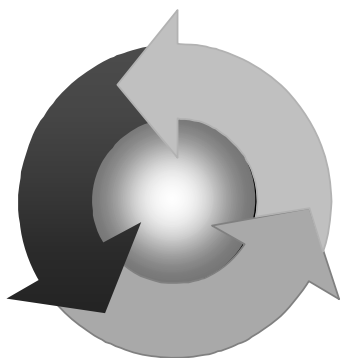


ISSN 1815-6770

Министерство образования и науки Украины
ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 22

Одесса
2008

ББК 39.46
С 89
УДК 629.123.066

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник.
Вып. 22. – Одесса: ОНМА, 2008. – 102 с.

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

Для научных работников и специалистов.

Редакционная коллегия: д.т.н., проф. А.М. Берестовой, АМИ; д.т.н., проф. Л.В. Вишневецкий, ОНМА; д.т.н., проф. А.А. Власенко, ОНМА; д.т.н., проф. В.А. Голиков, к.т.н., проф. А.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, СНТУ; к.т.н., проф. ОНМА М.А. Колегаев, (редактор); д.т.н., проф. А.И. Коханский, ОНМА; д.т.н., проф. М.В. Миюсов, ОНМА; д.т.н., проф. Н.С. Молодцов, ОНМА; к.т.н., проф. А.Н. Пипченко, ОНМА; д.т.н., проф. Г.Ф. Романовский, НУК; д.т.н., проф. С.С. Рыжков, НУК; д.т.н., проф. П.С. Суворов, ОАО УДП; д.т.н., проф. В.В. Тарапата, 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.

Утверждено учёным советом ОНМА, протокол № 11 от 26.06.2008

© Одесская национальная морская академия

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Бураков Р.С., Голиков В.В., Капустин В.И.</i> Математическая модель терморегуляции человека в судовых системах микроклимата.....	4
<i>Богач В.М., Молодцов Н.С.</i> Повышение надежности МОД в условиях повышенных износов и задиров сопряжения втулка цилиндра – поршневое кольцо.....	11
<i>Аболешкин С.Е.</i> Оценка технического состояния системы «корпус-винт» по рассчитанному коэффициенту полного сопротивления.....	19
<i>Лебедев Б.В., Синько И.С.</i> Аналитическое моделирование поверхности режущего инструмента при восстановлении деталей средств транспорта	23
<i>Брошков С.Д., Ханмамедов С.А.</i> Критерий тепловых перегрузок дизеля....	29
<i>Ханмамедов С.А., Пизинцали Л.В., Могилянец Т.М.</i> Повышение долговечности подшипников скольжения судовых двигателей внутреннего сгорания с тонкостенными вкладышами.....	34
<i>Руденко В.И.</i> Эффективность использования современных утилизационных котлов с разными типами ребристых поверхностей	42
<i>Истомин В.И., Тверская С.Е., Перепада К.В.</i> Выбор оптимальной технологической схемы системы очистки судовых нефтесодержащих вод	46
<i>Черныш И.И.</i> Утилизация теплоты отработавших газов дизеля.....	51
<i>Толстов А.А., Леценко В.В., Логвиненко Е.С.</i> Параллельная работа синхронных генераторов с возможностью регулирования коэффициента мощности	54
<i>Ерыганов А.В.</i> Адаптивный пуск главного малооборотного двигателя	67
<i>Цюпко Ю.М., Просенюк В.В.</i> Судовые системы комфортного кондиционирования воздуха и физиология человека.....	73
<i>Романовский Г.Ф., Кирюхин А.Л., Кневец Н.Н.</i> Совершенствование методов динамического анализа судовых роторных систем с подшипниками скольжения	86
Рефераты.....	96
Правила оформления и представления рукописей для сборника «Судовые энергетические установки».....	101

УДК 572.02.001.573

Бураков Р.С., Голиков В.В., Капустин В.И.
ОНМА

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕРМОРЕГУЛЯЦИИ ЧЕЛОВЕКА В СУДОВЫХ СИСТЕМАХ МИКРОКЛИМАТА

Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными или практическими задачами.

Для исследования организма человека как объекта управления теплоощущением применяются модели терморегуляции, которые можно классифицировать по информативному принципу и условно разделить на два основных класса: пассивные и активные (рис. 1).

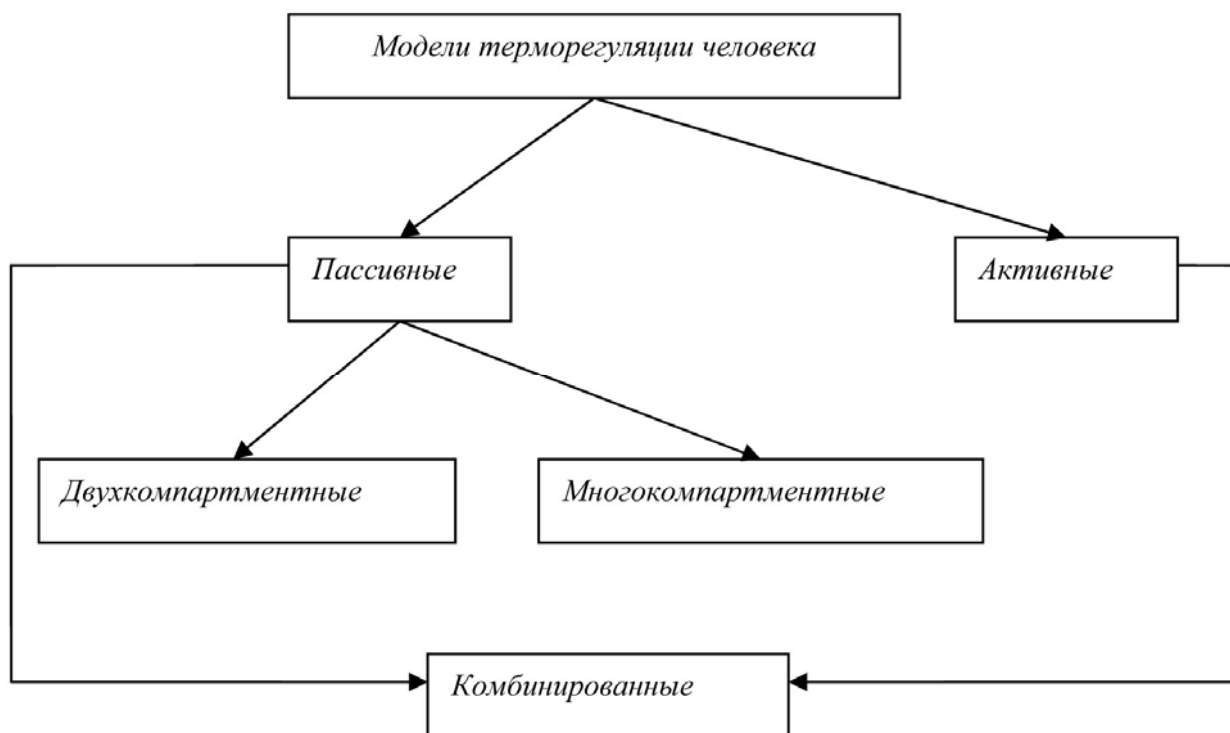


Рис. 1. Классификация моделей терморегуляции

Анализ последних достижений и публикаций, в которых начато решение данной проблемы и выделение нерешенных ранее частей общей проблемы.

Пассивные (инерционные) модели определяют характеристики тела человека и переноса в нем тепла.

Активные (регулирующие) модели представляют собой интегральный орган управления терморегуляцией, направляя регулирующие воздействия на сосудодвигательный аппарат (регулирование потока крови), метаболизм (дрожь) и потоотделение.

Объединение пассивной и активной моделей приводит к созданию математической модели теплового гомеостаза человека. Большинство

известных моделей теплового гомеостаза были разработаны для исследования полетов в космос. Для моделирования судовых систем микроклимата используется обобщенная модель «ядро – оболочка – одежда» [1].

Более сложные модели терморегуляции состоят из большего количества компарментов, например модель Висслера — 225-ти компарментная, которая имеет общее название — модель с распределенными параметрами.

По мере развития гомеостатических моделей, их исследования позволили улучшать описание интерфейса между человеком и окружающей средой: воздушной прослойки над кожей, над и под одеждой, а также самой одежды.

Формулировка целей статьи.

Целью данного исследования является разработка объекта управления математической модели с распределенными параметрами для судовых систем микроклимата.

Гомеостатические модели (рис. 2), позволяющие рассчитывать показатели теплового комфорта, принято называть психофизиологическими моделями. Прогнозирование показателей теплового комфорта основываются на следующих положениях:

- средняя температура кожи T_{sk} отражает показатель комфортности;
- в случае, если нет изменений в средней температуре кожи, то дискомфорт наблюдается в частях тела;
- основой глобального дискомфорта являются экстремумы и градиенты параметров между частями тела, а также асимметрия между правой и левой половинами тела.

Изложение материала исследования с обоснованием полученных научных результатов.

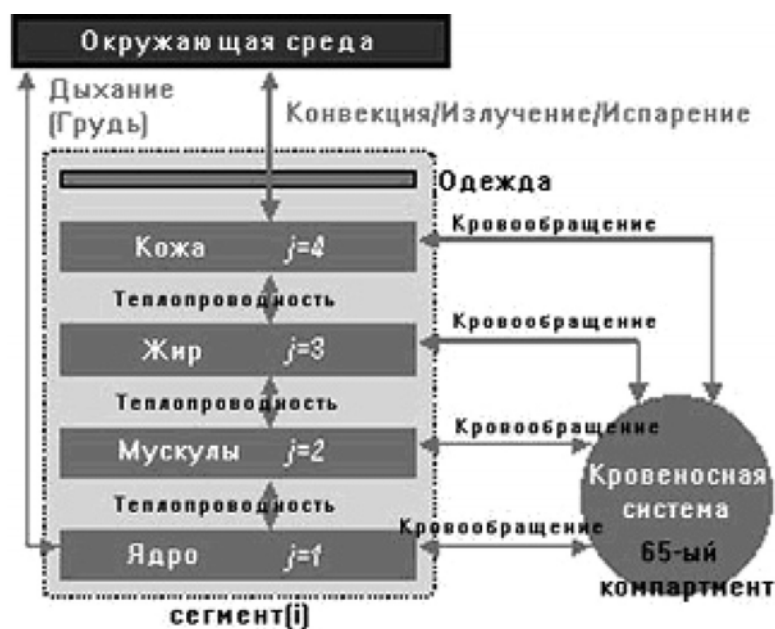


Рис. 2. Концептуальная схема 65-компарментальной модели терморегуляции человека

В представленной многокомпарментальной модели пассивная часть описывается системой из пяти дифференциальных уравнений (1) – (5):

- ядро

$$C(i, 1) \frac{dT(i, 1)}{dt} = Q(i, 1) - B(i, 1) - D(i, 1) - RES(i, 1); \quad (1)$$

- мускулы

$$C(i, 2) \frac{dT(i, 2)}{dt} = Q(i, 2) - B(i, 2) + D(i, 1) - D(i, 2); \quad (2)$$

- жир

$$C(i, 3) \frac{dT(i, 3)}{dt} = Q(i, 3) - B(i, 3) + D(i, 2) - D(i, 3); \quad (3)$$

- кожа

$$C(i, 4) \frac{dT(i, 4)}{dt} = Q(i, 4) - B(i, 4) + D(i, 3) - Q_t(i, 4) - E(i, 4); \quad (4)$$

- кровеносная система

$$C(65) \frac{dT(65)}{dt} = \sum_{i=1}^{16} \sum_{j=1}^4 B(i, j), \quad (5)$$

где i — порядковый номер сегмента; j — порядковый номер субкомпартамента.

В представленных уравнениях значения теплоемкостей $C(i, j)$, кДж/кг каждого из компарментов постоянные, но различных по величине.

$$Q(i, j) = Q_b(i, j) + W(i, j) + Ch(i, j), \quad (6)$$

где $Q_b(i, j)$ — тепловая мощность основного обмена веществ, Вт; $W(i, j)$ — тепловая мощность физической работы, Вт; $Ch(i, j)$ — тепловая мощность терморегуляции, Вт.

Тепловые эквиваленты мощности физической работы и терморегуляции продуцируется в мышечном слое, поэтому только значения $W(i, 2)$ и $Ch(i, 2)$ могут быть отличны от нуля:

$$W(i, 2) = 58, 2(met - Q_b) A_{Du} Metf(i), \quad (7)$$

где met — суммарный метаболизм, зависящий от типа активности человека равен $58, 2 \text{ Вт/м}^2$; Q_b — суммарный метаболизм основного обмена веществ равен $0, 778met$; $Metf(i)$ — фактор, показывающий долю участия мускул сегмента в физической работе; A_{Du} — площадь тела по Дюбуа, м^2 .

Параметр $Ch(i,j)$ будет определён далее.

Поток тепла между компартментом и кровеносной системой:

$$B(i, j) = a\rho C \cdot BF(i, j)(T(i, j) - T(65)), \quad (8)$$

где a — коэффициент сопротивления кровяному теплообмену; ρC — удельная теплоемкость кровяного объема, Дж/млК; $BF(i,j)$ — расход крови через компартмент, мл/с; $T(65)$ — температура артериальной крови, °F.

Расход крови через компартмент:

$$BF(i, j) = BFB(i, j) + 0,239(W(i, j) + Ch(i, j)), \quad (9)$$

где $BFB(i,j)$ — базисный расход крови через компартмент, мл/с.

Теплообмен между внутренними слоями сегментов обусловленный теплопроводностью:

$$D(i, j) = Cd(i, j)(T(i, j) - T(i, j + 1)), \quad (10)$$

где $Cd(i,j)$ — коэффициент теплопроводности, Вт/°С.

Потери тепла при дыхании:

$$RES(2,1) = \{0,0014(34 - t_a(1)) + 0,017(5,867 - p_a(1))\} \cdot \sum_{i=1}^{16} \sum_{j=1}^4 Q(i, j), \quad (11)$$

где $t_a(1)$ — температура воздуха в области головы, °С; $p_a(1)$ — давление насыщенных водяных паров, кПа.

Тепловые потери при испарении влаги с поверхности:

$$E(i, 4) = E_b(i, 4) + E_{sw}(i, 4), \quad (12)$$

где $E_b(i,4)$ — тепловой поток при неоощуаемом испарении влаги, Вт; $E_{sw}(i,4)$ — тепловой поток при потоотделении, Вт.

Коэффициент теплопередачи:

$$h_e(i) = \frac{LR \cdot i_{cl}(i)}{0,155I_{cl}(i) + \frac{i_{cl}(i)}{h_{c(i)}f_{cl}(i)}}, \quad (13)$$

где $i_{cl}(i)$ — фактор проницаемости одежды, отн.ед.; $I_{cl}(i)$ — термосопротивление одежды, сло; $h_c(i)$ — коэффициент конвективной теплопередачи тела человека, Вт/(м² К); $f_{cl}(i)$ — коэффициент площади одежды, отн.ед.; LR — Левис фактор, °С/кПа (равен 16,5).

Конвективная и радиационная теплоотдача с поверхности кожи:

$$Q_t(i, 4) = h_t(i)(T(i, 4) - t_o(i))A_{Du}(i). \quad (14)$$

Суммарный коэффициент:

$$\frac{1}{h_t(i)} = 0,155I_{cl}(i) + \frac{1}{(h_c(i) + h_r(i))f_{cl}(i)}, \quad (15)$$

где $h_r(i)$ — коэффициент радиационной теплопередачи, Вт/(м²×°С).

Значения коэффициентов $h_c(i)$ и $h_r(i)$ были рассчитаны с использованием теплового манекена при подвижности воздуха $v < 0,13$ м/с.

Система управления терморегуляцией представляет собой замкнутую систему с регулированием по отклонению. Отклонение температуры компартмента от заданного значения формирует температурный сигнал. На основании центрального температурного сигнала от гипоталамуса и интегральных сигналов от внутрикожных терморцепторов формируются регулирующие воздействия на механизмы терморегуляции: расширение кровеносных сосудов; сужение кровеносных сосудов; потоотделение; дрожь.

При охлаждении организма происходит сужение кровеносных сосудов и дрожь, а при перегреве — сосудорасширение и потоотделение [1].

Выходной сигнал температурного сенсора (измерительного устройства) каждого компартмента $Err(i,j)$ моделируется как отклонение температуры компартмента $T(i,j)$ от заданного значения $T_{set}(i,j)$ и описывается выражением:

$$Err(i,j) = (T(i,j) - T_{set}(i,j)) + RATE(i,j) \cdot F(i,j), \quad (16)$$

где $RATE(i,j)$ — динамическая чувствительность измерительного устройства, с; $F(i,j)$ — величина колебаний температуры в единицу времени, с⁻¹.

Суммарные сигналы от «горячих» и «холодных» внутрикожных терморцепторов:

$$Wrms = \sum_{i=1}^{16} (SKINR(i) \cdot Wrm(i,4)), \quad (17)$$

$$Clds = \sum_{i=1}^{16} (SKINR(i) \cdot Cld(i,4)), \quad (18)$$

где $Wrms$ — суммарный сигнал от «горячих» внутрикожных терморцепторов, °С; $Clds$ — суммарный сигнал от «холодных» внутрикожных терморцепторов, °С; $SKIN(i)$ — весомость суммарных сигналов внутрикожных терморцепторов сегмента.

Расход крови через кожные слои сегментов (мл/с):

$$BF(i,4) = \frac{BFB(i,4) + SKINV(i) \cdot DL}{1 + SKINC(i) \cdot ST} \cdot km(i,4); \quad (19)$$

$$DL = CdlErr(1,1) + Sdl(Wrms - Clds) + PdlWrm(1,1)Wrms ; \quad (20)$$

$$ST = -CstErr(1,1) - Sst(Wrms - Clds) + PstCld(1,1)Clds ; \quad (21)$$

$$km(i, 4) = 2, 0^{Err(i,4)/RT(i,4)}, \quad (22)$$

где $Cdl, Sdl, Pdl, Cst, Sst, Pst$ — коэффициенты усиления исполнительных механизмов системы управления терморегуляцией; $RT(i,4)$ — температурный диапазон, равный разности текущей температуры кожного слоя сегмента и заданной, при котором расход крови и потоотделение увеличиваются в два раза, $RT(i,4) = 10$ °С.

