабочих поверхностей деталей СТС. Поэтому для определения границ эффективности этих способов или значений их потенциалов необходимо выполнить следующие мероприятия.

1. Определить качественные и количественные показатели каждого способа науглероживания согласно РД 31.55.03.06-85 [5].

2. Определить численные значения показателей по соответствующим графическим или аналитическим зависимостям РД 31.55.03.06-85.

3. Перевести значения показателей в безразмерные числа и определить потенциалы способов и направления максимизации отдельных показателей, используя зависимость [6]:

$$D_{свj} = \sqrt[n]{\prod_{i=1}^n d_{свji}^{\lambda_i}},$$

где  $D_{свj}$ ,  $d_{свji}$  — безразмерные числа (потенциалы), оцениваемые соответственно  $j$ -й способ по всем показателям с учетом их веса и  $i$ -й показатель  $j$ -го способа восстановления;  $n$  — количество всех показателей, значения которых в нем не отличаются более чем на 10 % или связаны общностью признаков;  $\lambda_i$  — шкалирующий коэффициент, учитывающий вес  $i$ -го показателя.

Таким образом, для повышения эффективности упрочнения рабочих поверхностей деталей СТС, восстанавливаемых наплавкой, для конкретных условий производства, необходимо следующее.

1. Изношенные детали СТС восстанавливать наплавкой низкоуглеродистыми материалами, обеспечивающей получение бездефектного наплавленного слоя;

2. Для повышения физико-механических свойств наплавленного слоя производить его упрочнение, учитывая, что значения этих свойств зависят от содержания в нем углерода;

3. Содержание углерода, получаемое за счет перемешивания наплавленного слоя с основным металлом определять по предложенной формуле. При упрочнении трением его должно быть не менее 0,23 %.

4. Для дальнейшего повышения эффективности упрочнения наплавленных низкоуглеродистыми материалами поверхностей проводить их дополнительное науглероживание одним из рассмотренных способов.

5. Для выбора оптимального способа науглероживания и получения тем самым наибольшей эффективности упрочнения выполнять указанные мероприятия по определению потенциалов этих способов и направлений их максимизации.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Молодцов Н.С., Ковтун В.Г. Эффективность упрочнения трением поверхностей наплавленных низкоуглеродистыми материалами // Судоремонт флота рыбной промышленности. – 1985. – № 57. – С. 20-22.

2. Молодцов Н.С., Ковтун В.Г. Повышение циклической долговечности методом поверхностного упрочнения трением при восстановлении деталей электродуговой наплавкой. // Судостроение. – 1984. – № 3. – С. 46-47.
3. Мастяев В. Работать быстрее значит делать несколько дел сразу. // Изобретатель и рационализатор. – 1981. – № 10. – С. 8-9.
4. Белкин П.Н., Пасинковский Е.А., Факторович А.А. Упрочнение деталей машин и инструментов в электронной плазме // Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. – 1982. – Ч. 3. – С. 201-202.
5. РД 31.55.03.06-85. Рекомендации по оценке и выбору способа восстановления деталей судовых технических средств. – М.: В/О «Мортеинформреклама», 1986. – 25 с.
6. Молодцов Н.С. Основы теории восстановления и упрочнения деталей судовых технических средств как системы при ограниченных ресурсах // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2002. – Вып. 7. – Одесса: ОНМА. – С. 74-81.

УДК 629.5.083.4

Кривошеков В.Е.  
ОНМА

## **ИНЖИНИРИНГ СИСТЕМ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ИЗНОШЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ И ОБЕСПЕЧЕНИЯ СУДОВ ТОРГОВОГО ФЛОТА ЗАПАСНЫМИ ЧАСТЯМИ**

Одним из путей повышения эффективности обслуживания и ремонта судов торгового флота является построение в управляющей компании и на её судах современной системы менеджмента затрат на запасные части вообще и на восстанавливаемые детали, в частности.

В настоящее время в мире, во всех компаниях и на всех судах валовой вместимостью 500 и более БРТ в обязательном порядке внедрены и сертифицированы системы управления безопасностью в соответствии с требованиями обязательного международного стандарта ИМО-кодекса МКУБ. Расширяется внедрение систем менеджмента качества в соответствии с требованиями добровольных международных стандартов ИСО серии 9000, 14000 и др. Все эти системы менеджмента позволяют повысить конкурентоспособность предприятия на рынке своей продукции (услуг), улучшить собственные бизнес-процессы и социальную среду внутри компании. По мнению авторитетного классификационного общества, Дет Норске Веритас: «...неформальное внедрение интегрированных требований кодекса МКУБ и стандартов ИСО серии 9000 позволяет снизить расходы компании только на запасные части на 20 и более процентов...».

Работы, проводимые автором по инжинирингу систем восстановления и повторного использования изношенных деталей на судах ЧМП в конце 80-х и начале 90-х годов прошлого века, давали ежегодную экономию затрат на запасные части при техническом обслуживании и ремонте судов измеряемую сотнями тысяч американских долларов. В связи с прекращением деятельности ЧМП, эти работы пришлось свернуть, хотя в УДП они продолжают в рамках реализации положений разработанного автором нормативного документа МР 115.02-92 «Методические рекомендации по инженерному обеспечению системы восстановления изношенных деталей судовых технических средств УДП», введённого в действие с 1993 г.

Методологическая сторона инжиниринга систем восстановления изношенных деталей и обеспечения судов запасными частями разработана достаточно основательно, имеет соответствующий математический аппарат, таблицы и номограммы для инженерных расчётов, примеры практической реализации. В содержательном плане методические рекомендации распространяются на любые компании, имеющие в своём со-

ставе (в операторстве) транспортный, рыболовный, технический или любой другой флот.

Рубрикацию основной части методики составляют следующие разделы:

- выбор номенклатуры деталей для восстановления;
- определение и планирование фонда деталей для восстановления и минимально необходимых объёмов закупки новых запасных частей;
- технико-экономическое обоснование восстановления запасных частей;
- организация и проведение подконтрольной эксплуатации и оценка качества восстановленных запасных частей;
- оценка эффективности системы обеспечения судов восстановленными запасными частями и её дальнейшее совершенствование.

Подробные деловые предложения по рассматриваемой теме направлены в некоторые украинские компании, эксплуатирующие флот, в январе 2003 года, но процесс их реализации задерживается.

В заключение следует отметить, что мониторинг систем восстановления изношенных деталей и обеспечения судов запасными частями действительно позволяет на 20-30 % сократить эксплуатационные затраты, особенно в том случае, если компания имеет 2-3 однотипных судна. Следует также поставить вопрос перед Министерствами образования и науки, транспорта об открытии соответствующей специализации в вузах.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.

1. Кривошеков В.Е. Обеспечение судов восстановленными запасными частями: опыт системного анализа (Морской транспорт. Серия «Технич. эксплуатация флота»): Экспресс-информ. – Вып. № 9(839)-10(840). – М.: Мортехинформреклама, 1995. – С. 1-11.
2. Кривошеков В.Е. Восстановление изношенных деталей как эффективный метод ресурсосбережения при техническом обслуживании и ремонте судов // Сб. докл. 1-го Всеукраинского научно-практич. семинара «Судоремонт: реалии и перспективы» (29 ноября-01 декабря 2000 г., г. Николаев). – Николаев: ДП «ТТЦ», 2001. – С. 76 - 82.
3. Кривошеков В.Е. О состоянии и перспективах внедрения систем управления качеством на предприятиях морского и речного транспорта Украины // Материалы 9-го Международного Форума «Дни качества в Киеве-2000», (7-10 ноября 2000 г., г. Киев). – К.: Межотраслевой центр качества «ПРИРОСТ», УАК, 2001. – С. 81 - 84.
4. Кривошеков В.Е. Концепция всеобщего качества как национальная идея формирования государственной морской политики и первоос-

нова инноваций в судоходство Украины // Сб. докл. 2-й Всеукраинской научно-практич. конфер. «Судоходство Украины — инновации флота, портов и грузоперевозок», (30 мая – 01 июня 2001 г., г. Феодосия). – ЮАПК Минпромполитики Украины, 2001. – С. 109 - 121.