Теплоотдача при испарении пота:

$$E_{sw}(i, 4) = \{Cs\omega Err(1,1) + Ss\omega(Wrms - Clds) + PswWrm(1,1)Wrms\} \cdot SKINS(i) \cdot km(i, 4), \quad (23)$$

где $Cs\omega, Ss\omega, Psw$ — коэффициенты усиления исполнительных механизмов системы управления терморегуляцией; $SKINS(i)$ — фактор распределения потоотделяющей функции кожного слоя по всему телу.

Тепловая мощность терморегуляции дрожью:

$$Ch(i, 2) = \{-CchErr(1,1) - Sch(Wrms - Clds) + PchCld(1,1)Clds\} \cdot Chilf(i), \quad (24)$$

где Cch, Sch, Pch — коэффициенты усиления исполнительных механизмов системы управления терморегуляцией; $Chilf(i)$ — фактор распределения дрожательной функции мускульного слоя по всему телу.

Динамическое теплоощущение DTS или теплоощущение человека в переходном температурном процессе:

$$DTS = 3th \left[a \left(\bar{T}_{sk} - \bar{T}_{set,sk} \right) + g + \frac{\left(0.11 \frac{d\bar{T}_{sk}^{(-)}}{dt} + 0.14e^{-0.681t} \frac{d\bar{T}_{sk}^{(+)}}{dt} \right)}{1 + g} \right], \quad (25)$$

где \bar{T}_{sk} — средняя температура кожи, °С; $\bar{T}_{set,sk}$ — заданное значение средней температуры кожи, $\bar{T}_{set,sk} = 34,025$ °С; $a = 0,3$ 1/°С и $a = 1,3$ 1/°С при $\left(\bar{T}_{sk} - \bar{T}_{set,sk} \right) < 0$ и $\left(\bar{T}_{sk} - \bar{T}_{set,sk} \right) > 0$ соответственно;

t — время, с; $\frac{d\bar{T}_{sk}}{dt}$ — производная от \bar{T}_{sk} , при $\frac{d\bar{T}_{sk}}{dt} > 0$ $\frac{d\bar{T}_{sk}^{(-)}}{dt} = 0$

и наоборот, при $\frac{d\bar{T}_{sk}}{dt} < 0$ $\frac{d\bar{T}_{sk}^{(+)}}{dt} = 0$;

$$\bar{T}_{sk} = \frac{\sum_{i=1}^{16} T(i, 4)}{16}; \quad (26)$$

$$g = 6.66e^{\left(\frac{-0.57}{|T(1,1) - T_{set}(1,1)|} + \frac{-7.63}{5 - |\bar{T}_{sk} - \bar{T}_{set,sk}|} \right)}. \quad (27)$$

Проверка модели на адекватность осуществлялась как методом имитационного моделирования на объектно-ориентированном языке программирования Visual Basic, так проверялись по экспериментальным данным [2,3].

Выводы и перспектива дальнейшей работы по данному направлению.

Результаты имитационного моделирования теплового состояния организма в области положительных температур окружающей среды [+10; 50°C] показывают на отклонение расчётных параметров модели от фактических на $\pm 6 \div 8\%$. В то время как в условиях отрицательных температур окружающей среды [-20; +10°C] эти отклонения достигают $\pm 30\%$, что указывает на проблемы в законах регулирующего воздействия терморегуляционного тонуса и холодовой дрожи, на что будут направлены дальнейшее исследование.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Голиков В.А. Теоретические основы кондиционирования микроклимата на судах / Голиков В.А. – Одесса: ОГМА, 1999. – 325 с.
2. Кощев В.С. Физиология и гигиена индивидуальной защиты организма от холода / Кощев В.С. – М.: Медицина, 1981. – 288 с.
3. Кощев В.С. Физиология и гигиена индивидуальной защиты человека в условиях высоких температур / Кощев В.С., Кузнец Е.И. – М.: Медицина, 1986. – 256 с.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М., Молодцов Н.С.
ОНМА

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ МОД В УСЛОВИЯХ ПОВЫШЕННЫХ ИЗНОСОВ И ЗАДИРОВ СОПРЯЖЕНИЯ ВТУЛКА ЦИЛИНДРА – ПОРШНЕВОЕ КОЛЬЦО

Форсирование двигателей, применение тяжелых сортов топлив с повышенным содержанием серы и сохранение при этом надежности работы дизелей повышает актуальность создания долговечных сопряжений путем улучшения прочностных характеристик с одновременным качественным их смазыванием. Надежность и долговечность работы судовых дизелей в известной мере определяется скоростью износа сопряжения втулка - поршневое кольцо .

Частично эти вопросы решаются:

- технологическими мероприятиями, повышающими износостойкость цилиндрических втулок, поршневых колец и поршней за счет применения высококачественных материалов, нанесения специальных покрытий, повышения прочности поверхностных слоев материала [1];
- эксплуатационными мероприятиями — использованием высококачественных цилиндрических масел, содержащих специальные присадки (противокислотные, антикоррозионные, противоизносные, моющие) и их композиции, а также повышением эффективности работы систем смазывания [2].

Втулки цилиндров СДВС работают в тяжелых условиях. Внутренняя поверхность втулки подвергается воздействию не только горячих газов, но и является поверхностью трения поршневых колец и тронка. В связи с этим одним из распространенных дефектов этих деталей является повышенный, или неравномерный износ и задиры.

Развитию задира способствует также увеличивающийся прорыв газов в подпоршневые полости или в картер, сдувающих масло с рабочей поверхности цилиндров. В экстремальных случаях задиры приводят к заклиниванию поршней в цилиндрах, появлению в них трещин, обрыву поршней и шатунов.

Важную роль в эксплуатации судовых дизелей играют внезапные отказы, связанные с потерей хода судна. Доля внезапных отказов судовых дизелей обычно не более 10%, но может увеличиваться до 35% на двигателях с повышенной степенью автоматизации.

Постепенные отказы характеризуются относительно медленным изменением технического состояния дизеля и чаще всего связаны с теми

или иными видами изнашивания. При постепенном отказе одного из узлов двигателя механик может управлять его развитием: назначить щадящий режим эксплуатации, принять меры к заблаговременному ремонту или замене, чтобы предотвратить отказ всего двигателя. Одним из перспективных путей предотвращения внезапных отказов является использование надежных и долговечных деталей цилиндро-поршневой группы судовых дизелей.

Анализ и статистическая обработка данных судовой отчетной документации позволяют с достаточной достоверностью определить причины интенсивного изнашивания [1]. Повышенному износу втулок, предшествует поломка или интенсивное изнашивание поршневого кольца. Кроме того, для цилиндрических втулок с нормальной скоростью изнашивания зона максимального износа расположена на уровне первого поршневого кольца. При интенсивном изнашивании наибольшая выработка втулки смещается в пояс между третьим и четвертым кольцом. В этом поясе каналы охлаждения нижней и верхней частей втулки находятся приблизительно в 1,5 раза дальше от рабочей поверхности, чем в верхнем поясе.

По-видимому, разработанная система охлаждения рабочей поверхности втулки за счет тангенциальных каналов не учитывает возможного смещения зоны высоких температур вниз из-за неплотности верхнего поршневого кольца или его поломки. После замены изношенных или поломанных верхних поршневых колец, и профилактики топливной аппаратуры износ стабилизируется. Это в значительной степени подтверждает влияние технического состояния первого поршневого кольца на характер изнашивания втулки.

Повышенный износ и задиры сопряжения втулка - поршневое кольцо являются одними из наиболее типичных дефектов судовых дизелей. В их основе лежит микрозадиры, который можно представить как разрыв масляной пленки на относительно малой площади зеркала цилиндра, которая не восстанавливается в течение нескольких ходов поршня. Микрозадиры происходят от соприкосновения с большим количеством воздуха, кислород которого активно воздействует на масляную пленку. Процесс окисления масла в тонком слое идет тем интенсивнее, чем больше концентрация кислорода, температура и поверхность контакта. Кроме того масляная пленка подвергается воздействию компонентов выпускных газов, а также твердых продуктов неполного сгорания топлива.

Исследования, проведенные непосредственно на двигателях MAN-B&W позволили установить, что при достижении температуры кольца 175 °С износ его втулки начинает постепенно увеличиваться, а при достижении 200 °С он становится катастрофическим. При температуре

приблизительно 240 °С возникает опасность задира. Для двигателей Sulzer каждый такой случай был связан с разрушением цилиндровой втулки, тронка поршня и выводом судна из эксплуатации.

Штатные приборы, используемые для контроля технического состояния двигателя, не выявляют своевременно предзадирное состояние. Как правило, оно определяется на последней стадии по характерным стукам в цилиндре, связанным с заклиниванием поршня во втулке. Даже при немедленно принятых мерах (отключение ТНВД, увеличение подачи цилиндрического масла, снижение частоты вращения и т. д.) поверхность тронка поршня и зеркало втулки значительно повреждаются, появляются натирсы (рис. 1). Тронк поршня после задира заменяют из-за значительного изменения геометрических размеров, вызванных термической деформацией. При позднем обнаружении задиров наблюдаются случаи разрыва цилиндрических втулок и поступления воды в подпоршневое пространство.

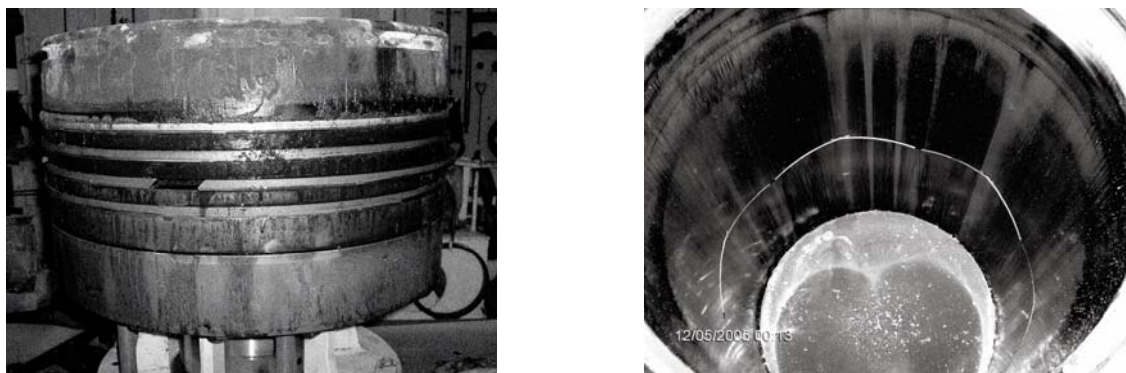


Рис. 1. Натирсы на поршне и зеркале цилиндрической втулки

Возможными причинами задиров могут быть: несоответствие микроструктуры металла колец и втулки, нарушение режима смазки, изменение геометрии тронка, неисправности топливной аппаратуры и т. п. Однако для выявления действительных причин необходимо обнаружение задира на ранней стадии развития.

В мощных судовых двигателях, особенно при сжигании тяжелых сортов топлива, интенсивно изнашивается нижняя поверхность поршневых канавок, что ухудшает работу колец и приводит к быстрому их выходу из строя. В связи с этим некоторые фирмы, производящие малооборотные мощные двигатели, применяют, противоизносные кольца. Эти кольца выполняются из высококачественного чугуна, заводятся в канавки поршня в напряженном состоянии и удерживаются в них силой упругости и трения. Если такое кольцо изнашивается, его легко заменить новым.

Для изготовления поршневых колец применяется ряд материалов в соответствии с рабочими условиями и назначениями дизелей. Опти-

мальный выбор материала поршневых колец для данного судового дизеля предполагает ознакомление с общими техническими требованиями к поршневым кольцам и с техническими свойствами материалов.

Повышенные износы пары трения цилиндровая втулка – поршневое кольцо приносят не только материальный ущерб, связанный с расходами на замену пришедших в негодность деталей, но и значительно снижают эксплуатационную надежность двигателя.

Для уменьшения повышенных износов судовладельцы вынуждены увеличивать расход цилиндрического масла, использовать высококачественные марки масел, эксплуатировать двигатели на режимах ограниченной мощности, вести тщательный контроль за состоянием поршневых колец и работой системы смазки.

В результате недостаточной надежности работы сопряжения втулка – поршневое кольцо приходится в эксплуатации производить частые вскрытия цилиндров для контроля состояния рабочей поверхности, замены изношенных поршневых колец и зашлифовки фасок на кольцах.

Проведенные исследования [3] позволили проанализировать влияние основных факторов на повышенный износ цилиндрических втулок и поршневых колец судовых двигателей.

Дизелестроительные фирмы предъявляют высокие требования к технологии изготовления поршневых колец. В случаях, когда имеет место повышенный износ ПК, специалисты приходят к выводу, что причиной этого является плохое качество колец.

Для определения соответствия ПК существующим требованиям нами проведены химические, механические испытания и микроисследования материала колец.

Результаты исследования металла колец приведены в табл. 1.

Таблица 1. Примеси в металле колец

№	Химический элемент	Содержание элементов в % на двигателе	
		Sulzer	MAN-B&W
1	Углерод	3,12	2,92
2	Марганец	0,89	0,65
3	Кремний	1,18	1,46
4	Сера	0,12	0,14
5	Фосфор	0,38	0,10
6	Никель	Следы	Следы
7	Хром	0,15	0,12
8	Молибден	0,25	0,10

В лабораторных условиях были проведены испытания ПК (определение твердости материала колец и среднего радиального давления).

Результаты испытания новых колец (Швейцария и Польша) приведены в табл. 2.

Таблица 2. Механические свойства новых поршневых колец

Производитель ПК	Масса кольца, кг	Твердость НВ	Среднее радиальное удельное давление, МПа
Швейцария	11,04	220	2,36 – 2,62
Польша	11,05	210	4,80 – 5,19

Результаты испытаний ПК (Швейцарского производства) отработавших 800 часов приведены в табл. 3.

Таблица 3. Механические свойства поршневых колец после 800 ч. наработки

Производитель ПК	Масса кольца, кг	Твердость НВ	Среднее радиальное удельное давление, МПа
Швейцария	8,885	212	0,78
Швейцария	8,805	227	0,94

Твердость принята как среднее значение пяти замеров, выполненных в различных точках кольца. Радиальное давление определено на специальном стенде при нагружении кольца по диаметру до рабочего зазора в замке.

Анализ структуры и состава материала колец (как новых, так и отработавших 800 часов) показал, что компонентов, которые могли бы повлиять на существующий у исследуемых двигателей повышенный износ, материал ПК не содержит.

Микроисследования металла поршневых колец показали, что структура металла образцов всех исследованных колец однообразная: серый чугун на перлитовой основе; графит – пластинчатый, умеренно завихренный и прямолинейный. Распределение графитных включений — частично изолированный, в отдельных местах пересекающийся и сконцентрированный в колонии средней степени изолированности. Фосфидная эвтектика располагается в виде крупной разорванной сетки и отдельных скоплений. Размер включений фосфидной эвтектики — средний и большой.

Проведенные лабораторные исследования показали, что кольца, применяемые на двигателях Sulzer и MAN-B&W не имеют отступлений в технологии изготовления. В то же время качество применяемых колец далеко от совершенства.

Устранение причин вызывающих интенсивные износы цилиндрических втулок и поршневых колец возможно путем обеспечения на всех режи-

мах работы двигателя прочной масляной пленки между трущейся парой. Решение этой задачи может быть достигнуто как применением более качественных цилиндрических масел, так и использованием ПК с высокими противоизносными свойствами.

Риск неконтролируемого износа возрастает при эксплуатации двигателя с чрезмерно изношенными поршневыми кольцами и втулками цилиндров, а также с неудовлетворительно работающей топливной аппаратурой и системой воздухообеспечения. Поэтому особенно важно контролировать техническое состояние этих элементов.

Если износ цилиндрических втулок двухтактных малооборотных двигателей в среднем составляет 0,02-0,05 мм/1000 часов, а износ втулок среднеоборотных двигателей еще меньше, то износ поршневых колец значительно больше и ориентировочно составляет 0,2-1,0 мм/1000 часов. Ведущие производители поршневых колец рекомендуют заменять кольца при уменьшении их радиальной толщины на 15 -20% — это соответствует 5000-15000 часам работы. К этому времени из-за уменьшения толщины силы упругости кольца снижаются на 50%. Сюда следует еще добавить уменьшение упругих свойств материала кольца под воздействием испытываемых им термических нагрузок. В свою очередь, потеря упругости вызывает коллапс (вибрацию) колец и их поломку.

Радиальный износ колец приводит к увеличению зазора в замке, что сопровождается увеличением прорыва газов через замок и усилением перегрева концов кольца, сдуванием масла и прочими, связанными с этим последствиями. Пропуск газов через кольца вследствие их неплотного прилегания определяют по появлению на кольцах местных пятен ожога (рис. 2), а на втулке — темных полос.

Накопленный экспериментальный и теоретический материал позволяет управлять процессами фрикционного взаимодействия деталей применительно к конкретным условиям их работы, предсказать величину износа, а также повысить их износостойкость.

Проведенные лабораторные исследования показали, что качество колец, применяемых на судовых дизелях, далеко от совершенства.

В каждом цилиндре процесс подачи масла протекает по-разному. Это в известной мере вносит разнообразие в организацию смазки ци-

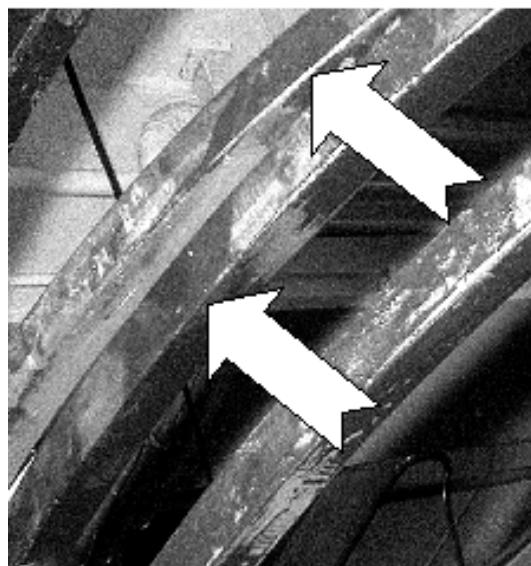


Рис. 2. Пятна ожога поршневых колец

линдров, что в свою очередь сказывается на износах сопряжений. Исследование износов сопряжения втулка – поршневое кольцо в каждом цилиндре двигателя 6RND76 Sulzer т/х «Selecta» судовладелец Victoria Marine Corporation подтверждают эти выводы.

Износ деталей определялся по содержанию железа в отработанном цилиндрическом масле. Из подпоршневой полости каждого цилиндра было взято по 6 проб масла на различных режимах работы двигателя, который работал на моторном топливе с содержанием серы от 0,33% до 1,93% и вязком топливе с содержанием серы 3,5%. Для смазки цилиндров применялись цилиндрические масла Shell и Mobilgard.

Как показали результаты исследований больше всего железа содержало отработанное масло 4-го цилиндра, а меньше всего — 1-го цилиндра. На рис. 3 представлена общая картина относительного износа по каждому цилиндру.

По сравнению с износом в 1-ом цилиндре износ деталей ЦПГ в цилиндрах 2, 3 и 5 примерно в 1,5 раза больше, а в 4-ом цилиндре в 1,9 раза. После 1-го цилиндра в лучшую сторону по износам выделяется 6-ой цилиндр.

Полученные данные подтверждают результаты исследований процессов маслоподдачи в цилиндры двигателей Sulzer. Фазы подачи масла в цилиндр 1 наиболее благоприятны для организации смазки, здесь масло подается вначале под поршневые кольца а затем при движении поршня к нмт, когда он находится ниже маслоподводящих каналов, происходит вторая подача масла. В этом цилиндре происходит наиболее рациональное распределение масла по рабочей поверхности втулки.

В 4-ом цилиндре большая часть масла подается при движении поршня к ВМТ, перемещаясь кольцами в камеру сгорания. Сгорание цилиндрического масла, находящегося на поверхности головки поршня, подтверждается рентгеноструктурными исследованиями нагаров (рис. 4), взятых с различным мест поршня.

В нагаре с 4-го цилиндра между 2 и 3 кольцами имеется повышенное содержание железа во всех фазах и в том числе кристаллическая модификация его Fe_{γ} . Образование этой кристаллической структуры

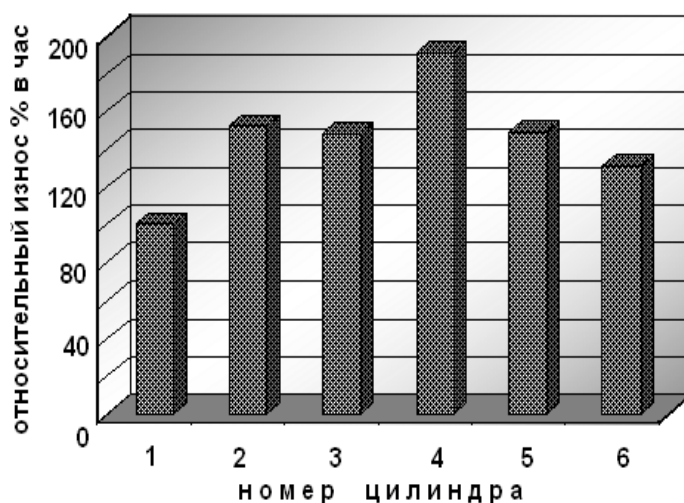


Рис. 3. Скорость износа сопряжения втулка кольцо

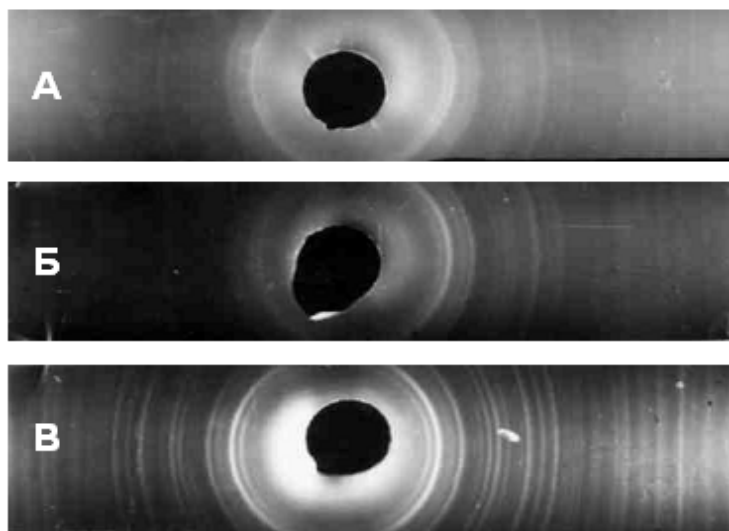


Рис. 4. Рентгенограмма нагаров с цилиндра № 4: А — в нагаре на поршне между 2-3 кольцами имеются соединения: $Fe\gamma$, Fe_2O_3 , Fe_3O_4 , CaC_2 , $FeO(C_2O_3, Al_2O_3)$; Б — в нагаре с выхлопных окон имеются соединения: $CaCO_3$, MqO , SiO_2 , Mq_2SiO_4 ; В — в нагаре на поршне между выше колец против маслоподводящих отверстий имеются соединения: Fe_2O_3 , FeS , CaO , MqO , SiO_2

железа может происходить при температурах от 910 до 1400°C. Такая температура в цилиндре двигателя может возникать только в процессе горения. Очевидно, что цилиндрическое масло вместе с продуктами износа — железом — забрасывается в камеру сгорания, подвергаясь воздействию высоких температур.

Железа в кристаллической модификации $Fe\gamma$ не обнаружено в нагарах, снятых с поршней других цилиндров. Анализ многочисленных данных по износам цилиндрических втулок исследуемых двигателей подтверждает влияние

особенностей процесса подачи масла в каждом цилиндре на организацию смазки.

Устранение причин вызывающих интенсивные износы цилиндрических втулок и поршневых колец возможно путем обеспечения на всех режимах работы двигателя прочной масляной пленки между трущейся парой. Решение этой задачи может быть достигнуто как применением качественных цилиндрических масел, так и использованием ПК с высокими противоизносными свойствами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Молодцов Н.С. Восстановление изношенных деталей судовых механизмов. / Молодцов Н.С. – М.: Транспорт, 1988. – 182 с.
2. Богач В.М., Пилюгин А.С., Довиденко Ю.Н., Бузовский В.А. Эффективность усовершенствованных смазочных систем цилиндров судовых дизелей / Богач В.М., Пилюгин А.С., Довиденко Ю.Н., Бузовский В.А. // Двигателестроение.– 1989. – №7.
3. Богач В.М. Оптимальні умови надходження масла до циліндрів судових двигунів / Богач В.М., Задорожний А.А. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 8. – Одесса: ОНМА. – С. 67-73.

УДК 629.12.03

Аболешкин С.Е.
ОНМА

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ СИСТЕМЫ «КОРПУС-ВИНТ» ПО РАССЧИТАННОМУ КОЭФФИЦИЕНТУ ПОЛНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

Современное судоходство характеризуется повышенными требованиями к экономическим показателям работы судна. Наряду с выросшей интенсивностью перевозок, сокращением времени стоянок в портах, необходимостью экономии на эксплуатационных расходах судна и ремонте, повышенными требованиями к безопасности мореплавания, значительно выросли цены на горюче-смазочные материалы — основную составляющую эксплуатационных расходов судна.

В этих условиях судоходными компаниями особое внимание уделяется назначению видов и сроков технического обслуживания и ремонта по фактическому техническому состоянию элементов судовой энергетической установки и судна в целом.

Одним из основных составляющих, влияющих на увеличение эксплуатационных затрат на горюче-смазочные материалы является техническое состояние корпуса судна и гребного винта.

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

Оценке технического состояния корпуса судна и гребного винта посвящено большое число работ и исследований. Ввиду сложности определения в условиях эксплуатации необходимых многочисленных гидродинамических показателей, большинство предложенных методик и критериев носят приближенный, эмпирический характер, имеют многочисленные допущения, что не позволяет оперативно оценить изменение технического состояния элементов гидромеханического комплекса в условиях эксплуатации.

Для транспортного судна достаточно удобно производить оценку изменения технического состояния системы «корпус — винт» по относительному интегральному показателю W_{pk} , который является отношением пропульсивного коэффициента при текущем техническом состоя-

нии η_{pk} к эталонному η_{pk0} , который определяется для нормального технического состояния [2].

$$W_{pk} = \frac{\eta_{pk}}{\eta_{pk0}} \quad (1)$$

Текущий и эталонный пропульсивный коэффициент должны быть определены для одного и того же режима работы системы — скорости хода судна v_s и осадке T .

Пропульсивный коэффициент η_{pk} представляет собой произведение КПД винта η_k и коэффициент влияния корпуса η_p .

$$\begin{aligned} \eta_{pk} &= \eta_p \eta_k, \\ \eta_p &= \frac{K_1}{K_2} \frac{(1-\psi)v_s}{nD_B} \frac{1}{2\pi} \frac{1}{i_2}, \\ \eta_k &= \frac{(1-t)}{(1-\psi)} \frac{i_1}{i_2}. \end{aligned} \quad (2)$$

Определение коэффициентов момента и упора гребного винта (K_1 , K_2), гидродинамических характеристик, входящих в уравнения (2) (коэффициенты засасывания t , попутного потока ψ и др.), использование приближенных эмпирических формул их расчета может внести существенную погрешность в определение пропульсивного коэффициента η_{pk} , а их уточнение с помощью многочисленных гидродинамических критериев, поправок и показателей [3] может быть применено в случае стабильного и точного их определения.

К недостаткам такой методики следует также отнести необходимость проведения многочисленных замеров и вычислений в условиях эксплуатации судна, что достаточно трудоемко, а результаты имеют значительные погрешности.

Пропульсивный коэффициент в общем случае может быть представить в виде [4]

$$\eta_{pk} = \frac{\rho \Omega v_s^3 \xi}{2N_e \eta_B}, \quad (3)$$

где ρ — плотность забортной воды; Ω — смоченная поверхность судна; v_s — скорость хода судна; ξ — коэффициент полного сопротивления; N_e — эффективная мощность главного двигателя; η_B — КПД передачи.

Эффективная мощность главного двигателя определяется выражением

$$N_e = c v_s^\beta,$$

где c, β — константы винтовой характеристики.

Тогда интегральный показатель технического состояния системы корпус-винт

$$W_{pk} = \frac{\rho \Omega v_s^3 \xi}{2c v_s^\beta \eta_b} \frac{2c_0 v_{s0}^{\beta_0} \eta_{b0}}{\rho_0 \Omega_0 v_{s0}^3 \xi_0}. \quad (4)$$

Т. к. $\Omega = \Omega_0$, $v_s = v_{s0}$, $\eta_b = \eta_{b0}$ [1], получим

$$W = \frac{\rho}{\rho_0} \frac{\xi}{\xi_0}. \quad (5)$$

Если принять $\rho = \rho_0$, то

$$W = \frac{\xi}{\xi_0} \quad (6)$$

Коэффициент полного сопротивления ξ рассчитывается для нескольких осадок в рабочем диапазоне скоростей судна, используя необходимые данные размерений судна по известной методике [5]. Произведенные расчеты позволяют определить коэффициенты уравнения

$$\xi = a_0 + a_1 T + a_2 v_s + a_3 T v_s + a_4 T^2 + a_5 v_s^2 \quad (7)$$

по результатам испытаний судна, учитывая, что для одной винтовой характеристики $v_s/n = \text{const}$ рассчитываются коэффициенты полинома

$$v_s = b_0 + b_1 T + b_2 n + b_3 T n + b_4 T^2 + b_5 n^2 \quad (8)$$

Для оценки технического состояния системы «корпус-винт» необходимо определить текущие значения v_s , T и n . Затем по формуле (8) рассчитывают v_{s0} — скорость хода судна для текущей осадки и частоты вращения гребного винта, но при нормальном техническом состоянии системы «корпус-винт».

По формуле (7) рассчитываются значения ξ и ξ_0 для скоростей судна v_s и v_{s0} , затем по выражению (1) — значение относительного интегрального показателя W_{pk} .

Графически алгоритм определения W_{pk} представлен на рис 1.

Возможная погрешность в определении абсолютной величины коэффициента полного сопротивления ξ значительного влияния на значение интегрального показателя W_{pk} не окажет, т. к. ξ входит в конечную расчетную формулу в относительном виде.

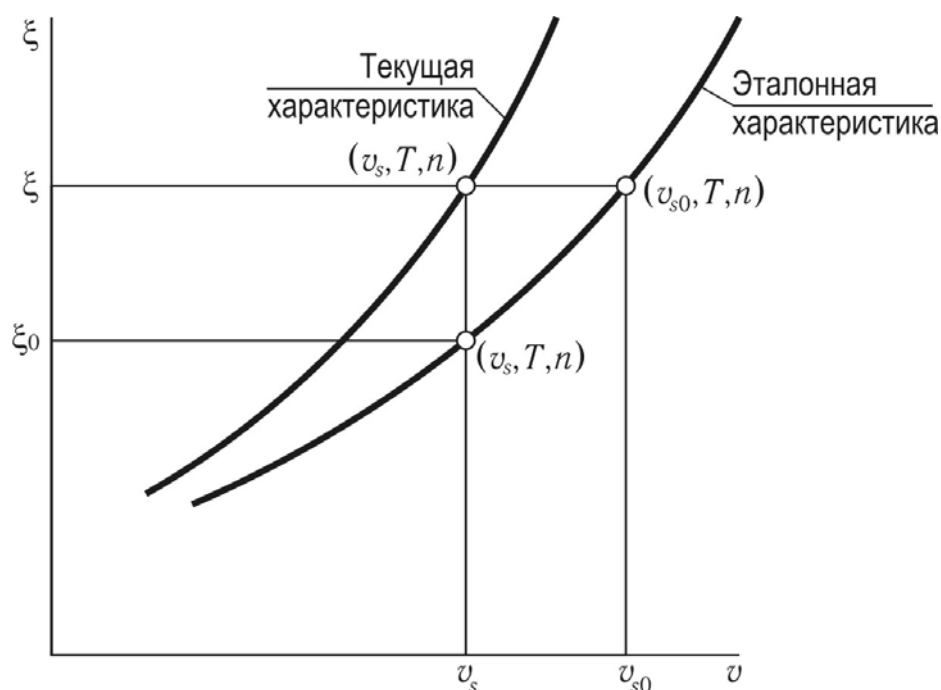


Рис. 1. Графический алгоритм определения текущего и эталонного значений коэффициента полного сопротивления судна

Предложенный относительный интегральный показатель технического состояния системы корпус-винт достаточно информативен, однозначно оценивает изменение технического состояния, прост в определении и может быть использован в эксплуатационных условиях.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Кацман Ф.М. Эксплуатация пропульсивного комплекса морского судна. / Кацман Ф.М. – М.: Транспорт, 1987. – 223 с.
2. Конаков Г.А. Эталонирование характеристик элементов системы «корпус судна – гребной винт» / Конаков Г.А., Аболешкин С.Е. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2000. – Вып. 5. – Одесса: ОГМА. – С. 51-57.
3. Справочник по теории корабля: в 3 т. / Под ред. Я.И. Войткунского. – Л.: Судостроение, 1985. Т. 1: Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители. – 763 с.
4. Разработка методики оценки эффективности эксплуатации пропульсивного комплекса с дизельной энергетической установкой: Отчет о НИР (заключит.) / Одесское высшее инженерное морское училище (ОВИМУ). Рук. Г.А. Конаков. №ГР 01860047301. – Одесса: ОВИМУ, 1987. – 90 с.
5. ОСТ 5.0181-75 Атлас диаграмм для расчета буксировочной мощности морских транспортных судов — М.: Машгиз. – 1976. – 141 с.

УДК 515.2

Лебедев Б.В., Синько И.С.
ОНМА, ОНПУ

АНАЛИТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТИ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ ДЕТАЛЕЙ СРЕДСТВ ТРАНСПОРТА

Большое количество деталей и сборочных единиц средств транспорта, поступающих в ремонт, в результате износа, усталости материала, механических повреждений, коррозии становятся дефектными и утрачивают свою работоспособность. Однако, лишь некоторые из них утрачивают работоспособность полностью и подлежат замене. Детали имеющие остаточный ресурс могут быть использованы повторно после проведения соответствующего объема работ по их восстановлению. Стоимость восстановления таких деталей значительно ниже стоимости их изготовления.

В зависимости от характера устраняемых дефектов все восстанавливаемые детали и сборочные единицы подразделяются на три основные группы: с изношенными поверхностями, с механическими повреждениями, подвергавшиеся коррозии.

Весь процесс восстановления деталей состоит из трех групп последовательно выполняемых операций:

- подготовительные — комплектование партий деталей по однотипности дефектов, очистка и мойка, дефектация, подбор и наладка оборудования, установление режимов обработки, предварительная механическая обработка;
- устранение дефектов с помощью оснастки и оборудования;
- заключительная доводочная стадия — окончательная механическая обработка, термическая обработка, контроль качества восстановленных деталей.