УДК 681.586.773:537.228.1

Плавинский Е.Б., Никольский В.В., Цубенко А.С.  
ОНПУ, ОНМА

### ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ВИСКОЗИМЕТР

В процессе эксплуатации современных судовых энергетических установок неотложной необходимостью является контроль вязкости таких сред как топливо, смазочные масла и др. Настоящая работа посвящена разработке вискозиметра на пьезоэлементах, который по своим параметрам существенно превосходит существующие аналоги.

В работе [1] рассмотрен ряд конструкций пьезоэлектрических вискозиметров, выполненных на прямоугольных, круглых и цилиндрических пьезокерамических биморфных элементах. В работе [2] приводятся результаты экспериментов с биморфным пьезокерамическим вискозиметром, изготовленным из прямоугольных пластин.

В статье описана конструкция датчика для измерения вязкости в стоячих и движущихся жидких средах (рис. 1).

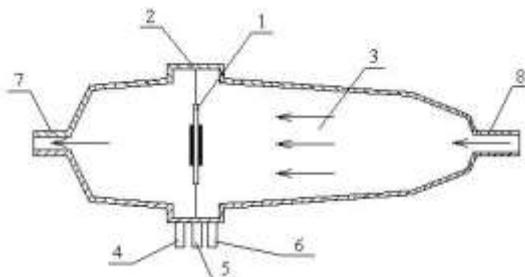


Рис. 1. Пьезоэлектрический вискозиметр: 1 - пьезопреобразователь; 2 - корпус; 3 - вязкая среда; 4, 5 - входной и выходной контакты; 6 - общий контакт; 7, 8 - выходной и входной патрубки

Пьезоэлектрический вискозиметр выполнен в виде цилиндрической полой ёмкости, в которой перпендикулярно течению жидкости расположен пьезоэлектрический преобразователь (ПП) (рис. 2), закреплённый при помощи трёх электродов к корпусу и состоящий из двух пьезокерамических элементов, соединенных монолитно.

Через входной патрубок 8 (рис. 1) поступает вязкая среда 3, заполняя полностью корпус 2. На входной контакт 4 подаётся напряжение для возбуждения ПП 1. При помощи регистрирующего устройства через выходной контакт 5 снимаются экспериментальные данные. Общий контакт 6 подключается к источнику напряжения и регистрирующему устройству. Через выходной патрубок 7 вязкая среда удаляется из первичного измерительного преобразователя.

В связи с тем, что ПП оказывает противодействие действующей на него вязкой среде, его колебательная скорость движения зависит от значения коэффициента вязкости жидкости. Для жидких сред с разной вязкостью частоты первого и второго резонанса будут различны. Это позволяет установить зависимость между вязкостью жидкости и значением частоты, на которой наблюдается резонанс пьезокерамического элемента. По значениям этих частот строится переходная характеристика.

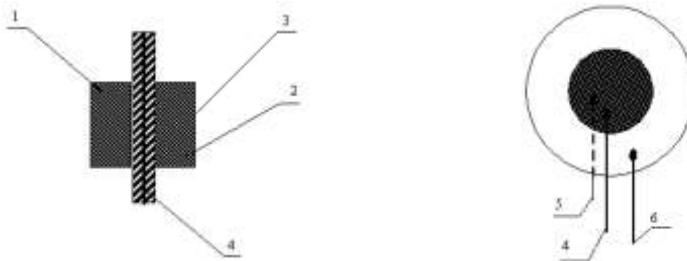


Рис. 2. Пьезоэлектрический преобразователь: 1, 2 — пьезоэлементы; 3 — изолирующий слой; 4 — общий контакт; 5 и 6 — входной и выходной контакты

Результатом работы устройства является не только непосредственно числовое значение вязкости, система также позволяет распознать неизвестную жидкость по определенной, находящейся в базе данных системы, переходной характеристике, которая отражает значения пиков резонансных колебаний пьезоэлемента в различных жидкостях, полученных при помощи этой же системы заранее и занесенных в базу данных.

Для обработки информации была использована система, состоящая из генератора, пьезоэлектрического вискозиметра, аналого-цифрового преобразователя и регистрирующего устройства. Составные элементы установки могут быть как стандартно выпускаемыми промышленностью, так и специализированными.

В качестве задающего генератора использовался генератор синусоидальных колебаний с регулировкой частоты выходного сигнала в диапазоне 1...100 кГц. Так как пьезоэлектрический вискозиметр представляет собой устройство, в основу которого положены явления прямого и обратного пьезоэффекта, для его эксплуатации необходимо выполнение определенных требований: герметизация корпуса, виброустойчивость. Однако основным дестабилизирующим фактором, влияние которого на изменение частоты значительно больше других, остаётся температура. Поэтому необходимо обеспечить термостатирование ПП. В качестве регистрирующего устройства в системе может быть использован как осциллограф, так и вольтметр. Для автоматизации измерений можно применять ЭВМ, позволяющую с высокой скоростью выдать оконча-

тельный результат исследований без участия в расчетах оператора. Были проведены эксперименты с использованием двух персональных компьютеров, на которых был установлен пакет CollEdit, позволяющий имитировать звуковые сигналы амплитудой до 1 В и частотным диапазоном 20 – 44000 Гц и воспринимать ответную реакцию ПП.

На рис. 3 представлена схема установки, в состав которой входят генератор, биморф, нормирующий усилитель напряжения и АЦП.

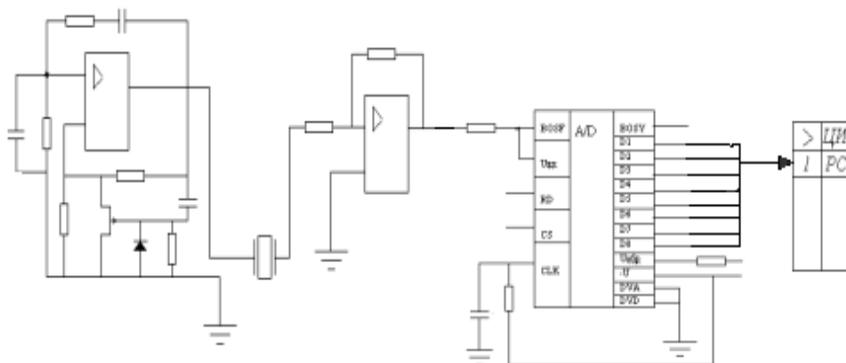


Рис.3. Принципиальная схема системы

Частота синусоидальных колебаний данного генератора является линейной функцией и зависит от номиналов сопротивлений и емкостей в схеме. Микросхемы усилителей, входящих в состав как генератора, так и нормирующего усилителя, представляют собой операционные усилители К140УД2А средней точности без частотной коррекции с составными транзисторами на входе. В систему также был включён АЦП К572ПВ3, служащий для преобразования аналогового сигнала в цифровой. Напряжение выходного сигнала пьезоэлектрического вискозиметра лежит в пределах 20...200 мВ. Это значение неприемлемо для измерительных информационных систем, поэтому на выходе датчика расположена схема усилителя напряжения.

Исходя из того, что резонирующий пьезоэлемент будет находиться в жидкости, его необходимо покрыть изолирующим слоем. Механизм влияния жидкой среды на частоту и другие параметры резонатора объясняется поглощением влаги поверхностью ПЭ, следовательно, увеличением массы и понижением частоты его колебаний. Одновременно наблюдается и увеличение времени затухания колебаний. Поверхность пьезокерамики обработана анаэробным полимером, что обеспечивает хорошую герметизацию.

Для проведения эксперимента были выбраны следующие жидкости: керосин; спирт; масло Shell T-17; масло Shell Omalla.

По полученным данным была построена АЧХ (рис. 4), из которой видно, что у самой вязкой жидкости резонанс наблюдается на более высоких частотах (см. жидкость — масло Shell Omalla).

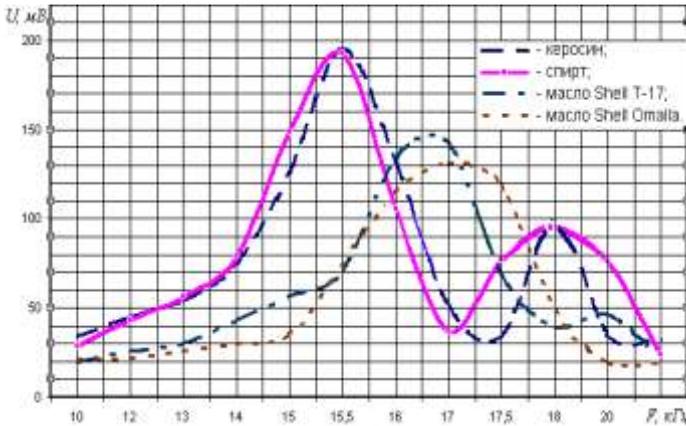


Рис. 4.

На следующем этапе было принято решение продолжить эксперимент, разбавляя 96 % спирт водой с интервалом в 10 %. Конечная концентрация спирта — 40 %. После проведения эксперимента были получены данные, по которым была построена АЧХ (рис. 5).

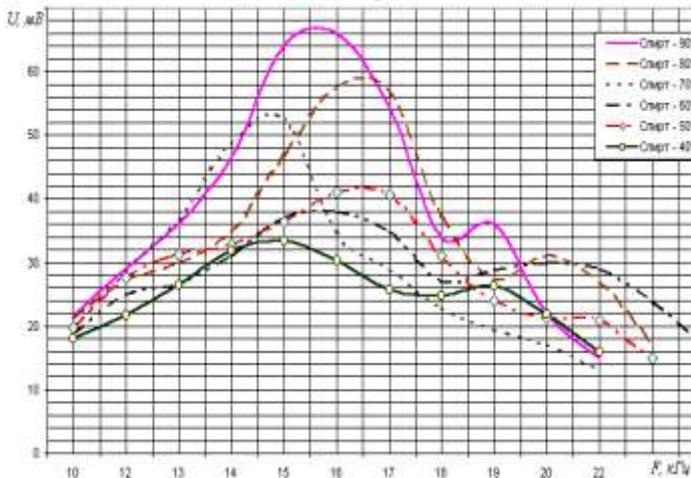


Рис. 5.

Кроме того, следует отметить, что для уменьшения температурной погрешности и увеличения чувствительности датчика нужно применить схемное термостатирование и изменить конструкцию чувствительного элемента. Для этого можно использовать пару пьезодатчиков, один из которых должен находиться вне потока, работая на холостом ходу, и подвергаться температурному воздействию наравне с другим, при этом биморф можно заменить монопластиной с разрезными электродами.

Таким образом сформулирована концепция создания пьезовискозиметра, который может устойчиво работать в системах смазки и топлива судовых энергетических установок.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Джагунов Р. Г., Ерофеев А. А. Пьезоэлектронные устройства вычислительной техники, систем контроля и управления: Справочник. – СПб.: Политехника, 1994. – 608 с.
2. Плавинский Е.Б., Никитенко И.В., Никольский В.В., Поповский А.Ю., Крохмаль Д.Ю., Глазева О.В. Измерения вязкости жидких сред пьезоэлектрическим вискозиметром // Судовые энергетические установки: Науч.-техн. сб. – 2001. – Вып. 6. – Одесса: ОГМА. – С. 61-62

УДК 621.431.74:629.12.04

Тарапата В.В.  
ОНМА

## **ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ КАК ПРОЦЕСС ОПТИМИЗАЦИИ МАССОПЕРЕНОСА ПРИ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ, ТЕХНИЧЕСКОМ ОБСЛУЖИВАНИИ И РЕМОНТЕ**

Важнейшим требованием к морским судам как транспортным средствам, работающим в экстремальных условиях, является высокая надежность. Судовым дизельным установкам в ее обеспечении отводится главная роль, так как именно от них в значительной мере зависит безопасность мореплавания. Хотя повышению их долговечности посвящены многочисленные исследования, проблему отнести к разряду решенных пока не удается. Действительно, поток отказов дизелей в настоящее время достигает 70...78 % от общего по судну и заметной тенденции к его снижению не наблюдается [1-3 и др.].

Согласно [4], долговечность является одной из характеристик надежности, используемой для оценки восстанавливаемых изделий. Базис этого критерия закладывается уже при изготовлении детали – в соответствии с требованиями рабочего чертежа ее рабочим поверхностям сообщается заданный комплекс свойств (по твердости, шероховатости поверхности и др.). Затем, в ходе следующих друг за другом циклов «эксплуатация – ремонт» и происходит формирование такого показателя долговечности, как ресурс детали – наработка до предельного состояния, определяемая из условия технической невозможности или экономической нецелесообразности очередного,  $n$ -кратного восстановления изношенной детали.

Сейчас каждый из этапов цикла рассматривается изолированно и исследуется с помощью характерного только для него логического и математического аппарата.

Действительно, для описания процессов изнашивания при эксплуатации многочисленных трибосопряжений судна приемлемы представления о контактном взаимодействии твердых тел и основанные на нем методы расчета параметров износа [5-7]. Их практическая реализация [8] направлена на увеличение времени работы детали до достижения предельного состояния.

При ремонте, напротив, с позиций физической химии рассматриваются преимущественно газообразное и жидкое агрегатные состояния вещества в зависимости от элементов режима технологической операции по наращиванию изношенной поверхности – температуры, давления среды и пр. [9, 10]. Длительность этого этапа, как правило, стремятся минимизировать.

Таким образом, для описания объекта на протяжении его существования от изготовления до списания – «жизненного цикла», используются принципиально отличающиеся друг от друга подходы, не имеющие единой научной платформы и затрудняющие создание обобщенной модели его поведения. Это замечание в полной мере относится и к самым последним исследованиям, затрагивающим проблему обеспечения долговечности объекта по его техническому состоянию и рассматривающим его поведение только в процессе эксплуатации [11].

Однако, по нашему мнению, такая модель может быть построена, если обе части «жизненного цикла» детали — и эксплуатацию, и восстановление — рассматривать с позиций массопереноса. Такой подход был достаточно успешно апробирован при создании феноменологических и математических моделей 2-ой части упомянутого выше цикла — он проанализировать рассмотреть с единой позиции разнородные по своей сути процессы восстановления изношенных поверхностей [12, 13]. Поэтому целью настоящего исследования было распространение этой оценки на весь период «жизни» детали.

Анализ приведенных в [14] различных причин потери работоспособности судовых дизелей позволил особо выделить 2 принципиально важных отличия износных и коррозионных отказов:

- параметрический характер, позволяющий отслеживать изменение состояния объекта во времени как по показаниям приборов, так и при проведении плано-предупредительных технических осмотров;
- уменьшение массы (размеров) объекта, в сравнении с номинальной, по существу и являющееся критерием его технического состояния.

Учитывая однозначную связь между массой детали и величиной износа (глубиной коррозионного повреждения), представим изменение  $M_{дет}$  в виде совокупности участков, отвечающих периодам работы детали и ее восстановления при ремонте судна (рис. 1). При этом допускаем, что:

- уменьшение массы в период приработки незначительно и учитывается при определении наработки на отказ;
- скорость массового износа в период нормальной работы, отвечающей известной зависимости «величина износа – время», постоянна.