Дефектацией определяют возможность дальнейшего использования деталей. Во время дефектации детали сортируют на годные к дальнейшей работе без ремонта, подлежащие восстановлению и не пригодные к восстановлению. На восстановление направляют с размерами в диапазоне между допустимыми и предельными. Детали, размеры которых находятся за предельными, выбраковывают. Детали, прошедшие дефектацию, сортируют в группы по сходству способов их восстановления: корпусные детали и сборочные единицы, круглые стержни, крепежные детали, зубчатые передачи. На каждую группу таких деталей разрабатывают типовые технологические процессы восстановления.

Наиболее распространенным и простым способом восстановления деталей является электродуговая наплавка. В зависимости от наличия тех-

нологической оснастки и материалов, необходимых для ремонтных работ, применяют наплавку под слоем флюса, вибродуговую, в среде углекислого газа, в потоке воздуха и водяного пара и электроконтактную сварку. Восстанавливать изношенные зубья зубчатых колес редукторов кранов методом наплавки не рекомендуется. Для этой цели используют механическую обработку с прорезанием существующих зубьев.

К надежности и долговечности восстановленных деталей и сборочных единиц предъявляют те же требования, что и ко вновь изготовленным, поэтому на всех стадиях восстановления деталей проверяют соответствие их требованиям технологических карт, технических условий и стандартов.

Отдельной проблемой при восстановлении деталей средств транспорта, в частности морского является уникальность некоторых восстанавливаемых деталей, их нестандартность и отсутствие соответствующей сопроводительной документации.

В этом случае, на этапе дефектации необходим определение геометрических параметров восстанавливаемой детали и подбор на их основе методов обработки, соответствующего оборудования и инструментов для дальнейшей доводочной обработки восстановленной детали.

Главной проблемой моделирования поверхностей режущего инструмента, необходимого для окончательной обработки восстановленной детали является обеспечение достаточно точного соответствия геометрии режущих поверхностей и потребной геометрии восстанавливаемой поверхности.

Одним из самых точных методов, позволяющих определить геометрию поверхности, является аналитический метод, который в свою очередь позволит повысить точность проведения ремонтных работ, отказаться от финишных доводочных операций и тем самым повысить производительность труда.

В данной статье рассматривается аналитический метод моделирования сопряженных поверхностей применительно к режущей кромке дискового инструмента, обрабатывающей сложную винтовую поверхность.

Цель исследования. Разработать автоматизированный аналитический метод формирования сопряженных поверхностей способом окружностного проецирования применительно к режущей кромке дисковой фрезы, повысить производительность конструкторского труда, расширить область применения способа окружностного проецирования.

Решение поставленной задачи:

В качестве примера за профиль винтовой канавки, для которого методом окружностного проецирования формируется профиль режущей кромки дискового инструмента, возьмем профиль винтовой канавки ведущего винта винтового компрессора (рис. 1).

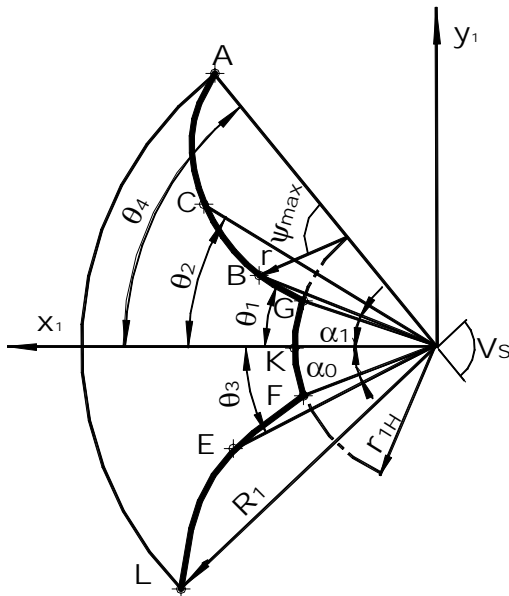


Рис. 1. Профиль винтовой канавки ведущего винта компрессора

Уравнение винтовой линии в параметрической форме имеет вид [1, 3]

$$\begin{aligned} x &= \rho \cos(\theta_i + \tau), \\ y &= \rho \sin(\theta_i + \tau), \\ z &= \frac{h}{2\pi} \tau, \end{aligned} \quad (1)$$

где ρ — радиус характерной точки на плоском колесе; θ_i — угол между положительным направлением оси OX и ρ на плоском колесе; h — шаг винтовой линии; τ — угол закрутки, т.е. угол поворота радиуса ρ на торцевой плоскости при образовании винтовой линии.

Винтовая поверхность контура FK (рис. 1) выражается уравнениями:

$$\begin{aligned} x &= r_{1H} \sin(\alpha_1 + \tau), \\ y &= r_{1H} \cos(\alpha_1 + \tau), \\ z &= p\tau. \end{aligned} \quad (2)$$

Уравнение окружностных проекций в общем виде:

$$\begin{aligned} X &= x \cos \omega - z \sin \omega, \\ Z_2^1 &= \sqrt{(b - y_1^2) + (z_1^2)^2}, \end{aligned} \quad (3)$$

где r_{1H} — радиус начального цилиндра ведущего винта; a_1 — угол профиля;

$$\begin{aligned} X &= \rho \cos(\theta + \tau) \cos \omega + \frac{h}{2\pi} \tau \sin \omega, \\ Z &= \sqrt{\left[b - \rho \sin(\theta + \tau) \right]^2 + \left[\rho \cos(\theta + \tau) \sin \omega + \frac{h}{2\pi} \cos \omega \right]^2}, \end{aligned} \quad (4)$$

b — межосевое расстояние.

Для получения окружностной проекции винтовых линий винтовой канавки компрессора необходимо подставить уравнение (1) в уравнение (3):

$$z_2^1 = \left[r_{1H} \sin(\alpha_1 + \tau) \right] \sin \omega + p\tau \cos \omega; \quad (5)$$

$$x_2^1 = \left[r_{1H} \sin(\alpha_1 + \tau) \right] \cos \omega + p\tau \sin \omega; \quad (6)$$

$$z_2^1 = \sqrt{[b + r_{1H} \cos(\alpha_1 + \tau)]^2 + [r_{1H} \sin(\alpha_1 + \tau) \sin \omega + p\tau \cos \omega]^2}.$$

Уравнения огибающей окружностных проекций винтовой поверхности винтового компрессора вычисляется по общему методу дифференциальной геометрии

Для огибаемой (заданной) поверхности [1]

$$f(x, y, z) \quad (7)$$

составляется уравнение относительного движения в форме

$$F(x, y, z, \theta, \tau) = 0. \quad (8)$$

Уравнение огибающей окружностных проекций принимает вид:

$$X_2^1 = \rho \cos(\theta_i + \tau) \cos \omega + \frac{h}{2\pi} \tau \sin \omega, \quad (9)$$

$$\begin{aligned} Z_2^1 = & \sqrt{[b - \rho \sin(\theta_i + \tau)]^2 + \left[\rho \cos(\theta_i + \tau) \sin \omega + \frac{h}{2\pi} \tau \cos \omega\right]^2} \\ & - \rho \sin(\theta_i + \tau) \cos \omega + \\ & + \frac{(b - \rho \sin(\theta_i + \tau)) \rho \cos(\theta_i + \tau)}{\sqrt{(b - \rho \sin(\theta_i + \tau))^2 + \left(\rho \cos(\theta_i + \tau) \sin \omega + \frac{h}{2\pi} \tau \cos \omega\right)^2}} - \\ & - \frac{\left(\rho \cos(\theta_i + \tau) \sin \omega + \frac{h}{2\pi} \tau \cos \omega\right) \rho \sin(\theta_i + \tau) \sin \omega}{\sqrt{(b - \rho \sin(\theta_i + \tau))^2 + \left(\rho \cos(\theta_i + \tau) \sin \omega + \frac{h}{2\pi} \tau \cos \omega\right)^2}} = 0; \\ & - \rho \sin(\theta_i + \tau) \cos \omega - \frac{h}{2\pi} \sin \omega + \\ & + \frac{(b - \rho \sin(\theta_i + \tau))(-\rho \cos(\theta_i + \tau)) + (\rho \cos(\theta_i + \tau) \sin \omega)}{\sqrt{(b - \rho \sin(\theta_i + \tau))^2 + \left(\rho \cos(\theta_i + \tau) \sin \omega + \frac{h}{2\pi} \tau \cos \omega\right)^2}} + \\ & + \frac{\frac{h}{2\pi} \tau \cos \omega \left(-\rho \sin(\theta_i + \tau) \sin \omega + \frac{h}{2\pi} \tau \cos \omega\right)}{\sqrt{(b - \rho \sin(\theta_i + \tau))^2 + \left(\rho \cos(\theta_i + \tau) \sin \omega + \frac{h}{2\pi} \tau \cos \omega\right)^2}} = 0. \end{aligned}$$

Уравнение огибающей окружностных проекций для дискового инструмента принимает окончательный вид:

$$\begin{aligned}
 x_2^1 &= r_{1H} \sin(\alpha_1 + \tau) \cos \omega + p\tau \sin \omega \\
 z_2^1 &= \sqrt{(b - r_{1H} \cos(\alpha_1 + \tau))^2 + (p\tau \cos \omega)^2} \\
 r_{1H} \cos(\alpha_1 + \tau) + \frac{r_{1H} \sin(\alpha_1 + \tau)(b - r_{1H} \cos(\alpha_1 + \tau))}{\sqrt{(b - r_{1H} \cos(\alpha_1 + \tau))^2 + (p\tau \cos \omega)^2}} &= 0 \quad (10) \\
 r_{1H} \cos(\alpha_1 + \tau) + p \sin \omega + \\
 + \frac{r_{1H} \sin(\alpha_1 + \tau)(b - r_{1H} \cos(\alpha_1 + \tau)) + p^2 \tau \cos^2 \omega}{\sqrt{(b - r_{1H} \cos(\alpha_1 + \tau))^2 + (p\tau \cos \omega)^2}} &= 0
 \end{aligned}$$

Для остальных участков профиля ведущего винта винтового компрессора огибающая окружностных проекций находится аналогично.

Выводы.

Аналитический метод играет значительную роль при повышении точности профилирования режущей кромки дискового инструмента, облегчая и упрощая его моделирование. Автоматизация математического формирования сопряженных поверхностей повышает производительность конструкторского труда.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жмудь А.Е. Винтовые насосы с циклоидальным зацеплением. / Жмудь А.Е. – М.-Л.: Машгиз, 1963. – 155 с.
2. Иванов Ю.Н. Применение винтового проектирования к профилированию сопряженных поверхностей / Иванов Ю.Н. // Тр. Омск. машиностроит. ин-та. Начертательная геометрия и инженерная графика в машиностроении. – 1963. – С. 10-13.
3. Иванова І.С. Профілювання ріжучої кромки дискової фрези методом оберненого проєкціювання / Иванова І.С. // Прикладна геометрія та інженерна графіка. Вісник інженерної академії України. – Київ, 2001. – С. 207-209.
4. Николаев А.Ф. Диаграмма винта и ее применение к определению сопряженных линейчатых поверхностей с линейным касанием / Николаев А.Ф. // Тр. семинара по теории мех-мов и машин. – Т. X, вып.37. – М.-Л., 1950. – 98 с.
5. Подкорытов А.Н. Определение интерференции и профилирование сопряженных винтовых нелинейчатых поверхностей со сложным криволинейным профилем применительно к червячным

фрезам / Подкорытов А.Н. // Прикладная геометрия и инженерная графика. – Омск, 1972. – С. 24-28.

6. Подкорытов А.Н. Аналитический метод определения профиля зуба червячной фрезы. / Подкорытов А.Н., Панчук К.Л. // Прикладная геометрия в машиностроении. – Омск, 1974. – С. 32-37.

УДК 621.431.74:629.12.37

Брошков С.Д., Ханмамедов С.А.
ОНМА

КРИТЕРИЙ ТЕПЛОВЫХ ПЕРЕГРУЗОК ДИЗЕЛЯ

При нагружении среднеоборотных дизелей с винтом регулируемого шага, перемещением рукоятки управления, дизель испытывает перегрузки. Превалирующее значение среди них имеют тепловые перегрузки [1]. Для их оценки исследователями предлагается использовать различные критерии, однако при этом отсутствует единый подход к их оценке.

В настоящее время разработаны различные критерии теплонапряженности для оценки состояния цилиндропоршневой группы дизеля. Эти критерии обычно используются для оценки перегрузок на установившихся режимах.

Критерий Костина А.К. [2], основанный на оценке удельного теплопотока через днище поршня или стену втулки в зависимости от параметров рабочего процесса без учета лучистого теплообмена имеет вид

$$K_T = b (c_m)^{0,5} \left(\frac{D}{\eta_H p_s} \right)^{0,38} \left(p_e g_e \frac{T_s}{T_0} \right)^{0,88}, \quad (1)$$

где $T_0 = 293$ К; b — 0,185 и 0,325 для четырехтактных и двухтактных двигателей соответственно; p_s и T_s — давление и абсолютная температура воздуха на входе в цилиндр, кПа, К; c_m — средняя скорость поршня, м/с; D — диаметр цилиндра, м; p_e — среднее эффективное давление, кПа; g_e — удельный расход топлива; η_H — коэффициент наполнения рабочего цилиндра дизеля. Этот критерий позволяет приблизительно оценить теплонапряженность при изменении условий работы дизеля.

Для анализа температурных перегрузок дизеля использованием можно использовать преобразованную зависимость критерия Костина, рекомендованную Овсянниковым М.К. [3]:

$$q_o = B_2 (c_m p_s)^{0,5} \left(\frac{\eta_H}{\alpha} \right)^{0,88}, \quad (2)$$

где B_2 — постоянный коэффициент. Анализируя данную зависимость, следует учесть что, коэффициент с практически постоянен, а основное влияние на тепловую напряженность дизеля оказывают коэффициент избытка воздуха и давление наддува.

Критерий В.С. Семенова [4] для днища поршня

$$q_c = \frac{\sigma_{\text{доп}}}{\sigma_{\text{тп}}}, \quad (3)$$

где $\sigma_{\text{доп}}$ — допустимые напряжения материала днища поршня; $\sigma_{\text{тп}}$ — условные термические напряжения.

Критерии теплового состояния, разработанные для установившихся режимов, не позволяют оценивать перегрузок на маневренных режимах. Это связано со сложностью и многообразием перегрузок, воспринимаемых деталями кривошипно-шатунного механизма и цилиндропоршневой группы дизеля в процессе нагружения, а также с недостатком теоретических и натуральных данных для их оценки.

Таким образом, в настоящее время, отсутствует реальный критерий позволяющий оценить перегрузки дизеля.

При выборе критериев для оценки напряженности рабочего цикла на неустановившихся режимах, отсутствует единый подход. Например, фирма MAN-B&W формирует принципы нагружения (разгона) для дизеля L20/27 с винтом фиксированного шага таким образом [1]: «... разгон от оборотов холостого хода (1/3 номинальной) до полного должен составлять приблизительно 10 с при практическом отсутствии заметной дымности...».

Показателем теплонапряженности является величина и характер изменения температуры в стенках поршней, цилиндрических втулок и крышек. Так, температура зеркала цилиндра в районе первого поршневого кольца (при положении поршня в верхней мертвой точке) не должна превышать 175 °С во избежание разрушения масляной пленки и возникновения сухого трения [5]. Температура поршней лимитируется в районе первого поршневого кольца из условий предотвращения его закоксовывания, на днище поршня из условий сохранения допустимых тепловых напряжений и отсутствия коксо- и лакообразования со стороны, омываемой охлаждающим маслом.

В работе Матвиевского Р.М. [6] отмечено, что фактором, оказывающим в условиях граничной смазки наибольшее влияние на коэффициент трения, является температура. Коэффициент трения при увеличении температуры изменяется до наступления определенной, критической для данного сопряжения, критической температуры $T_{\text{кр}}$. После наступления $T_{\text{кр}}$ наступает резкое возрастание силы трения и повышенный износ адгезионного типа. Проведенные экспериментальные исследования показали, что критическая температура масел монотонно снижается с ростом нагружки.

Использование закона сохранения энергии для описания переноса теплоты в вязком теплопроводящем слое приводит к уравнению

$$\rho c_v \frac{dv}{dt} + \rho c_v \left(u_x \frac{\partial \vartheta}{\partial x} + u_y \frac{\partial \vartheta}{\partial y} + u_z \frac{\partial \vartheta}{\partial z} \right) - \lambda_t \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} = \eta \left[\left(\frac{\partial u_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_y}{\partial y} \right)^2 \right], \quad (5)$$

где ϑ — температура в точке смазочного слоя с координатой (x, y, z) ; λ_t — коэффициент теплопроводности; c_v — теплоемкость при постоянном объеме; u_x, u_y, u_z — проекции скоростей частиц жидкости на оси координат; η — динамическая вязкость. Граничными условиями для уравнения переноса теплоты является распределение температур на контуре смазочного слоя: $\vartheta = \vartheta(x, y, z)$. Первое слагаемое в правой части уравнения (5) описывает изменение теплосодержания выделенного объема смазочного слоя за счет изменения температуры ϑ , второе — за счет конвективного переноса, третье — за счет теплопроводности λ_t поперек смазочного слоя. Первая часть уравнения описывает количество механической энергии, необратимо перешедшее в теплоту. Учитывая, что при движении поршневого кольца по зеркалу цилиндра (рис. 1), первое и второе слагаемые этого уравнения несоизмеримо малы, по сравнению с третьим, их влиянием на теплоперенос можно пренебречь. Таким образом, основными параметрами, которые будут определять коэффициент трения, являются: ускорение изменения температуры в точке смазочного слоя с координатой x ; коэффициент теплопроводности; η — динамическая вязкость масла.