Тогда приведенную графическую зависимость можно аналитически

выразить функцией типа 
$$l_{\text{пред}} = \sum_{i=1}^n f_i \tau$$
 с областью значений  $M_{ном...}$

$M_{пред}$ :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{д}} = \dot{m}_{\text{н}} + \frac{\dot{m}_{\text{р}} - \dot{m}_{\text{н}}}{\tau_1} \tau_{|0}^{\tau_1} + \frac{\dot{m}_{\text{н}} - \dot{m}_{\text{р}}}{\tau_2 - \tau_1} \tau_{|\tau_1}^{\tau_2} + \\ + \frac{\dot{m}_{\text{н}} - \dot{m}_{\text{р}}}{\tau_3 - \tau_2} \tau_{|\tau_2}^{\tau_3} + \dots + \frac{\dot{m}_{\text{н}} - \dot{m}_{\text{р}}}{\tau_n - \tau_{n-1}} \tau_{|\tau_{n-1}}^{\tau_n}. \end{aligned} \quad (1)$$

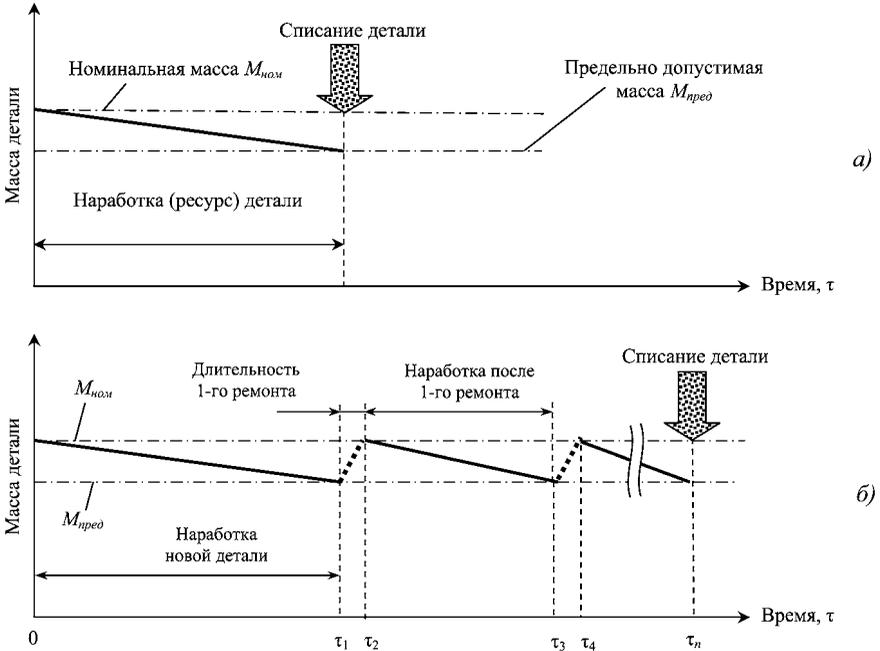


Рис. 1. Циклограммы изменения массы детали в период от ее изготовления до списания: а — невосстанавливаемой, б — восстанавливаемой.

При этом каждое из слагаемых, начиная со второго, имеет свою область определения. Для категории невосстанавливаемых деталей их всего 2, для восстанавливаемых — зависит от кратности восстановления  $n$ .

Общий ресурс детали до списания можно представить как сумму наработок новой и восстановленной детали (с учетом кратности восстановления):

$$\tau_{\text{д}}^{\text{н}} = \tau_{\text{д}}^{\text{н}} + \sum_{i=1}^n \tau_{\text{д}}^{\text{р}i}$$

Весь же «жизненный цикл» детали дополнительно будет включать суммарное время восстановления  $\tau_{\text{д}}^{\text{р}} = \sum_{i=1}^n \tau_i^{\text{р}}$ :

$$\dot{Q}_{\text{æèçí}} = \dot{Q}_{\text{ðáñ}}^{\text{í î ä}} + \sum_{i=1}^n \dot{Q}_{\text{ðáñ}}^{\text{âí ññò}} + \sum_{i=1}^n \tau_i^{\text{âí ññò}}.$$

Структура этого выражения позволяет использовать его при анализе проблем увеличения технического ресурса (наработки) новых деталей, повышения наработки деталей после их ремонта и сокращения его времени.

Преобразуем (1), разделив его на площадь изнашиваемой трибоповерхности  $S_{\text{триб}}$  и дополнительно учитывая, что знаменатели слагаемых — не что иное, как наработка  $\dot{Q}_{\text{ðáñ}}^{\text{í î ä}}$  или длительность технологической операции по наращиванию (восстановлению) износившейся поверхности  $\tau_i^{\text{âí ññò}}$ :

$$\begin{aligned} \frac{\dot{I}_{\text{äáò}}}{S_{\text{ððèä}}} &= \frac{\dot{I}_{\text{í î ä}}}{S_{\text{ððèä}}} + \frac{\dot{I}_{\text{í ðää}} - \dot{I}_{\text{í î ä}}}{S_{\text{ððèä}}} \tau_{\text{í î ä}}^{\tau_1} + \frac{\dot{I}_{\text{í î ä}} - \dot{I}_{\text{í ðää}}}{S_{\text{ððèä}}} \tau_{\text{í î ä}}^{\tau_2} + \\ &+ \frac{M - M}{S_{\text{ððèä}}} \tau_{\text{í î ä}}^{\tau_3} + \dots + \frac{\dot{I}_{\text{í î ä}} - \dot{I}_{\text{í ðää}}}{S_{\text{ððèä}}} \tau_{\text{í î ä}}^{\tau_{n-1}}. \end{aligned} \quad (2)$$

Анализ полученного выражения (2) с позиций теории размерностей показывает, что отношения вида  $\frac{\dot{I}_{\text{í ðää}} - \dot{I}_{\text{í î ä}}}{S_{\text{ððèä}} T_{\text{ðáñ}}^{\text{í î ä}}}$  характеризуют интен-

сивность изнашивания и представляют собою потоки массы  $J_{\text{изнаш}}$  [кг/(м<sup>2</sup>·с)], уносимой с трибоповерхности детали в период ее эксплуатации. Аналогичные им по структуре и размерности элементы  $\frac{\dot{I}_{\text{í î ä}} - \dot{I}_{\text{í ðää}}}{S_{\text{ððèä}} \tau_i^{\text{âí ññò}}}$  являются потоками вещества  $J_{\text{восст}}$ , наносимого при ре-

монте детали, и могут быть использованы для оценки эффективности метода восстановления.

Таким образом, проблему долговечности деталей судовых энергетических установок можно рассматривать с единой позиции, основанной на описании процессов их повреждаемости в период эксплуатации и компенсации поврежденного слоя при ремонте путем введения представлений о взаимодействии потоков вещества в различных физических полях.

Используя представления и аппарат термодинамики необратимых процессов [15, 16], рассмотрим пример реализации предлагаемого подхода к построению феноменологической модели для  $i$ -цикла «эксплуатация – ремонт» общей продолжительностью  $\tau_{\text{ýèñí}} + \tau_{\text{âí ññò}}$ .

В общем случае изменение массы детали  $\Delta M_{\text{дет}}$  в течение указанного цикла можно представить в виде сумм формирующихся при действии различных физических полей потоков:

$$\Delta j_{\text{дет}} = - \sum_{i=1}^k J_{\text{эф}}^i \cdot \tau_{\text{эф}}^i \Big|_{\tau_{n-1}}^{\tau_n} + \sum_{j=1}^m J_{\text{ан}}^j \cdot \tau_{\text{ан}}^j \Big|_{\tau_n}^{\tau_{n+1}}, \quad (3)$$

где  $\sum_{i=1}^k J_{\text{эф}}^i$  — сумма  $k$ -локальных потоков, уносящих вещество с поверхности детали при ее эксплуатации в течение времени;

$\sum_{j=1}^m J_{\text{ан}}^j$  — сумма  $m$ -локальных потоков, наносящих вещество на трибоповерхность при ее восстановлении в ходе технологической операции длительностью  $\tau_{\text{восст}}$ .

Проанализируем состав и структуру потоков массы детали при изнашивании трибосопряжения, работающего в наиболее распространенных условиях — граничного трения и нормального механохимического окислительного износа [17]. Дополнительно учитывая возможность возникновения в ходе эксплуатации избирательного переноса [18], результирующий поток вещества с поверхности работающей детали можно выразить суммой:

$$\sum_{i=1}^k J_{\text{эф}}^i = J_{\text{эф}}^{\text{ао}} + J_{\text{эф}}^{\text{еи}} - J_{\text{эф}}^{\text{еа}}. \quad (4)$$

Вполне очевидно, что в представленном выражении (4) векторы 2-х первых и 3-го слагаемого направлены в противоположные стороны. В соответствии с [15, 16], каждое из них может быть представлено в виде произведения градиента создающего поток физического поля (т.н. «термодинамической силы») на соответствующий феноменологический коэффициент. Так, поток от чисто «механического» изнашивания может быть представлен как

$$J_{\text{эф}}^{\text{ао}} = -L_{\text{эф}}^{\text{ао}} \cdot \frac{\partial p}{\partial x},$$

где  $L_{\text{эф}}^{\text{ао}}$  — феноменологический коэффициент механического износа, зависящий от скорости скольжения, шероховатости и др.;  $\partial p / \partial x$  — градиент давления (механических напряжений), создаваемый в материале детали в результате силового взаимодействия деталей трибосопряжения.

Аналогично структурируются и другие локальные потоки, входящие в выражения (3) и (4). Тогда, с учетом обобщенной схемы переноса вещества при восстановлении изношенных деталей [12], феноменологическая модель  $n$ -го «жизненного цикла» детали, трибоповерхность которой работает в условиях механохимического износа, может быть представлена в виде:

$$\frac{\Delta M_{\text{аао}}}{S_{\text{ооа}}} = \left( -L_{\text{ѳѳѳ}}^i \frac{\partial p}{\partial x} - L_{\text{ѳѳѳ}}^{\hat{i}} \frac{\partial C_{\text{O}_2}}{\partial x} + L_{\text{ѳѳѳ}}^{\hat{e}} \frac{\partial C_{\text{ѳѳѳ}}}{\partial x} \right) \cdot \tau_{\text{ѳѳѳ}}^n +$$

$$+ \left( L_{\text{аѳѳ}}^{\hat{e}} \frac{\partial C}{\partial x} + L_{\text{аѳѳ}}^{\text{оаѳ}} \frac{\partial T}{\partial x} + L_{\text{аѳѳ}}^{\text{ѳѳѳ}} \frac{\partial U}{\partial x} + L_{\text{аѳѳ}}^{\text{ааѳ}} \frac{\partial p}{\partial x} + L_{\text{аѳѳ}}^{\text{аѳѳ}} \frac{\partial H}{\partial x} \right) \cdot \tau_{\text{аѳѳ}}^n = 0. \quad (5)$$

В зависимости от условий эксплуатации детали и технологии ее восстановления при ремонте конфигурация обобщенной модели «жизненного цикла» может существенно упроститься. Так, при эксплуатации головок поршней судовых дизелей условия для возникновения эффекта избирательного переноса отсутствуют. Если же восстановление изношенных кепов производить путем их гальванического хромирования, то феноменологическая модель такого цикла будет иметь вид:

$$\frac{\Delta M_{\text{аао}}}{S_{\text{ооа}}} = \left( -L_{\text{ѳѳѳ}}^i \frac{\partial p}{\partial x} - L_{\text{ѳѳѳ}}^{\hat{i}} \frac{\partial C_{\text{O}_2}}{\partial x} \right) \cdot \tau_{\text{ѳѳѳ}}^n +$$

$$+ \left( L_{\text{аѳѳ}}^{\hat{e}} \frac{\partial C}{\partial x} + L_{\text{аѳѳ}}^{\text{ѳѳѳ}} \frac{\partial U}{\partial x} \right) \cdot \tau_{\text{аѳѳ}}^n = 0.$$

Анализ полученной модели долговечности трибосопряжения (5) позволяет сделать вывод, что она содержит компоненты, достаточные для формирования обобщенного критерия долговечности [19] и феноменологического описания:

- а) интенсивности изнашивания как в целом, так и его составляющих — механического и окислительного износа;
- б) зависимости износа от времени эксплуатации и перехода к обеспечению долговечности по техническому состоянию;
- в) выбору и оценке технологий ремонта с учетом величины износа сопряжения, а также требований судовладельца.

Следует отметить, что для перехода от предлагаемой феноменологической к математической модели «жизненного цикла» детали необходимо дать физическую интерпретацию градиентов, действующих во время эксплуатации, и относящихся к ним коэффициентов.

Такая трактовка для полей, создающих потоки наносимого вещества на поверхность изношенных деталей при восстановлении, во многом уже выполнена [13, 20].

В заключение как пример реализации предлагаемого подхода проанализируем конечный результат организации процессов массопереноса – долговечность ряда восстанавливаемых деталей судовых дизелей (рис. 2). Приведенные на основании анализа [1, 21] данные по наработке головок поршней, а также результаты наших работ по восстановлению плунжерных пар ТНВД среднеоборотных судовых дизелей позволяют сделать такие выводы.

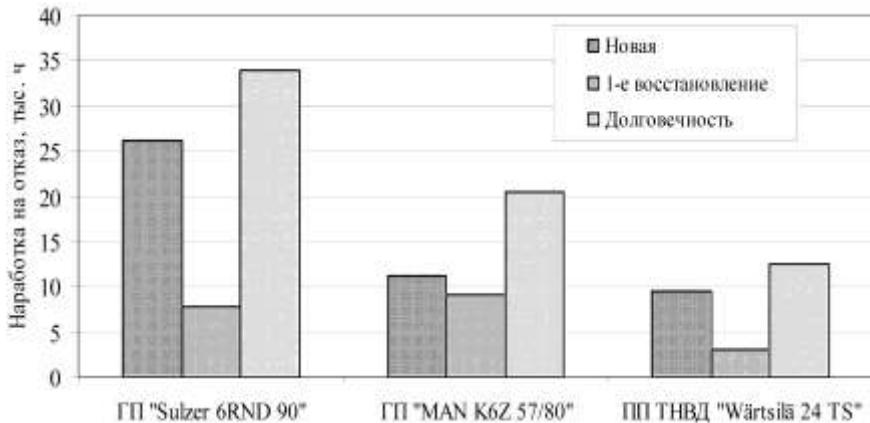


Рис. 2. Изменение долговечности деталей судовых дизелей за время их "жизненного цикла" при их восстановлении на СРЗ Украины

1. В результате даже однократного восстановления изношенных трибосопряжений их долговечность возрастает минимум в 1,3...1,8 раза (наблюдения за восстановленными плунжерными парами были прекращены по объективным причинам). Так как информация по наработке деталей после многократного восстановления в литературе полностью отсутствует, то это направление может быть предметом отдельных серьезных исследований.

2. Несмотря на схожесть условий эксплуатации, технологии, используемые различными фирмами как при изготовлении, так и при ремонте однотипных изношенных деталей значительно отличаются по своему техническому уровню и получаемым результатам. Данное обстоятельство позволяет говорить о наличии достаточных резервов в повышении долговечности этих деталей.

3. Меньшая наработка восстановленных деталей, по сравнению с новыми, не должна являться единственным критерием оценки техноло-

гии ремонта. С учетом стоимости восстановления она может быть вполне приемлема для судовладельца при обеспечении рентабельности работы судна [21].

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сторожев В.П. Причины и закономерности постепенных отказов основных триботехнических объектов энергетической системы судна и повышение их ресурса. – Одесса: ТОС, 2001. – 341 с.
2. Овсянников М.К., Петухов В.А. Эксплуатационные качества судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1982. – 208 с.
3. Шишкин В.А. Анализ неисправностей и предотвращение повреждений судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1986. – 192 с.
4. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення. – К.: Держстандарт, 1994. – 39 с.
5. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. В 2-х кн. / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. – Кн. 1. 1978. – 400 с.
6. Андрейкив А.Е., Чернец М.В. Оценка контактного взаимодействия трущихся деталей машин. – К.: Наукова думка, 1991. – 160 с.
7. Ханмамедов С.А., Волков А.В. Процессы трения в номинально неподвижном фрикционном контакте вкладышей подшипников скольжения ДВС // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2002. – № 7. – Одесса: ОНМА. – С. 118-133.
8. Правила технической эксплуатации судовых технических средств и конструкций. РД 31.21.30-97. – С-Пб.: С-Пб. тип. № 6, 1997. – 342 с.
9. Мудрова А.Г., Кубышкин А.Е. Восстановление плунжеров топливных насосов диффузионным титанированием // Судоремонт флота рыбной промышленности. – 1983. - № 53. – С. 28-29.
10. Гальванотехника: Справочное издание / Ажогин Ф.Ф., Беленький М.А., Галль И.Е. и др. – М.: Металлургия, 1987. – 736 с.
11. Шинкарук О.Н. Теоретические основы обеспечения долговечности технических систем по состоянию // Проблеми трибології (Problems of Tribology). – 2000. – № 3. – С. 23-26.
12. Тарапата В.В. Обобщенная модель переноса вещества при восстановлении и упрочнении деталей судовых технических средств // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – Вып. 4. – Одесса: ОГМА. – С.136-143.
13. Тарапата В.В. Математическая модель переноса вещества при химико-термической обработке под действием градиента давления // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2002. – Вып. 7. – Одесса: ОНМА. – С. 114-117.