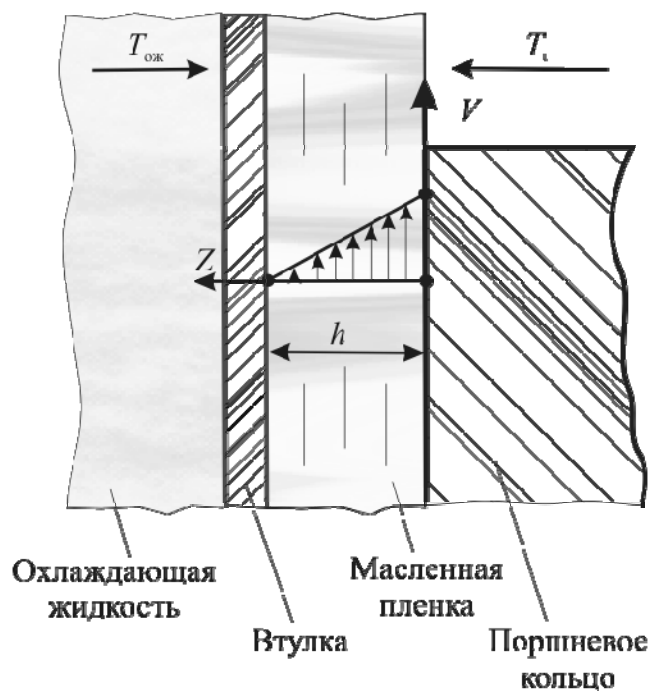


Рис. 1. Схема смазочной пленки между кольцом поршня и зеркалом цилиндра

В случае исследований смазочной пленки на зеркале цилиндра, коэффициент теплопроводности величина постоянная, а η — динамическая вязкость масла поддерживается системами, осуществляющими контроль над вязкостью.

Температура масляного слоя будет зависеть от энергии, подводимой со стороны газов. В работе [6] проводились исследования, при нагреве со стороны металла. Но в данном случае температура охлаждающей жидкости строго регламентируется дизелестроительными фирмами, и поддерживается на заданном

уровне системой регулирования температуры охлаждающей жидкости. Учитывая это, увеличение температуры может быть рассмотрено со стороны камеры сгорания. Температура в камере сгорания, а именно максимальная температура газов на линии расширения, в данном случае, будет определять критическую температуру масляной пленки. При достижении масляной пленкой критической температуры в некоторых областях поршневого кольца, будет происходить его схватывание, и попытка его среза. Вследствие чего, будут повышаться механические и температурные нагрузки области схватывания зеркала цилиндра, начнется усиленный износ этой области.

Таким образом, сохранение температуры масляной пленки на значениях менее критической позволяют защитить дизель от температурных перегрузок. Ввиду сложности оценки температуры масляной пленки, можно использовать параметр рабочего процесса дизеля, а именно, максимальную температуру газов на линии расширения. Для более уточненной оценки можно использовать значения следующих параметров:

- максимальная температура газов на линии расширения;
- коэффициент избытка воздуха;
- давление наддувочного воздуха;
- частоту вращения турбокомпрессора.

Выводы.

1. Установлен критерий позволяющий оценивать температурные перегрузки, как при установившейся, так и при неустановившихся режимах работы дизеля. Критерий основан на анализе состояния масляной пленки на зеркале цилиндра, т.е. поддержание температуры масляной пленки ниже критического значения позволяет защитить дизель от температурных перегрузок.

2. Установлено, что температура масляной пленки на зеркале цилиндра находится в прямой зависимости от температуры газов в цилиндре дизеля.

3. Для обеспечения защиты дизеля от температурных перегрузок достаточным условием является поддержание температуры масляной пленки на зеркале цилиндра ниже критической.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Суворов П.С. Эксплуатационные режимы нагружения главных судовых среднеоборотных дизелей. / Суворов П.С. – Одесса: Морьяк, 1995. – 224 с.
2. Костин А.К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания. Справочное пособие. / Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И. –Л.: Машиностроение, 1979. – 222 с.

3. Овсянников М.К. Тепловая напряженность дизелей./ Овсянников М.К., Давыдов Г.А. – Л.: Судостроение, 1976. – 253 с.
4. Семенов В.С. Теплонапряженность и долговечность цилиндропоршневой группы судовых дизелей. / Семенов В.С. – М.: Транспорт, 1977. – 182 с.
5. Боядижев Х. Массоперенос в движущихся пленках жидкости: пер. с англ. / Боядижев Х., Бешков В. – М.: Мир, 1988. – 136 с.
6. Матвиевский Р.М. Противозадирная стойкость смазочных сред при трении на режиме граничной смазки. / Матвиевский Р.М., Буяновский И.А., Лазовская О.В. – М.: Наука, 1978. – 192 с.

УДК 621.431.74 - 242.44

Ханмамедов С.А., Пизинцали Л.В., Могилянец Т.М.
ОНМА, ОНМУ

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ТОНКОСТЕННЫМИ ВКЛАДЫШАМИ

Постановка проблемы.

В судовых двигателях внутреннего сгорания (СДВС) конструкция подшипниковых узлов, материалы, технология их изготовления и организация их эксплуатации за последние 20 лет претерпели значительные изменения. В составе современных СДВС наибольшее распространение получили подшипники скольжения с тонкостенными вкладышами. В настоящей работе сделана попытка проанализировать тенденции развития подшипников и предложить пути совершенствования подшипников скольжения СДВС.

Анализ результатов эксплуатации подшипников скольжения с СДВС показывает [7], что в процессе их работы имеет неизбежное место износ рабочих поверхностей, хотя все подшипники на стадии проектирования и изготовления рассчитываются на работу в гидродинамическом режиме, для которого износ рабочих поверхностей должен отсутствовать. Однако реально в процессе эксплуатации двигателя не удастся обеспечить работу подшипников в гидродинамическом режиме смазки. Предельно допустимая величина износа подшипников, которая обусловлена, прежде всего, выполнением им своего функционального назначения и регламентируется инструкцией завода - строителя двигателя.

Исследования особенностей работы подшипников СДВС показывают, что они значительный промежуток времени эксплуатируются в режиме граничной смазки. Для граничного режима смазки характерным является тот факт, что в зоне трения имеется контакт трущихся поверхностей подшипника, чем и обусловлено дальнейшее решение задачи по повышению долговечности подшипников, которое выполняется двигателестроительными фирмами в двух преимущественных направлениях. Одно – занимается совершенствованием материала, из которого изготавливаются подшипники [7], а второе направлено на улучшение свойств смазочных материалов [3-6]. Решение обоих направлений подчинено адаптации работы подшипников в составе СДВС, обеспечивающих минимальные потери на трение (и таким образом сокращение затрат топлива) и минимизации величины износа подшипника (что приводит к сокращению затрат на обслуживание и ремонт).

Анализ совершенствования конструкций подшипниковых узлов указывает на определенное противоречие — с одной стороны, фирмы повышают твердость материала, из которого изготавливается вкладыш, с другой, применяется и мягкий материал, при этом наблюдается параллельное расположение слоев материала на постели вкладыша

Целью статьи является анализ конструкции подшипниковых узлов, материалов и технологий изготовления, их адаптация к условиям эксплуатации в составе СДВС, а так же поиск новых материалов и технологий изготовления подшипников СДВС, позволяющих повысить их долговечность.

СДВС эксплуатируются на протяжении всего жизненного цикла судна 30 лет (150-200 тыс. часов работы двигателя). Для обеспечения заданной долговечности конструкцией двигателя предусмотрена возможность замены подшипниковых узлов в периоды времени, регламентированные заводом строителем. Конструкция подшипниковых узлов претерпела в своем развитии такие изменения, которые позволяют осуществлять замену подшипниковых узлов в процессе эксплуатации СДВС, как правило, без вывода судна из эксплуатации. Однако организация эксплуатации СДВС, при которой происходит замена подшипниковых узлов, является затратной и составляет до 5–7% от всех эксплуатационных затрат.

Результаты исследования поверхности вкладышей подшипников скольжения, проведенные авторами в ОНМА, показывают, что в разных рабочих зонах подшипника имеет место абразивный, коррозионный и нормальный адгезионный износ, а также фреттинг коррозия на тыльной стороне вкладыша подшипника. Результаты обмеров типовых подшипников скольжения судовых двигателей на примере двигателя фирмы МАН серии МС показали, что если жизненный цикл судна составляет 30 лет, то при годовом наработке 6500 часов и диаметре подшипника 0,5 м (рабочая длина поверхности подшипника 1,6 м), частоте вращения двигателя 80 об/мин путь трения подшипника, пройденный за жизненный цикл достигает $L = 8,42 \cdot 10^8$ м.

Если предельно допустимый износ подшипника, установленный заводом строителем, составляет $\Delta h = 0,002$ м, то интенсивность изнашивания, при которой замена подшипника на всём жизненном цикле двигателя не потребуется, составит $I_h = \Delta h / L = 0,002 / 8,42 \cdot 10^8$; $I_h = 0,23 \cdot 10^{-11}$.

Фирменная же инструкция завода строителя рекомендует замену вкладышей через 24 000 – 32 000 час. За это время путь трения $L = 1,2 \cdot 10^8$ м, и если предельный износ $\Delta h = 2$ мм, то реальная интенсивность изнашивания, наблюдаемая в процессе эксплуатации составляет $I_h = 1,6 \cdot 10^{-11}$. В связи с этим за весь жизненный цикл судна необхо-

димо провести порядка 6 – 8 замен вкладышей подшипника. Таким образом, для получения подшипника, работоспособного на всем жизненном цикле, необходимо уменьшить интенсивность изнашивания подшипников в 6 – 8 раз.

Решение проблемы.

Инженерия поверхности остается одним из наиболее перспективных направлений в современном судовом материаловедении, позволяющая, решить поставленную задачу.

Материалы для подшипниковых узлов СДВС выбираются, в настоящее время, из соображений обеспечения устойчивого протекания процесса трения во времени.

Многочисленные исследования и их экспериментальная проверка показали, что эта задача решается путем подбора металла, которым осуществляется заливка подложки подшипника. К таким материалам относятся металлы: Pb, Sn, Zn, Cu и др. Данные металлы при трении по стали в присутствии смазочных материалов обеспечивают устойчивый процесс трения. Конструкция такого подшипника приведена на рис. 1. При этом его работа возможна только со смазочными материалами, которые отвечают требованиям SAE.

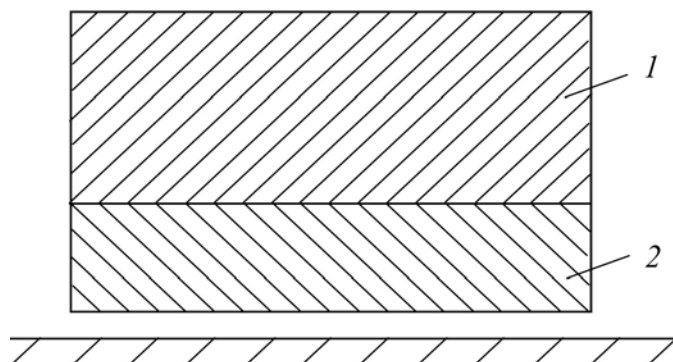


Рис. 1. Конструкция подшипника скольжения со сплошной заливкой рабочей поверхности: 1 — сталь; 2 — оловянно-свинцовый сплав

Ресурс подшипника скольжения, приведенного на рис. 1, ограничен и обычно составляет 10 000 – 15 000 час, что обусловлено с одной стороны циклической прочностью металла, а с другой – величиной предельно допустимого износа. В процессе накопления соответствующего опыта эксплуатации таких подшипников, практически одновременно, ведущие двигателестроительные фирмы перешли на биметаллические подшипники,

у которых оловянисто-свинцовый сплав наносился на стальную полосу, которая, являясь съемной деталью, позволила значительно упростить процесс эксплуатации двигателя. На рис. 2 приведена конструкция вкладыша подшипника скольжения. Для этих вкладышей характерным является тот факт, что для улучшения адгезии антифрикционного сплава на стальную полосу наносится промежуточный слой меди. Начальный зазор между стальным валом и таким подшипником составляет обычно 100 – 150 мкм. При этом ресурс подшипника скольжения, при-

веденного на рис. 2, также ограничен временным фактором и обычно составляет 20 000 – 25 000 час, что обусловлено с одной стороны циклической прочностью металла, а с другой — величиной предельно допустимого износа подшипника.

Продолжительное использование подшипников с биметаллическими вкладышами в двигателях показало, что с течением времени наблюдается диффузия меди в антифрикционный сплав и резкое изменение его физико-механических свойств в частности потеря пластичности.

В связи с этим конструкция вкладыша подшипника усложнилась, и между медью и антифрикционным сплавом появился слой никеля (рис. 3).

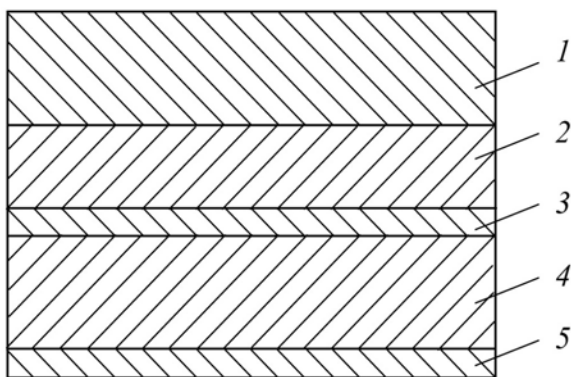


Рис. 3. Трехслойный вкладыш подшипника скольжения: 1 – сталь; 2 – медь; 3 – никель; 4 – антифрикционный сплав; 5 – приработочный слой (редкоземельные металлы)

2. Сверхтвердые наноструктурные покрытия (в т.ч. многокомпонентные пленки на основе карбонитридов и боронитридов переходных металлов, кубического нитрата бора, алмазные, алмазосодержащие и углеродные алмазоподобные пленки).

Проведенные исследования [1-2] показали, что материал антифрикционного слоя, полученный по данным технологиям, оказывает значительное влияние на прилегающий пристенный слой смазочного мате-

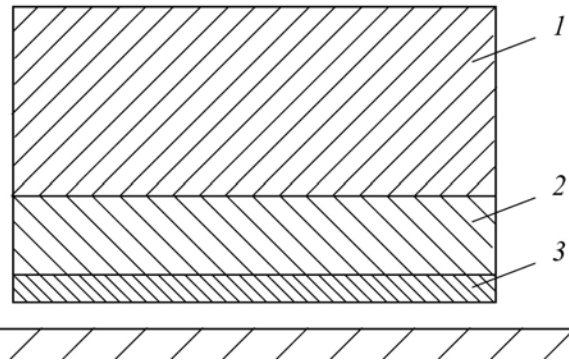


Рис. 2. Биметаллический вкладыш подшипника скольжения: 1 — сталь; 2 — медь; 3 — антифрикционный сплав

Анализ публикаций, затрагивающих данное направление исследований, показывает, что необходимо, прежде всего, комплексное решение задачи с применением методов и покрытий и приведенных ниже технологий и методов.

1. Технологии (термическое испарение, ионно-лучевое и ионно-плазменное распыление, электроискровое легирование, химическое осаждение, лазерная обработка, ионная имплантация и другие методы) модификации поверхности.

риала. Слой смазочного материала приобретает ориентационную упорядоченность. Толщина ориентационной упорядоченности смазочных слоев достигает 20 мкм [4, 6]. При этом, в слое возникает расклинивающее давление, обеспечивающее достаточную грузоподъемность, позволяющую уравновесить нагрузку, приходящуюся на подшипник. Необходимо также отметить, что в зависимости от типа структуры пристенного слоя изменяются и его триботехнические характеристики. Так, в биметаллических и трехслойных подшипниках (рис. 2, 3) в пристенном слое реализуется планарная структура, обеспечивающая устойчивое протекание процесса трения с минимальным коэффициентом трения.

Применение нанотехнологий дает уникальные возможности улучшать физические и повышать эксплуатационные характеристики подшипников в несколько раз при относительно невысоких технологических затратах. Так, фирма «МИБА» предложила новую конструкцию рабочей поверхности подшипника (рис. 4) в которой рабочие антифрикционные слои располагаются параллельно.

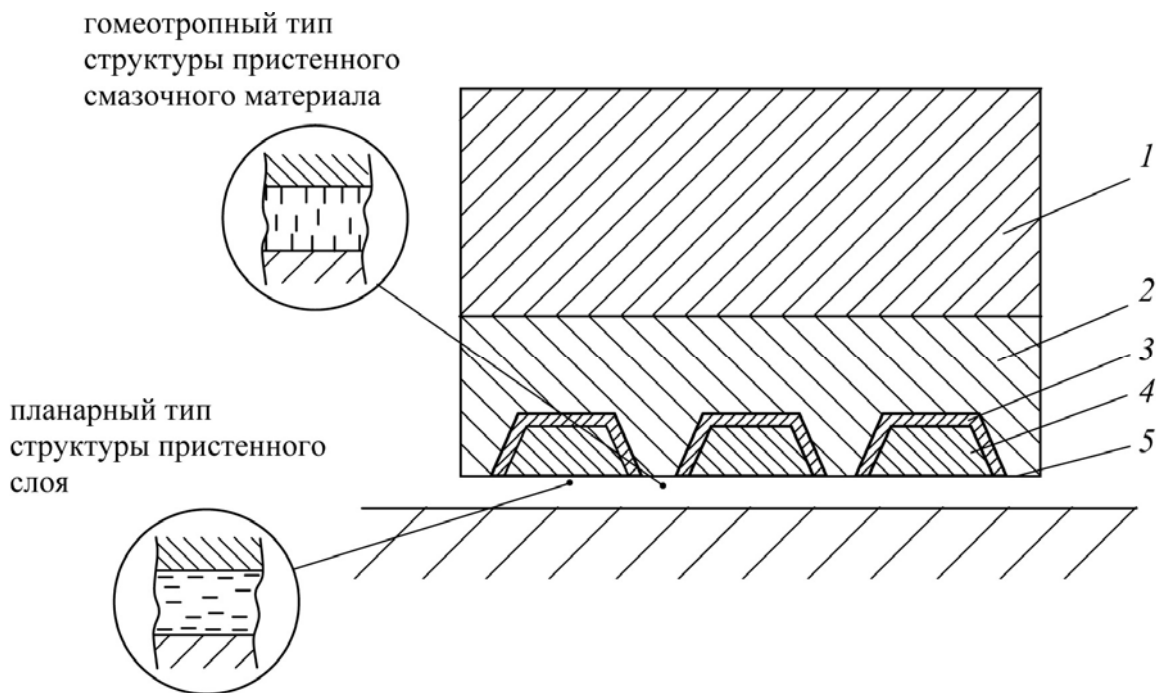


Рис. 4. Вкладыш подшипника скольжения фирмы типа «МИБА»: 1 — сталь; 2 — алюминий; 3 — никель; 4 — антифрикционный сплав; 5 — приработочный слой

В отличие от трехслойных вкладышей со сплошной заливкой рабочей поверхности мягким сплавом, в этом подшипнике (рис. 4) мягким оловянно-свинцовым сплавом заполнены в нем параллельные канавки, перемежающиеся с полосами из алюминиевого сплава.