14. Овсянников М.К., Петухов В.А. Эксплуатационные качества судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1982. – 208 с.
15. Пригожин. И. Введение в термодинамику необратимых процессов. – М.: Изд-во иностранной литературы. – 1960. – 128 с.
16. Булатов Н.К., Лундин А.Б. Термодинамика необратимых физико-химических процессов. – М.: Химия. – 1984. – 336 с.
17. Надежность и долговечность машин. / Б.И. Костецкий, И.Г. Носовский, Л.И. Бершадский, А.К. Караулов – К.: Техніка, 1975. – 408 с.
18. Гаркунов Д.Н. Триботехника. – М.: Машиностроение, 1985. – 424 с.
19. Тарапата В.В., Красильников О.Г. К вопросу о разработке методики оценки эффективности и выбора технологий восстановления и упрочнения для условий судоремонта // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2000. – № 3. – С. 71-77.
20. Тарапата В.В. Термодинамический подход к формированию на деталях рабочих поверхностей с эффективными свойствами применительно к задачам судоремонта // Проблемы техники: научно-технический журнал. – 2002. – № 2. – С. 135-143.
21. Кривошеков В.Е. Восстановление изношенных деталей: анализ зарубежного опыта // Судостроение. – 1991. – № 6. – С. 41-44.

## РЕФЕРАТЫ

УДК 621.43.011

*Ханмамедов С.А., Ермошкин Г.Н.* Анализ нагрузок на топливопроводы высокого давления, возникающих в процессе эксплуатации дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 8. – Одесса: ОНМА. – С. 5-19.

Показано, что повышение давления подачи топлива и его подогрева до 90...100 °С требуют изготовления труб из легированных сталей. Изготовление защитных трубопроводов в дальнейшем пойдёт по пути использования гофрированных тонкостенных труб из цветных сплавов и нержавеющей сталей, возможно также использование негорючих пластмасс.

Илл. 6, Табл. 1, Список лит. 2.

*Khanmamedov S.A., Yermoshkin G.N.* The Analysis of Loads in High Pressure Fuel Lines that Arise in the Process of Running Diesels // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 8. – Odessa: ONMA. – P. 5-19.

It is shown that increase of fuel feed pressure and its heating up to 90...100 °C need to use alloyed steels for fuel pipes. Protective fuel pipes in the future will be made from fluted thin walled tubes from non-ferrous metals and alloyed steels, non flammable plastics also mabe used.

Ill. 6. Tabl. 1. Bibl. 2.

УДК 629.123.03

*Аболешкин С.Е.*, Влияние технического состояния корпуса судна и гребного винта на эффективность перевозок // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003.– Вып. 8.– Одесса: ОГМА. – С. 20-23.

Предложена методика оценки потери скорости хода судна вследствие ухудшения технического состояния корпуса судна, гребного винта и соответствующего увеличения расхода топлива. Предложенная зависимость позволяет повысить эффективность коммерческой эксплуатации судна.

Спис. лит. 2 назв.

*Aboleshkin S.Y.* The Influence of Technique Conditions of Ships' Hull and Propeller on Freight Efficiency // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – Odessa: OSMA. – 2003. – No 8. – P. 20-23.

The method of estimation the loss of ship speed as a result of worsening the technique conditions of the state of hull, propeller and consequent increase of fuel consumption is suggested. Stated dependence makes it possible to increase the effectiveness of freight efficiency.

Bibl. 2.

УДК 621.431.78(075.3)

*Бойко П.В., Лихогляд К.А.* Эксплуатационные качества дизеля в составе судового пропульсивного комплекса // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003.– Вып. 8.– Одесса: ОГМА. – С. 24-29.

Рассматривается обобщённый показатель качества дизеля в составе судового пропульсивного комплекса — КПД судового пропульсивного комплекса.

Илл. 1. Список лит. 7.

*Boyko P.V., Likhogliad K.A.* Functional Performance of Diesel as a Part of Ship Propulsion Complex // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – Odessa: OSMA. – 2003. – No 8. – P. 24-29.

The overall index of diesel quality as a part of ship propulsion complex — efficiency of ship propulsion complex is considered.

Илл. 1. Список лит. 7.

УДК 629.12.03

*Гершаник В.И., Ханмамедов С.А., Мазаев В.В.* Особенности оценки эффективности эксплуатации энергетических установок судов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – № 8. – Одесса: ОНМА. – С. 30-38.

На основании анализа особенностей работы судов в тайм-чартере, в качестве критерия эффективности эксплуатации их энергетической установки выбрана величина расхода топлива главным двигателем на режиме полного хода в рейсе. Обосновано использование метода имитационного моделирования для оптимизации режима нагружения главного двигателя с целью повышения топливной экономичности, а также определены важнейшие структурно-логические компоненты соответствующей математической модели. Приведен пример, иллюстрирующий изменение основных пропульсивных характеристик среднетоннажного танкера при плавании на волнении.

Илл. 1. Табл. 1. Список лит. 10.

*Gershanik V.I., Hanmamedov S.A., Mazayev V.V.* Features of an Estimation of Operation Efficiency of Marine Power Plants // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 8. – Odessa: ONMA. – P. 30-38.

On the basis of the analysis of features of operation efficiency of marine power plant in time-charter-party fuel consumption of main engine at full speed mode was chosen as criterion of its efficiency. The use of a method of imitating modelling for optimizing load mode of main engine is proved in order to increase fuel profitability. Major structural - logic components of corresponding mathematical model are also determined. The example is given that illustrates the change of the basic propulsive efficiency of middle tonnage tanker at navigation at heavy sea.

Ill. 1. Tabl. 1. Bibl. 10.

УДК 629.12

*Миусов М.В., Кривой А.Ф.* Методы оптимизации режимов работы судового пропульсивного комплекса // Судовые энергетические установки: Науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 8. – Одесса: ОНМА. – С. 39-48.

Выполнено обоснование применения классических методов вариационного исчисления при наличии ограничений на управление и разрывов подынтегральной функции в задаче оптимизации расхода топлива судовой энергетической установки.

Список лит. 11.

*Miyusov M.V., Krivoy A.F.* Methods of Working Mode Optimization of Ship Propulsion Complex // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 8. – Odessa: ONMA. – P. 39-48.

The substantiation of use of classic calculus of variations methods in case of limitations for control and breaks of integrand in a problem of optimisation of fuel consumption by ship power plant is made.

Bibl. 11.

УДК 621.43.052

*Капустин В.В., Присяжнюк А.Б.* Исследование влияния характеристик турбокомпрессора на параметры работы среднеоборотного дизеля. // Судовые энергетические установки: Науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 8. – Одесса: ОНМА. – С. 48-54.

Изучена возможность повышения эффективности работы судового среднеоборотного дизеля подбором турбокомпрессора по паспортным характеристикам. Представлены результаты сравнительных испытаний штатного и рекомендованного нагнетателей воздуха. Показаны резервы повышения мощности и экономичности комбинированного двигателя.

Табл. 1. Ил. 3.

*V. Kapustin, A. Prysyzhnyuk.* Research of influence of turbocompressor performance on parameters of medium-speed diesel engine operation. // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – Odessa: ONMA. – 2003. – No 8. – P. 48-54.

The capability of the increase of ship medium-speed diesel operation efficiency by means of selection of turbocompressor according to the passport characteristics is studied. The results of the comparative tests of the permanent or advised air blower are given. The reserves for increase the power and economy of the combined diesel are shown.