Соотношение площадей чередующихся рабочих поверхностей — около 75% оловянно-свинцового сплава, 25% алюминия и 5% — никелевые перемычки между ними.

Как видно из рис. 5, последняя конструкция подшипника фирмы МИБА позволила повысить долговечность подшипника 2 – 5 раз по сравнению с трехслойным вариантом.

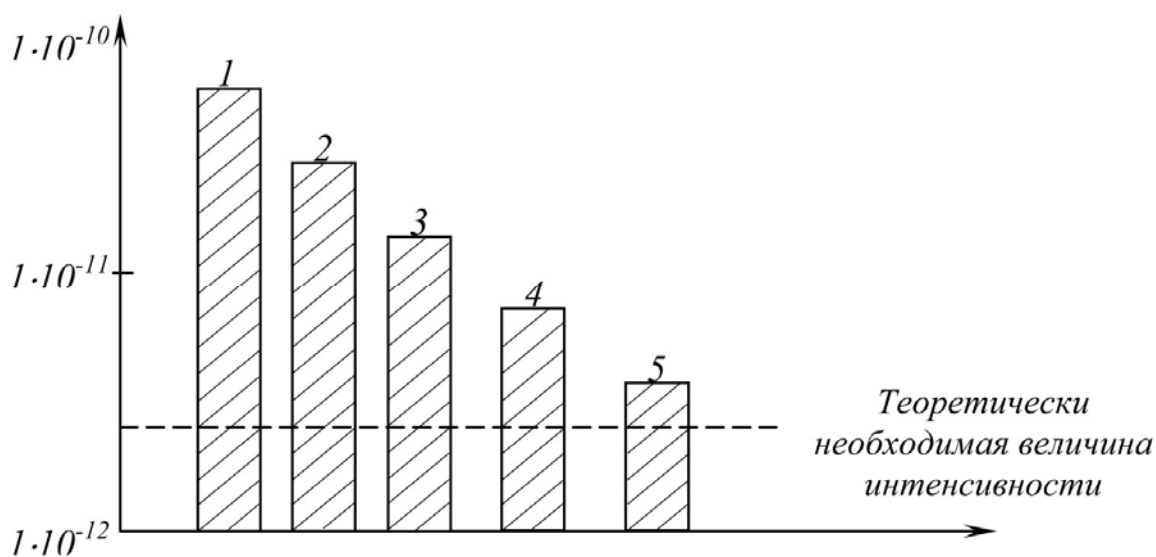


Рис 5. Зависимость интенсивности изнашивания подшипников скольжения: 1 — сплошной заливкой; 2 — биметаллический; 3 — трехслойный; 4 — МИБА; 5 — ионимплантированный

При эксплуатации состояние подшипников с тонкостенными вкладышами оценивают чисто визуально без применения измерительных средств. Так, если соотношение изношенной и неизношенной площадей антифрикционного слоя превышает 50% на 50%, то такой подшипник требует его замены. Появление трещин и выкрашивание отдельных канавок, если они не захватывают больших площадей, не являются критичными.

Эти примеры показывают, что инженерия поверхности остается одним из наиболее перспективных направлений в современном судовом материаловедении, позволяющая, решить задачу дальнейшего улучшения физических и повышение эксплуатационных характеристик материалов в несколько раз при относительно невысоких технологических затратах.

Особо следует выделить в инженерии поверхности вакуумные технологии (ионно-плазменное напыление, ионная имплантация и др.). Данные методы обработки направлены на изменение структуры поверхности ответственных деталей с целью повышения их эксплуатационных свойств и относится к методам поверхностной, и чаще всего, финишной обработки.

Учитывая особенности конструкции вкладышей подшипников СДВС и преимущества вакуумных технологий, нами разработана технология, при которой в рабочую поверхность вкладыша подшипника

скольжения методом ионной имплантации в вакууме имплантированы атомы алюминия и серебра (рис. 6) путем сообщения им энергии в ускоряющем электрическом поле.

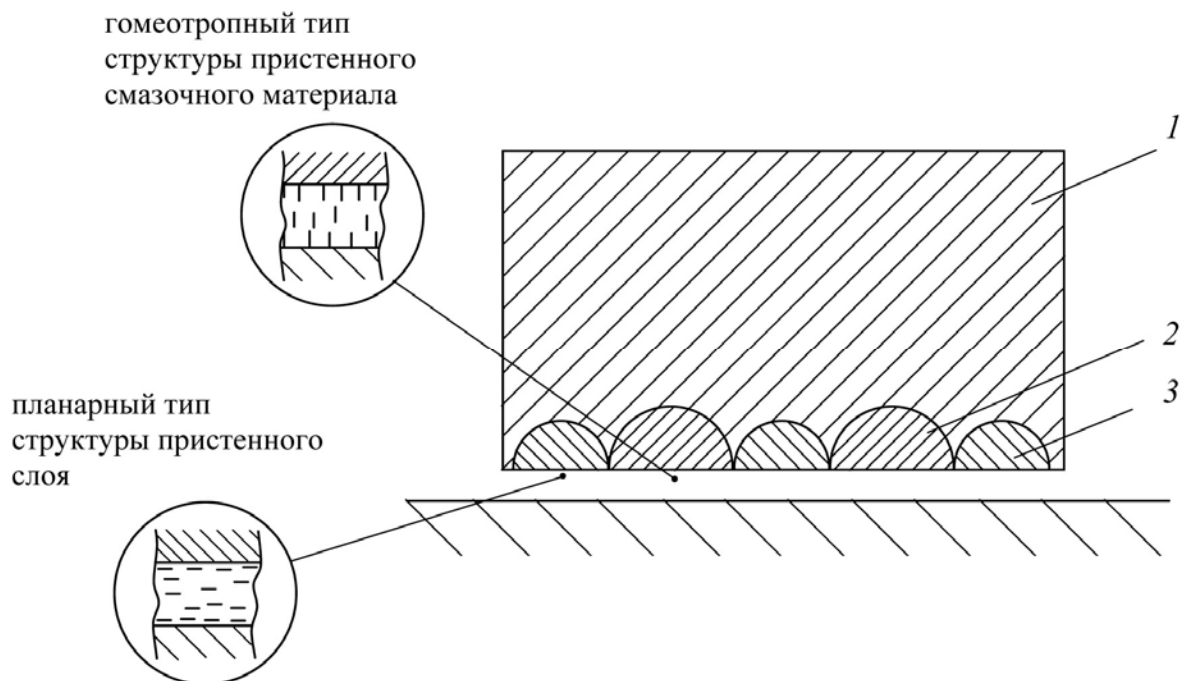


Рис. 6. Вкладыш подшипника скольжения, в рабочую поверхность которого имплантированы атомы алюминия и серебра: 1 — сталь; 2 — область, в которую имплантирован алюминий; 3 — область, в которую имплантировано серебро

Данная конструкция подшипника скольжения является дальнейшим совершенствованием вкладыша, который сочетает в себе все преимущества вкладышей конструкции фирмы МИБА, при этом является более технологичным и, как показали лабораторные испытания (см. рис. 5), имеет в 1,5 – 3 раза более высокую долговечность.

Выводы

Проведенные исследования показали, что дальнейшее совершенствование конструкции подшипников скольжения и технологий их изготовления пойдет по пути совершенствования технологий управления свойствами поверхностных слоев материала подшипника методами инженерии поверхности, среди которых ионная имплантация будет занимать соответствующее место.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ионная имплантация в полупроводники и другие материалы. Сб. статей. – М.: Мир, 1980. – 330 с.
2. Быковский Ю. Л. Ионная и лазерная имплантация металлических материалов. / Быковский Ю. Л., Неволин В. Н., Фоминский В. Ю. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 240 с.

3. Алтоиз Б.А. Трибологические особенности граничных смазочных слоев судовых топлив и масел / Алтоиз Б.А., Пыжов Е.В., Народицкая Т.В., Ханмамедов С.А. // Судовые машины и механизмы: научн.-техн. сб.– 2003. – №8 – Одесса: ОНМА. – С. 45-49.
4. Поповский Ю.М. Связь ориентационной упорядоченности в пристенных слоях со «смазочной способностью» / Поповский Ю.М., Ханмамедов С.А., Заблоцкий Ю.В. // Вопросы физики формообразования и фазовых превращений. Калинин: КГУ, 1989. – С. 49-57.
5. Derjaguin B.V. Study of boundary viscosity of organic liquids by the blow-off method / Derjaguin B.V., Karasev V.V. // Surface and Coll. Sciences. – N.J: Phenum Press. 1993. V.15. P. 221-264.
6. Сагин С.В. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения / Сагин С.В., Поповский Ю.М., Ханмамедов С.А. // Судовая энергетика: научн.-техн. сб. – 1994. – Одесса: ОГМА. – № 3. – С. 26-27.
7. Возницкий И.В. Современные малооборотные двухтактные двигатели. / И.В. Возницкий – СПб.: КСИ, 2006. – 121 с.

УДК 621.181.27: 629.12

Руденко В.И.
ОНМА

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ УТИЛИЗАЦИОННЫХ КОТЛОВ С РАЗНЫМИ ТИПАМИ РЕБРИСТЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Общая постановка проблемы. На суда мирового морского флота в настоящее время в качестве главного двигателя поставляются, в основном, двухтактные ДВС с температурой газов перед утилизационными котлами (УК) в диапазоне 230-260 °С, с удельным расходом топлива в пределах 156 -170 г/кВт час [1]. Низкие, по сравнению с двигателями предыдущего поколения, температуры и объемы газов снижают возможности УК по паропроизводительности и температуре перегретого пара.

Обзор состояния вопроса. Как известно, основное влияние на работу УК оказывают изменения мощности главного двигателя (ГД) (режима его работы) и степени загрязнения поверхности нагрева. В гораздо меньшей степени это касается изменения температуры питательной воды.

При эксплуатации двигателей на тяжёлом топливе с большим содержанием серы происходит значительное загрязнение поверхностей нагрева УК и, как следствие, еще большее уменьшение паропроизводительности.

При работе ГД на сниженных нагрузках объем и, следовательно, скорость газов существенно падают, что также снижает паропроизводительность УК.

Влияние этих факторов приводит к изменениям температуры газов после котлов, коэффициентов теплопередачи в поверхностях нагрева, паропроизводительности котла и степени утилизации

Поэтому задача повышения эффективности утилизационного комплекса при использовании современных ГД с целью обеспечения потребностей судна в паре становится актуальной.

Одним из путей решения этой задачи является применение в УК ребристых поверхностей нагрева с ребрами различной формы.

Метод и характеристика исследования. Для обоснования выбора наиболее рационального применения типа ребристых поверхностей нагрева, проведено исследование эффективности использования котельных труб с различной формой ребер. Рассматривались поверхности нагрева с прямоугольными, круглыми плоскими и круглыми с треугольным сечением ребрами.

Проведен также анализ изменения эффективности разных типов поверхностей нагрева УК под влиянием эксплуатационных факторов, та-

ких как загрязнения поверхностей нагрева и снижение мощности главного двигателя.

Анализ проводился на ЭВМ по специально разработанной программе. На модели проведено сравнение зависимости коэффициента теплоотдачи от скорости газов для труб с тремя типами ребер, отдельно для шахматного и коридорного расположения труб. Рассмотрено также влияние эксплуатационных факторов на изменение относительной паропроизводительности УК. Выбор состава газа основывался на допущении, что современные малооборотные ДВС используют прямоточно-клапанную продувку и работают на тяжелом топливе. Температура газов перед поверхностями нагрева принималась с учетом средней температуры для современных малооборотных двигателей в зависимости от режима их использования. Выбор интервала скоростей газов обуславливался требованиями Регистра в этой части [2] и опытными данными по использованию УК. Для расчёта коэффициентов теплоотдачи при проведении анализа использовались нормативные зависимости.

Результаты проведения исследований. Проведенный анализ дал такие результаты.

При шахматном расположении труб, поверхности нагрева с прямоугольными и круглыми ребрами имеют приблизительно одинаковую эффективность. При этом несколько выше эффективность труб с прямоугольными ребрами, но это преимущество незначительно;

Трубы с круглыми ребрами треугольного сечения превосходят по эффективности трубы с плоскими круглыми и прямоугольными ребрами. Это преимущество при малых скоростях газа более существенно, и его относительное значение составляет 1,3, а при больших скоростях снижается до 1,2 (рис. 1).

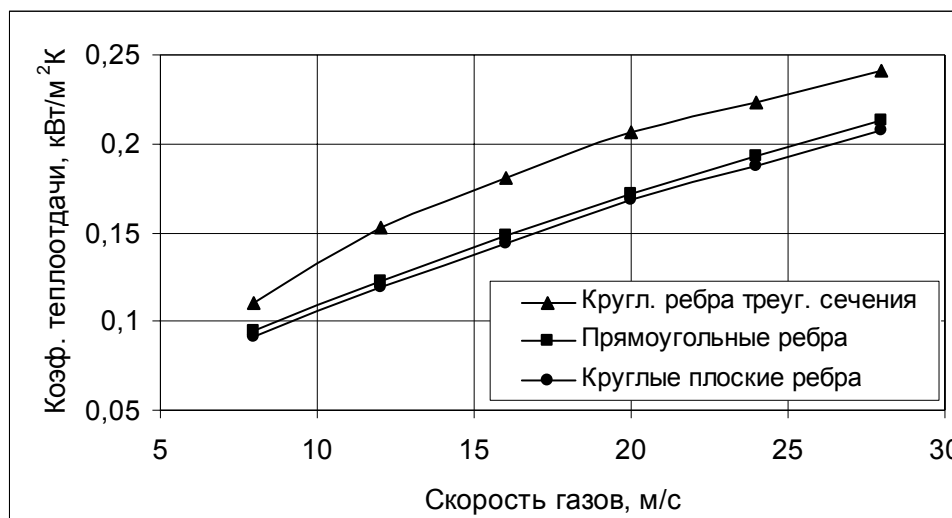


Рис. 1. Зависимость коэффициентов теплоотдачи от скорости газа для разных типов поверхностей нагрева при шахматном расположении труб

При коридорном расположении труб, при малых скоростях газов, все три типа поверхностей нагрева имеют примерно одинаковую эффективность, но при больших скоростях проявляется преимущество поверхностей нагрева с круглыми ребрами.

Анализ влияния изменения мощности ГД при работе на сниженных и перегрузочном режимах показал, что относительная паропроизводительность более интенсивно снижается при использовании УК с круглыми и прямоугольными ребрами, чем в УК с круглыми ребрами треугольного профиля.

Это снижение составляет 0,76 для треугольных рёбер по сравнению с 0,71 для круглых и 0,69 для прямоугольных (рис. 2).

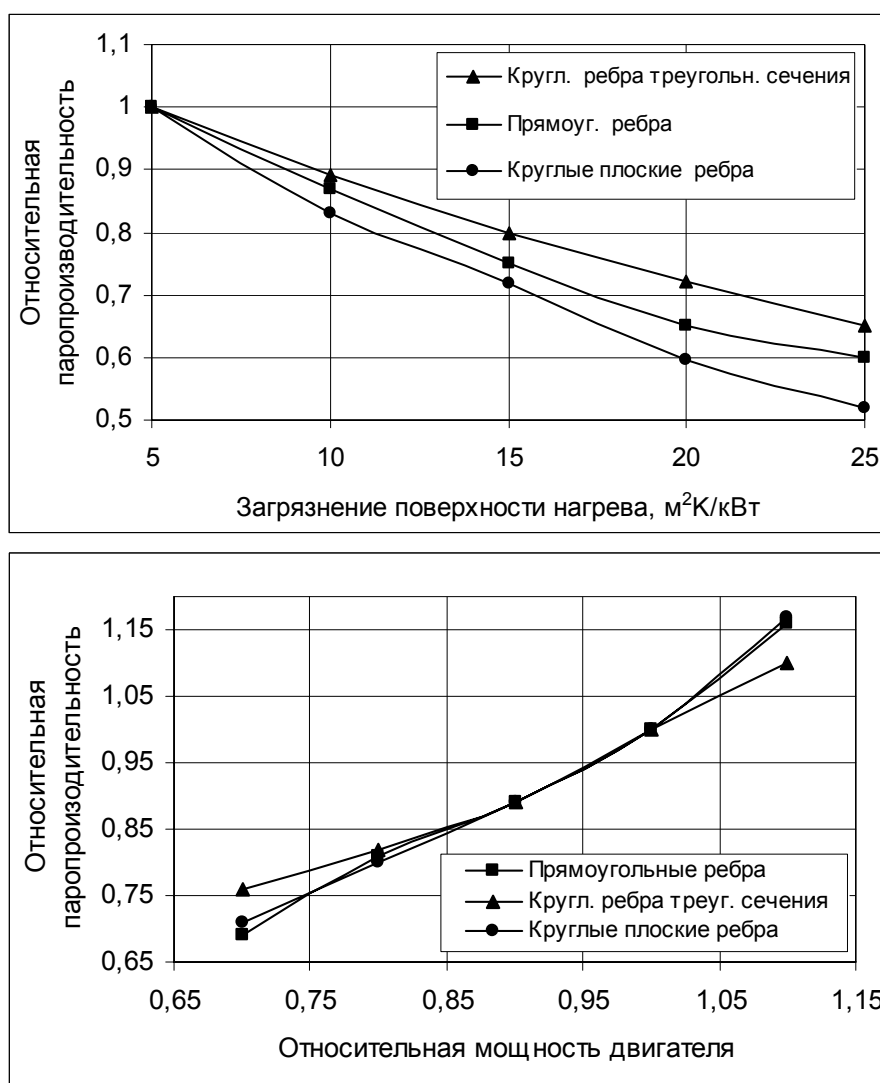


Рис. 2. Зависимость относительной паропроизводительности для разных типов поверхностей нагрева УК от толщины отложений и относительной мощности ДВС при шахматном расположении труб

Влияние загрязнения поверхности нагрева на показатели работы УК иное. Более значительное снижение паропроизводительности происхо-

дит при использовании ребристых труб с круглыми треугольного сечения ребрами. При этом относительная паропроизводительность при увеличении толщины сажистых отложений от 0,5 до 2,5 мм падает почти вдвое, против падения на 40% для поверхностей с прямоугольными ребрами и 35% для поверхностей с плоскими круглыми ребрами (см. рис. 2).