Tabl. 1. Ill. 3.

*Мельник В.Н., Дилнар Махмут, Кундеревич Е.К., Саверченко В.Г., Карачун В.В.* Влияние акустического излучения на механические системы судовых энергетических установок // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 8. – Одесса: ОНМА. – С. 55-66.

Проводится анализ возмущенного состояния плоских и оболочечных элементов конструкций судовых энергетических установок под действием акустического излучения. Построены расчетные модели и проанализированы особенности изгибного движения поверхности. Сформулированы условия возникновения локальных особенностей – пространственно-частотный и частотный резонансы.

Илл. 5. Список лит. 14.

*Melnik V.N., Dilnar Mahmut, Kunderevich E.K., Saverchenko V.G., Karachun V.V.* Influence of acoustic radiation on mechanical systems of ship propulsive plants // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 8. – Odessa: ONMA. – P. 55-66.

The analysis of a perturbed state of flat and shell members of designs of ship propulsive plants under operating of acoustic radiation is carried conducted. The computational models are constructed and the features of flexural motion of a surface are parsed. The conditions of originating of local features - spatial-frequency and frequency resonances are formulated.

Ill. 5. Bibl. 14.

УДК 621.431.74.03-57

*Богач В.М., Задорожний О.О.* Оптимальні умови надходження масла до циліндрів судових двигунів // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – № 8. – Одесса: ОНМА. – С. 67-73.

Методом факторного експерименту отримано математичну модель оптимальних умов надходження масла в циліндри судових дизелів.

Табл. 4. Илл. 1. Список лит. 2.

*Bogach V.M., Zadorozhny O.O.* Optimal Conditions of Oil Entry to the Cylinders of Ship Engines // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 8. – Odessa: ONMA. – P. 67-73.

By means of factorial experiment mathematical model of oil entry to the cylinders of ship diesel engines is obtained.

Tab. 4. Ill. 1. Bibl. 2.

УДК 621.867.72:629.12

*Щедролов А.В.* Исследование энергозатрат вспомогательных СЭУ универсальных дизельных наливных судов в зависимости от типов применяемых грузовых насосов и режимов подогрева вязких грузов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – № 8. – Одесса: ОНМА. – С. 74-78.

Проведено исследование энергозатрат вспомогательных судовых энергетических установок универсальных наливных судов на подогрев и слив перевозимых вязких грузов. Определены практические возможности снижения температурного уровня подогрева вязкого груза при применении в качестве грузовых винтовых негерметичных насосов.

Табл. 2. Список лит. 12.

*Shchedrolov A.V.* Investigation of Power Inputs of Supplementary Power Plants of General Purpose Liquid Cargo Vessels Dependently on Types of Used Cargo Pumps and Modes of Tough Cargoes Preheating / Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 8. – Odessa: ONMA. – P. 74-78.

The investigation of power expenses of supplementary ship propulsive plants of general purpose liquid cargo vessels on preheating and draining of transported tenacious weights is held. The practical possibilities of a decrease of a temperature level of preheating of a tenacious cargo are determined at applying as cargo screw-shaped unpressurized pumps.

Tabl. 2. Bibl. 12.

УДК 621.313.3:62-83

*Вишневецкий Л.В., Веретенник А.М., Муха Н.И.* Компьютерная оптимизация цифрового регулятора напряжения судовой электроустановки // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 8. – Одесса: ОНМА. – С. 79-85.

Рассмотрена методика последовательного применения ряда критериев оптимизации дискретных законов управления напряжением судовой электроустановки.

Ил. 3. Список лит. 3.

*Vishnevsky L.V., Veretenik A.M., Muha N.I.* Computer Optimization of Digital Voltage Regulator of Ship Electrical Installation // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 8. – Odessa: ONMA. – P. 79-85.

The procedure of sequential use of a series of optimization criteria of discrete control laws by the voltage of ship electrical installation.

Ill. 3. Bibl. 3.

УДК 620.193:[621.181:629.12]

*Ромашко В.Н., Сурин С.М.* Моделирование на ЭВМ расчётов утилизационных контуров на переменных режимах работы главного двигателя // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – № 8. – Одесса: ОНМА. – С. 86-89.

Разработана универсальная модель для расчётов утилизационных контуров на ЭВМ. Получены и использованы линейные зависимости физических свойств теплоносителей вместо табличных данных.

Илл. 2. Список лит. 7.

*Romashko V.N., Surin S.M.* Computer Modeling of Waste-heat Loops Calculations at Varying Work Modes of Propulsion Engine // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 8. – Odessa: ONMA. – P. 86-89.

The universal model for accounts of a waste-heat loop on the computer is developed. The linear dependences of physical properties of the heat-carriers instead of the tabulated data are designed and used.

III. 2. Bibl. 7.

УДК 621.896

*Holchev E.S., Golikov A.A.* Исследование процесса влагопереноса между обводненным маслом и воздухом картерного пространства СДВС // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – № 8. – Одесса: ОНМА. – С. 90-95.

Рассмотрена задача исследования процесса диффузии водяных паров из циркуляционных масел СДВС. Разработана физическая модель влагопереноса между обводненным маслом и воздухом в картере двигателя. Определена зависимость гигротермического равновесия воздуха от влагосодержания воды в масле М10 Г2 (цс).

Илл. 3. Список лит. 6.

*Holchev Y.S., Golikov A.A.* Investigation of the Process of Water Transfer between Watery Oil and Crankcase Air of Marine Internal-Combustion Engine // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 8. – Odessa: ONMA. – P. 90-95.

The problem of study of water diffusivity from lubricating oils of marine engines is considered. Physical model of water transfer between watery oil and crankcase air of engine is developed. The relationship between the hygrothermal state of air and the content of water in the oil for Elf Dizola M 3015 oil is found.

III. 3. Bibl. 6.

УДК 621.431.74

*Ермошкин Н.Г.* Усовершенствование судового 4-х тактного дизеля фирмы Wartsila Diesel // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – № 8. – Одесса: ОНМА. – С. 96-99.

Работа посвящена оптимизации рабочих процессов судового дизеля при его работе на долевых режимах путем частичной модернизации системы наддува.

Список лит. 3.

*Yermoshkin N.G.* Improvement of Marine 4-stroke Wartsila Diesel Engine // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 8. – Odessa: ONMA. – P. 96-99.

Работа посвящена оптимизации рабочих процессов судового дизеля при его работе на долевых режимах путем частичной модернизации системы наддува.

Bibl. 3.

*Завьялов А.А., Небеснов В.В.* Расчет и построение паспортной диаграммы пропульсивной установки судна с ВРШ // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 8. – Одесса: ОНМА. – С. 100-103.

Изложена последовательность расчёта показателей пропульсивного комплекса судов с ВРШ и порядок построения для них паспортных диаграмм

Илл. 1. Список лит. 5.

*Zavialov A.A., Nebesnov V.V.* Calculation and Plotting Passport Diagram of Propulsion System of a Ship with Controllable-Pitch Propeller // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2002. – No 7. – Odessa: ONMA. – P. 100-103.

The sequence of calculation of propulsive complex parameters of vessels with CPP and the procedure of plotting passport diagrams for them is stated.

III. 1. Bibl. 5.

УДК 629.12.06:628.84

*Голиков В.А., Бурденко А.Ф., Цюпко Ю.М.* Математическое моделирование процессов теплообмена организма человека с окружающей средой. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 104-115.

Для судовых систем кондиционирования воздуха с погрешностью, не превышающей 5 % получена математическая модель терморегуляции человека, основанная на дифференциальных уравнениях теплообмена и сплошности потока, учитывающая законы регулирования в организме человека в интервале температур окружающей среды от  $-40^{\circ}\text{C}$  до  $+50^{\circ}\text{C}$ , относительной влажности от 0,1 до 1,0, подвижности воздуха от 0,2 до  $0,8\text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ , радиационной температуры  $\pm 30^{\circ}\text{C}$ .

Илл. 1. Табл. 1. Список лит. 9.