Таким образом, при загрязнении поверхностей нагрева преимущество имеют трубки УК с круглыми плоскими ребрами, а при снижении мощности ГД более эффективно работают поверхности с трубками, использующими круглые треугольного сечения ребра.

Выводы

Полученные результаты могут быть использованы при заказе утилизационных котлов для различных типов судов с конкретными двигателями с учетом особенностей их работы, а также при замене поврежденных секций при модульных ремонтах УК с учетом особенностей дальнейшей эксплуатации пароэнергетической установки судна.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Marine engineer review 2001-2007.
2. Правила классификаций и постройки морских судов. – СПб.: Российский морской Регистр судоходства, 1999. – 980 с.

УДК 629.12.03

Истомин В.И., Тверская С.Е., Перепадя К.В.
СевНТУ

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ СУДОВЫХ НЕФТЕСОДЕРЖАЩИХ ВОД

Общая постановка проблемы ее связь с научно-техническими задачами. В настоящее время вопросы охраны окружающей среды настоятельно требуют своего решения. Особенно остро стоит проблема оптимизации процесса очистки судовых нефтесодержащих вод (НСВ), что связано с необходимостью выполнения требований Международной конвенции по предотвращению загрязнения с судов MARPOL-73/78, согласно которым содержание нефтепродуктов в очищенных нефтесодержащих водах, сбрасываемых с судов не должно превышать 15 млн^{-1} [1], поэтому являются актуальными исследования в области повышения эффективности работы систем очистки нефтесодержащих вод.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Существующие судовые системы очистки НСВ обладают следующими функциональными свойствами:

1. Сбор и накопление нефтесодержащих вод;
2. Подача нефтесодержащих вод к фильтрующему оборудованию на очистку;
3. Очистка НСВ до заданной концентрации нефтепродуктов в очищенной воде;
4. Контроль концентрации нефтепродуктов в очищенной воде;
5. Автоматическое прекращение слива за борт при превышении концентрации нефтепродуктов в очищенной воде более 15 млн^{-1} .

В связи с ужесточившимися требованиями в области охраны окружающей среды при эксплуатации судов Международная морская организация ИМО предъявляет повышенные требования к судовым системам для очистки нефтесодержащих вод [1], согласно которым они должны обеспечивать высокое качество очистки, надежность и стабильность работы в автоматическом режиме, не допускать сброс нефтесодержащих вод с концентрацией более 15 млн^{-1} , иметь оптимальную пропускную способность, минимальную стоимость и обеспечивать требуемое качество очистки, даже в экстремальных условиях при аварийных протечках нефтепродуктов и воды [2].

Цель исследований. На основе анализа всех стадий процесса очистки произвести выбор оптимальной технологической схемы системы очистки судовых нефтесодержащих вод.

Результаты исследований. Для повышения эффективности очистки нефтесодержащих вод и, следовательно, экологической безопасности

эксплуатации судов современные системы очистки НСВ, как показывает опыт эксплуатации и предварительные исследования, должны обладать более широким диапазоном функциональных свойств, а именно:

1. Обеспечивать предварительную гравитационную очистку нефтесодержащих вод;
2. Производить промежуточное удаление отстоявшихся нефтепродуктов;
3. Обеспечивать высокое качество на каждой ступени очистки нефтесодержащих вод;
4. Иметь минимальные стоимость и энергопотребление;
5. Работать длительное время без разборки и замены фильтроэлементов;
6. Обеспечивать возможность регенерация фильтроэлементов;
7. Иметь минимальное гидравлическое сопротивление;
8. Обладать минимальной эмульгирующей способностью;
9. Сохранять требуемую степень очистки даже при аварийных протечках воды и нефтепродуктов;
10. Обладать простотой конструкции и эксплуатации;
11. Иметь рациональную пропускную способность.

Определим место системы очистки нефтесодержащих вод в обобщенной системе взаимодействия «СЭУ – ВНЕШНЯЯ СРЕДА». Для этого рассмотрим схему образования и обработки судовых нефтесодержащих вод (рис. 1).

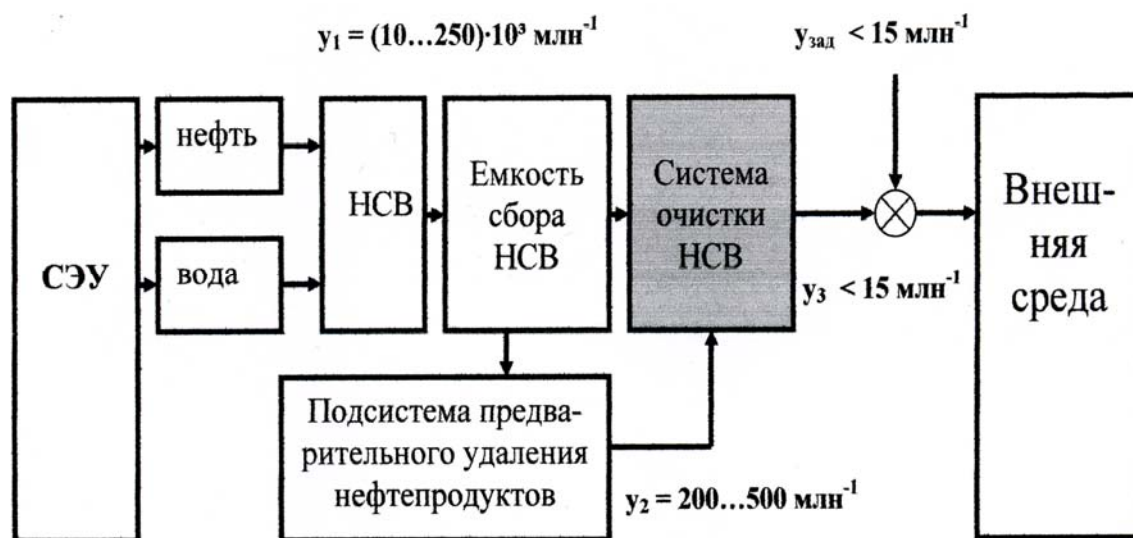


Рис. 1. Схема образования и обработки судовых НСВ

При эксплуатации, техническом обслуживании и ремонте СЭУ имеют место утечки воды и нефтепродуктов, которые, смешиваясь в льяльных колодцах, образуют нефтесодержащие воды. Затем льяльные воды перекачиваются в емкость сбора НСВ. Концентрация нефтепродуктов в

емкости сбора НСВ может колебаться в самых широких пределах ($y_1 = (10 \dots 250) \cdot 10^3 \text{млн}^{-1}$). Конвенция МАРПОЛ-73/78 разрешает сброс очищенных НСВ с концентрацией менее 15млн^{-1} , т.е. заданное значение концентрации нефтепродуктов на выходе системы — $y_{\text{зад}} < 15 \text{млн}^{-1}$. Таким образом, для того чтобы обобщенная система «СЭУ – ВНЕШНЯЯ СРЕДА» функционировала согласно заданным условиям система очистки должна обеспечивать концентрацию НСВ на выходе $y_{\text{зад}} < 15 \text{млн}^{-1}$. Следовательно, система очистки НСВ является системой управления характеристиками нефтесодержащих вод и доведения их до требуемого уровня.

Для повышения очистки необходимо емкость для сбора НСВ оборудовать подсистемой предварительного удаления отстоявшихся нефтепродуктов, что позволит снизить нефтесодержание НСВ, поступающих в систему очистки более, чем в 100 раз ($y_2 = 200\text{-}500 \text{млн}^{-1}$).

Исходя из вышеизложенного, технологическая схема системы очистки НСВ должна содержать следующие основные стадии очистки: накопление, перекачивание, коалесценция, разделение (рис. 2).

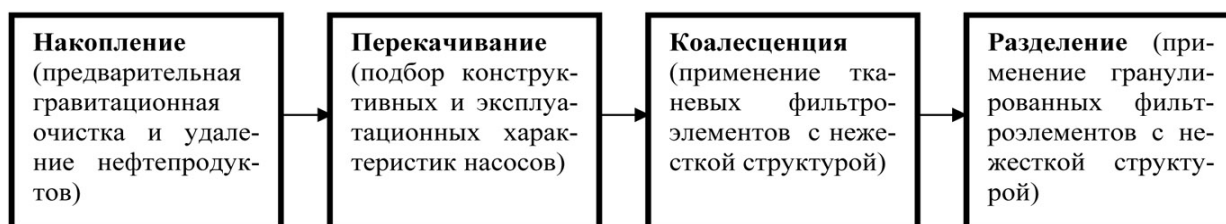


Рис. 2. Технологическая схема системы очистки НСВ

С целью существенного повышения очистки и массопереноса необходимо максимальное снижение внутренней энергии нефтесодержащих вод на всех стадиях очистки. Для снижения внутренней энергии НСВ на стадии накопления необходимо чтобы технологическая схема системы содержала емкость для предварительной гравитационной очистки, оснащенную датчиком раздела сред и насосом откачки отсепарированных нефтепродуктов. Это позволит значительную часть нефтепродуктов отделять на первой стадии и существенно повысить качество очистки и ресурс работы фильтроэлементов. Также необходимо стремиться к уменьшению объема накопления НСВ, что может быть достигнуто путем совершенствования конструкции элементов СЭУ и соблюдением правил эксплуатации и технического обслуживания оборудования.

На стадии перекачивания происходит «вторичное» эмульгирование НСВ. Поэтому для повышения эффективности очистки и массопереноса необходимо таким образом выбирать конструктивные и эксплуатационные характеристики процесса перекачивания, чтобы «вторичное» эмульгирование НСВ было минимальным.

Окончательное снижение внутренней энергии нефтеводяной эмульсии и концентрации нефтепродуктов осуществляется в процессах коалесценции и разделения, которые неразрывно связаны между собой. Как показал сравнительный анализ различных способов очистки НСВ, коалесцирующие фильтроэлементы обладают высокой очистной способностью, однако имеют малый ресурс работы. Поэтому для повышения эффективности процессов коалесценции и разделения фильтроэлементы должны иметь нежесткую структуру, что позволит повысить их ресурс и обеспечить эффективную регенерацию без разборки и замены. К таким регенерируемым фильтроэлементам можно отнести тканевые и гранулированные при соответствующем конструктивном исполнении. Также для повышения эффективности очистки и массопереноса необходимо использовать на стадии разделения промежуточное удаление нефтепродуктов.

Для исключения эмульгирования НСВ в насосе можно использовать вакуумную технологическую схему системы (рис. 3).



Рис. 3. Вакуумная схема системы очистки НСВ

Однако вакуумная технологическая схема системы очистки НСВ имеет следующие недостатки: сложность удаления отсепарированных нефтепродуктов вследствие вакуума; необходимость тщательной герметизации; применение насоса с большой высотой всасывания и фильтроэлементов с малым гидравлическим сопротивлением. В случае устранения указанных недостатков вакуумная схема является перспективной и позволяет повысить качество очистки в 1,5...2 раза.

Таким образом, для повышения эффективности работы систем очистки нефтесодержащих вод, они должны обеспечивать: предварительное удаление нефтепродуктов путем гравитационного отстаивания; минимальное эмульгирование нефтесодержащих вод на стадии перекачивания; повышения качества очистки путем применения комбинированных (тканевых и гранулированных) коалесцирующих элементов; регенерацию фильтроэлементов вследствие их нежесткой структуры.

Перспективы дальнейших исследований. Разработанные рекомендации могут быть использованы для систем очистки нефтесодержащих вод береговых объектов.

Выводы. На основе анализа всех стадий процесса очистки и технологических схем систем определены основные принципы оптимальной компоновки технологических схем систем очистки нефтесодержащих вод СЭУ, что позволяет повысить эффективность использования технических средств предотвращения загрязнения моря нефтью.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов 1973 года и Протокол 1978 года. – М.: Изд-во ЦРИА «Морфлот», 1980. – 364 с.
2. Нунупаров С.Н. Предотвращение загрязнения моря судами. / Нунупаров С.Н. – М.: Транспорт, 1979. – 336 с.

УДК 621.45.02

Черныш И.И.
ОНМА

УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЯ

Вопросы утилизации теплоты отработавших газов и воды, охлаждающей главный двигатель и дизель-генераторы, занимали и занимают ведущее место среди энергосберегающих мероприятий на судах морского флота. После резкого скачка цен на топливо интерес к глубокой утилизации возрос еще больше.

Использование систем изобарного подвода газов к турбине повышает КПД турбоагрегатов до 80 %, что, в свою очередь, позволило производить отбор отработавших газов главных двигателей для силовых газовых турбин.

Заслуживает внимания турбокомбинированная система (ТКС). Принцип ее работы заключается в следующем. На режиме работы главного двигателя в пределах 50...100 % номинальной мощности из выпускного коллектора газы через автоматический клапан подаются к силовой газовой турбине (рис. 1). Вырабатываемая мощность турбины через муфту и редуктор передается коленчатому валу главного двигателя. Система может быть рекомендована к применению как самостоятельно, так и в сочетании с валогенератором (система «турбокомпаунд»).

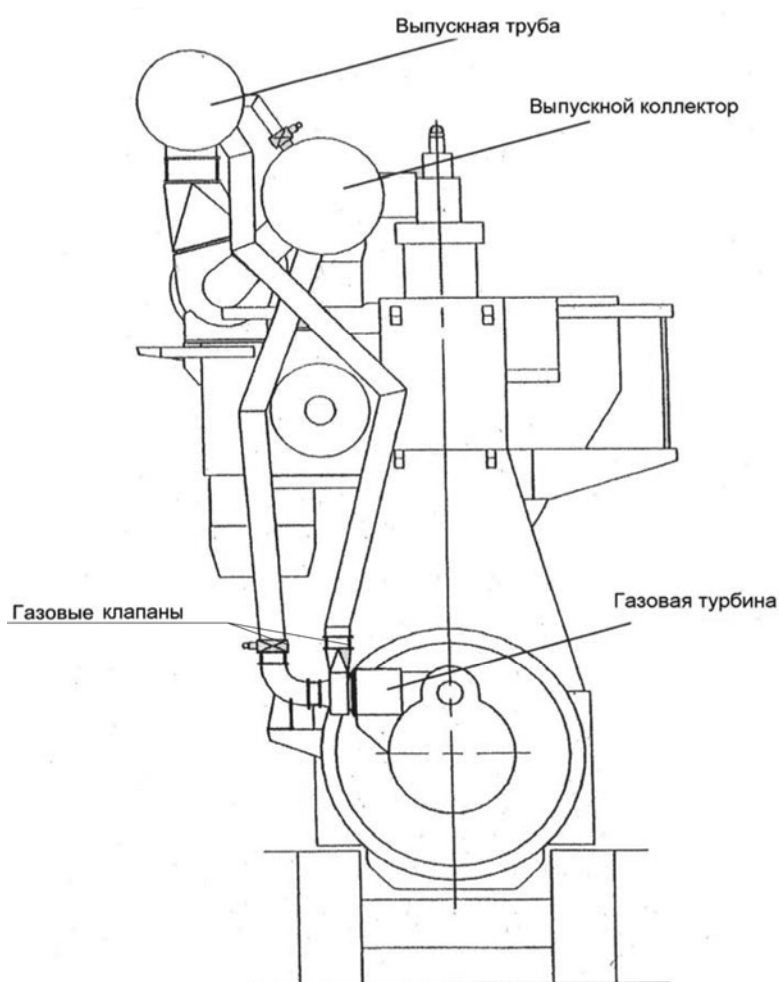


Рис. 1. Схема работы ТКС

При снижении нагрузки главного двигателя меньше 50 % от номинальной, автоматический клапан закрывает доступ газа к силовой тур-

бине, и отработавшие газы направляются в турбокомпрессор, что увеличивает давление надувочного воздуха, в результате чего повышается избыток воздуха при сгорании топлива и снижается расход топлива.

На рис. 2 приведена схема сообщения силовой газовой турбины с главным двигателем.

Турбокомбинированную систему использует фирма MAN-B&W для длинноходовых двигателей типоразмеров 96МС-50МС.

Оценку мощности турбины определяют по номограммам рис. 3, а экономию топлива по номограмме рис. 4.