*Golikov V.A., Burdenko A.F., Tsyupko Y.M.* Mathematical modeling of processes of thermo exchange of an organism of the person with environment // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 9. – Odessa: ONMA. – P. 104-115.

For ship air conditioning systems with error not more than per cent the mathematical model of heat regulation of the person is obtained. The model bases on differential equations of thermo exchange and uniformity of a flow and takes into account control laws in an organism of a person in the range of environment temperature from  $-40^{\circ}\text{C}$  up to  $+50^{\circ}\text{C}$ , relative humidity from 0,1 up to 1,0, motility of air from 0,2 up to  $0,8\text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ , radiation temperature  $\pm 30^{\circ}\text{C}$ .

Ill. 1. Tabl. 1. Bibl. 9.

УДК 629.12.03:628.33

*Истомин В.И.* Исследование влияния материала и формы гранул на их очистную способность // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – № 8. – Одесса: ОНМА. – С. 116-119.

Представлены результаты исследования влияния характеристик фильтрующего наполнителя нефтеводяных сепараторов на качество очистки.

Табл. 2. Илл. 2. Список лит. 3.

*Istomin V.I.* The Research of Influence of Granule Form and Material on Their Purifying Quality // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 8. – Odessa: ONMA. – P. 116-119.

The research result of influence of filter filler characteristic of oil water separators on purifying quality.

Tabl. 2. Ill. 2. Bibl. 3.

УДК 620.193:541.123.38

*Абрамов В.А., Павленко Б.А.* Влияние обработки морской воды двуокисью углерода на интенсивность коррозионных процессов судостроительных материалов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 8. – Одесса: ОНМА. – С. 120-128.

Проведен литературный анализ и осуществлены экспериментальные исследования по оценке коррозионного поведения основных судостроительных материалов в морской воде, насыщенной технической двуокисью углерода или продуктами сгорания органических топлив. Полученные результаты указывают на практическую безопасность углекислотной технологии предотвращения накипеобразования и биологического обрастания в коррозионном отношении.

Табл. 2. Илл. 6. Список лит. 15.

*Abramov V.A., Pavlenko B.A.* The Influence of Sea Water Treating with Carbon Dioxide on the Intensity of Corrosion of Shipbuilding Materials // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 8. – Odessa: ONMA. – P. 120-128.

The analysis of literature sources and experimental research were carried out aimed to estimate corrosion of shipbuilding materials in sea water saturated with carbon dioxide or products of combustion of organic fuels. Obtained results show practical safety of carbon dioxide technology of descaling and preventing biological biofouling as for corrosion. Tabl. 2. Ill. 6. Bibl. 15.

УДК 621.431.74.001.

*Голобородько В.Е., Богданов Б.П.* Определение прочности сцепления плазменного покрытия с основным металлом при восстановлении деталей СЭУ // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 8. – Одесса: ОНМА. – С. 129-133.

Описывается разработанная авторами методика определения прочности сцепления плазменного покрытия с основным металлом. Произведена статистическая обработка результатов лабораторных испытаний и на её основании сделаны соответствующие выводы.

Табл. 1. Ил. 3. Список лит. 5.

*Goloborodjko V.N., Bogdanov B.P.* Determination of plasma coating adhesive strength with basic metal under restoration of SPP parts // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2003. – No 8. – Odessa: ONMA. – P. 129-133.

The method of adhesive strength determination of plasma coating with basic metal elaborated by authors is described. The results of laboratory testing are statistically treated and appropriate inferences on their grounds were made.

Tab. 1. Ill. 3 Bibl. 5.

УДК 621.431.74.004.67

*Ковтун В.Г., Молодцов Н.С.* Повышение эффективности упрочнения рабочих поверхностей деталей СТС, наплавленных низкоуглеродистыми материалами. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 8. – Одесса: ОНМА. – С. 134-139.

Показана целесообразность восстановления изношенных деталей СТС наплавкой низкоуглеродистыми материалами с последующим упрочнением. Приведены способы науглероживания поверхностного слоя, повышающие эффективность упрочнения. Список лит. 6.

*Kovtun V.G., Molodtsov N.S.* Increase of hardening efficiency of seaborne machinery details working surfaces faced by low carbon content carbonic materials. // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2002. – No 7. – Odessa: ONMA. – P. 134-139.

There given recommendations concerning expediency of worn out seaborne machinery details restoration by low carbon content carbonic materials facing with subsequent hardening. There cited methods of surface layer carburization, increasing hardening efficiency. Bibl.: 6.

УДК 629.5.083.4

*Кривощевков В.Е.* Инжиниринг систем восстановления изношенных деталей и обеспечения судов торгового флота запасными частями // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003.– Вып. 8.– Одесса: ОНМА. – С. 140-142.

Показана эффективность построения в компаниях современной системы менеджмента затрат на запасные части и восстанавливаемые детали.

Список лит. 4.

*Krivoshchekov V.E.* Engineering of Worn-Out Parts Recovery Systems and Provision of Merchant Ships with Spare Parts // *Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col.* – 2003. – No 8. – Odessa: ONMA. – P. 140-142.

The effectiveness of creation in companies of modern management system of inputs for spare and recovering parts is discussed.

Bibl. 4.

УДК 681.586.773:537.228.1

*Плавинский Е.Б., Никольский В.В., Цубенко А.С.* Пьезоэлектрический вискозиметр // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003.– Вып. 8.– Одесса: ОНМА. – С. 143-147.

Приводятся результаты экспериментов по измерению вязкости неподвижных и движущихся жидких сред при помощи пьезоэлектрического вискозиметра.

Ил. 5. Список лит. 2 назв.

*Plavinsky E.B., Nikolsky V.V., Tsubenko A.S.* Piezoelectric viscosimeter // *Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col.* – 2003. – No 8. – Odessa: ONMA. – P. 143-147.

The results of experiments on viscosity measurement of mobile and motionless liquids with the help of piezoelectric viscosimeter.

Ill. 5. Bibl. 2.

УДК 621.431.74:629.12.04

*Taranama B.V.* Повышение долговечности трибосопряжений судовых дизелей как процесс оптимизации массопереноса при их эксплуатации, техническом обслуживании и ремонте // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 8. – Одесса: ОНМА. – С. 148-156.

Предлагается рассматривать долговечность узлов трения судовых дизелей как функцию потоков массы детали. Для ее описания использованы представления и аппарат термодинамики необратимых процессов, что позволяет оценивать процессы изнашивания и восстановления рабочих поверхностей трибосопряжений с единых позиций.

Илл. 2. Список лит. 21.

*Tarapata V.V.* Increasing of the Durability of Tribocouplings of Marine Diesels as the Process of Optimization of Mass Transfer at Their Maintenance, Servicing and Repair // *Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col.* – Odessa: OSMA. – 2003. – No 8. – P. 138-146.

It is suggested to consider the longevity of friction units of marine diesels as a function of mass flows of a part. Conceptions and mathematical apparatus of thermodynamic irreversible processes that gives the possibility to estimate the processes of wear and recovery of working surfaces of tribocouplings from common positions.

Ill. 2. Bibl. 21.

## 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 подрисовочных подписей.

Статья должна содержать постановку проблемы в общем виде и её связь с важными научными или практическими задачами, анализ последних исследований и публикаций по теме статьи, формулирование целей статьи (постановку задачи), изложение основного материала с необходимыми обоснованиями, выводы и перспективы дальнейших исследований.

Требования к оформлению.

Формат бумаги А5 (148×210) Все поля — 16 мм. Текст набирать через 1 интервал, шрифт *Times New Roman*, кегль 10,5 пт; таблицы, заголовки таблиц, подрисовочные 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 Заголовков 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

Судовые энергетические установки:  
научно-технический сборник.  
Выпуск 8.

Підписано до друку 25 листопада 2003 р. Формат 60×84/16.  
Обл.-вид. арк. 9,1. Наклад 100. Зам. № 783.

ОНМА, центр „Видавінформ”  
Свідоцтво ДК № 1292 від 20.03.2003  
65029, м. Одеса, вул. Дідріхсона, 8  
тел./факс: (0482) 34-14-12  
[publish@ma.odessa.ua](mailto:publish@ma.odessa.ua)