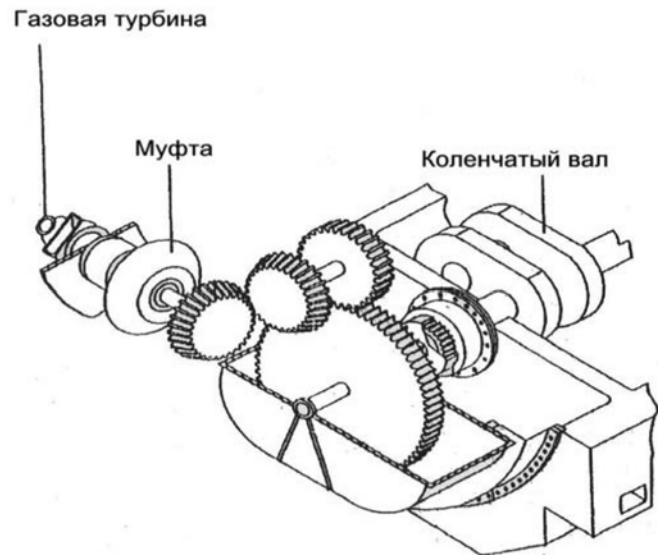


Рис. 2. Схема подключения газовой турбины к коленчатому валу двигателя

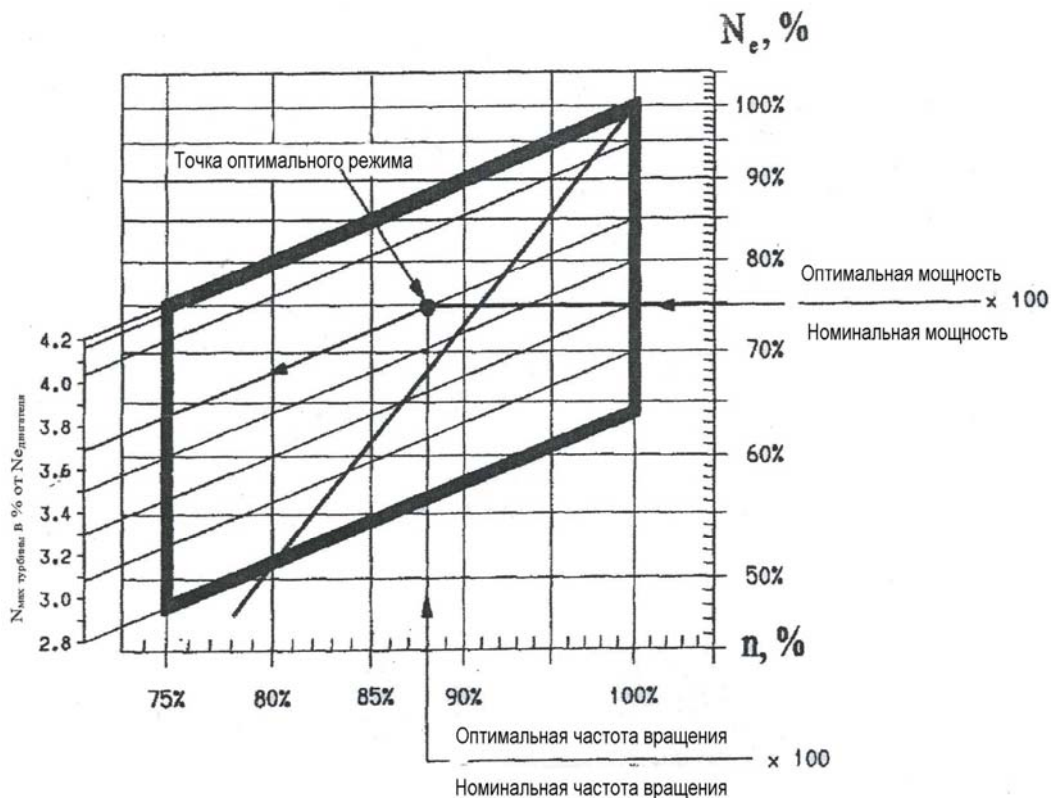


Рис. 3. Выбор и оценка мощности турбины

Так, для двигателя 6L80МС-С номинальной мощностью $N_{\text{еном}} = 21840$ кВт и $n_{\text{ном}} = 93$ мин⁻¹ рассмотрим оптимальный режим $N_e = 16380$ кВт и $n = 81,8$ мин⁻¹. Потребляемая мощность для оптимизированной точки будет следующая:

$$N_e = \frac{16380}{21840} 100\% = 75\% ; n = \frac{81.8}{93} 100\% = 88\% .$$

По диаграмме рис. 3 мощность силовой турбины составляет 3,68 % от мощности дизеля, а экономия топлива — 2,8%, т.е. $N_T = 589$ кВт.

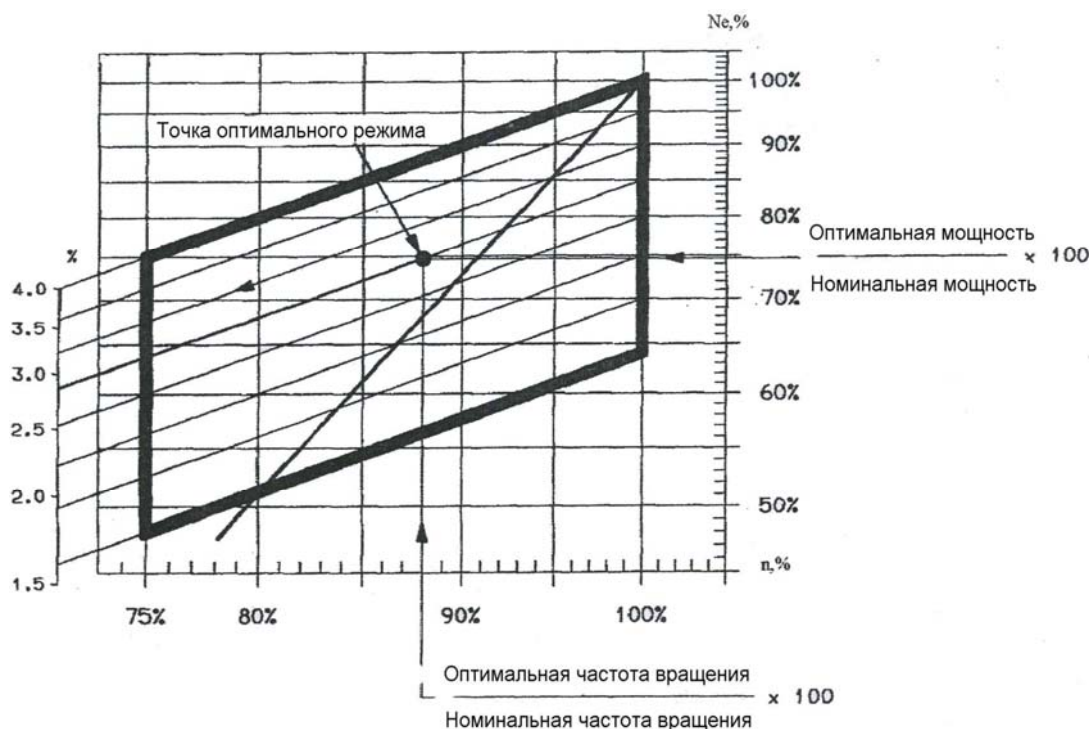


Рис. 4. Определение экономии топлива при использовании ТСК

Приведенная турбокомбинированная система повышает мощность двигателя до 4,2 %, а экономия топлива составляет около 4 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Маслов В.В. Утилизация теплоты судовых дизелей. – М: Транспорт, 1990. – 144 с.
2. MAN B&W Diesel Engines. DK-2450 Copenhagen SV, 1998. – 857 p.

УДК 529. 543

Толстов А.А., Лещенко В.В., Логвиненко Е.С.
ОНМА

ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА СИНХРОННЫХ ГЕНЕРАТОРОВ С ВОЗМОЖНОСТЬЮ РЕГУЛИРОВАНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА МОЩНОСТИ

Колебания мощности при параллельной работе генераторных агрегатов обусловлены действием систем регулирования напряжения, поэтому, в эти системы вводят дополнительные элементы, которые и обеспечивают требуемую точность распределения реактивной мощности.

Распределение реактивной мощности определяется различными внешними и скоростными характеристиками генератора и первичного двигателя, что вызвано технологическими отклонениями от расчетных номинальных значений параметров как генератора и первичного двигателя, так и элементов, входящих в систему регулирования.

Применение в системах возбуждения корректоров напряжения позволяет ввести сигнал, пропорциональный реактивной составляющей тока статора, на вход корректора с помощью дополнительного устройства параллельной работы (компенсатор реактивной мощности генератора).

В качестве примера обеспечения стабильности параллельной работы генераторов рассматривается способ регулирования коэффициента мощности с помощью дополнительных трансформаторов тока (АРН типа LEROY SOMER).

Система возбуждения типа Leroy Somer является статической системой прямого амплитудно-фазового компаундирования с АРН R449 и модулем параллельной работы генераторов R726.

Питающее напряжение к АРН поступает от двух независимых дополнительных обмоток, находящихся на обмотке статора генератора (AREP возбуждение), подключенных к клеммной колодке J1 (рис.1). Питающее напряжение может также поступать от однофазного или трехфазного трансформатора напряжения, не более 240 В, или от трехфазного предвозбудителя PMG.

В тиристорных регуляторах напряжения управляющий сигнал поступает на обмотку возбуждения возбудителя непосредственно от тиристора. То же самое происходит и в транзисторных регуляторах только уже от силового транзистора. Появление мощных и надежных силовых транзисторов позволило использовать их в качестве выходных элементов АРН. К таким транзисторам можно отнести силовой транзистор IGBT(Integrated Gate Bipolar Transistor) — полевой с изолированным затвором обогащенного типа с N-каналом.

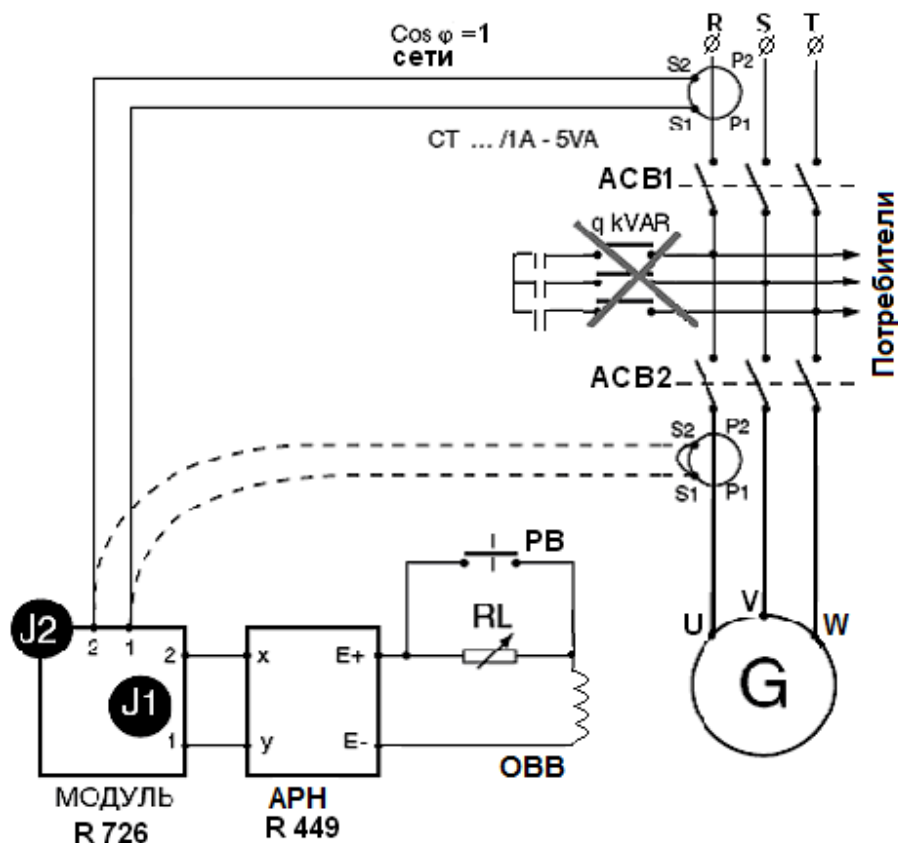


Рис. 1. Схема регулирования $\cos \varphi$ установки относительно сетевого

Функции цепей транзисторного и тиристорного АСН очень похожи:

- измерение и выпрямление текущего напряжения генератора $U_{\text{тек}}$;
- задание уставки $U_{\text{зад}}$ генератора;
- определение ΔU и усиление его;
- формирование синхронизированных с напряжением генератора импульсов управления транзисторами;
- питание ОВВ от силового блока через выпрямитель D2, сглаживающий конденсатор C и управляемые транзисторы TV1, TV2.

Данные АРН R449 следующие:

- точность поддержания напряжения $\pm 1\%$ $U_{\text{ном}}$ в устойчивом состоянии или с линейной нагрузкой;
- текущее напряжение от генератора 110 В (85-140 В) или 220 В (170-260 В) или 380 В (340-520 В), терминалы J1;
- статизм регулирования составляет 5% при $\cos \varphi = 0,8$.

Транзисторный АРН имеет следующие виды ограничительных защит:

- напряжения возбуждения;
- точности измерения ΔU и Δf ;

Регулятор (рис. 2) предназначен для стабилизации напряжения синхронных генераторов типов А50-А54. Он питается либо от силового

трансформатора напряжения, либо от АРЕР — системы возбуждения. Используя дополнительный внешний модуль параллельной работы R729, можно распределять реактивную нагрузку (контроль $\cos\phi$) и выравнивать напряжение генератора и сети в процессе синхронизации. Регулятор монтируется в клеммной коробке генератора и состоит из:

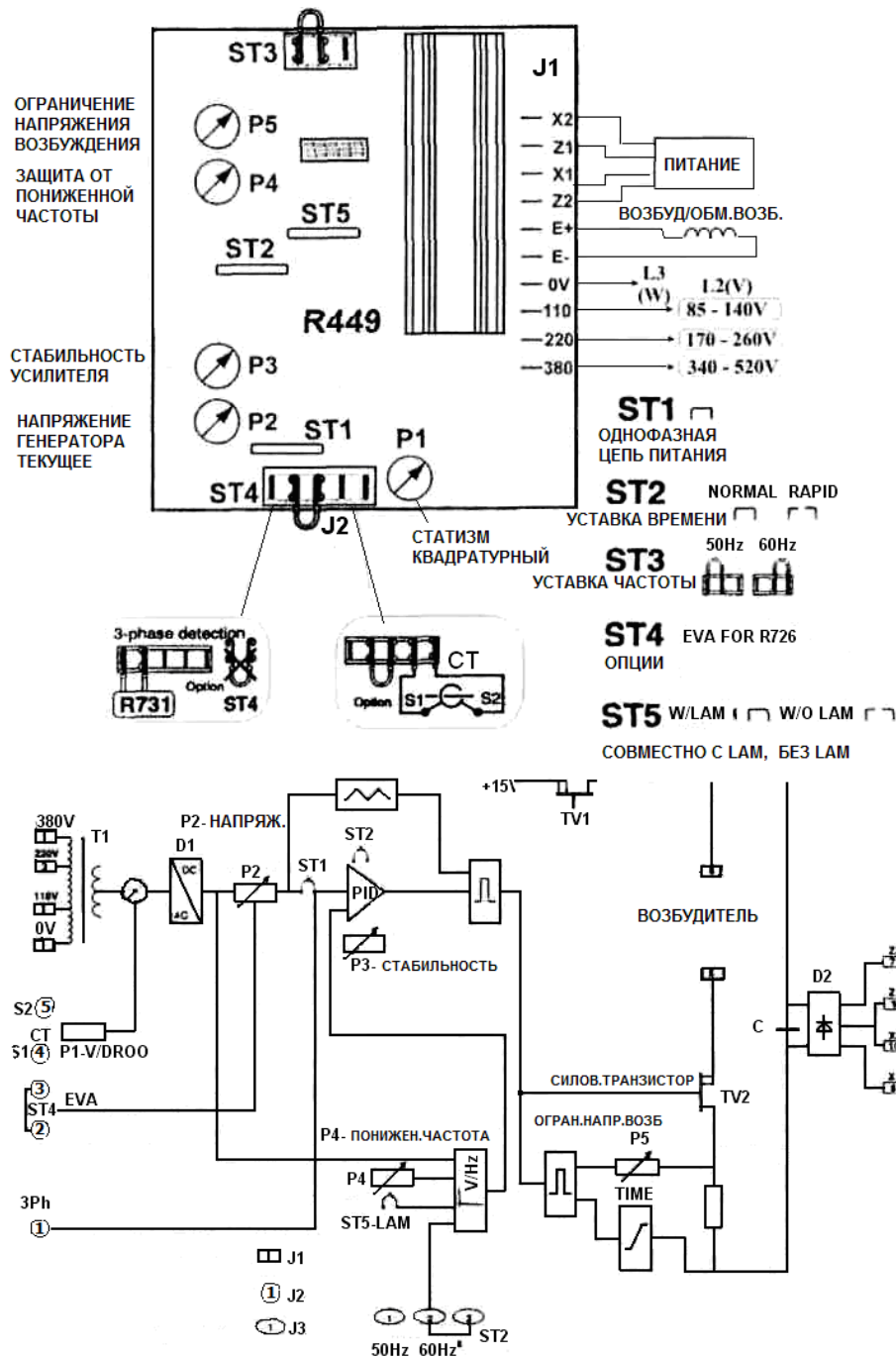


Рис. 2. Лицевая панель и функциональная схема регулятора напряжения R 449

- измерительного понижающегося трансформатора напряжения (Т1);
- выпрямителя пониженного напряжения от Т1 (D1);

- задатчика уставки напряжения генератора, 470Ω $3W\pm 5\%$ $U_{\text{ном}}$ (EVA);
- PID-усилителя;
- защиты от пониженной частоты V/Hz;
- задержки исполнения защиты от пониженной частоты TIME;
- ограничения напряжения возбуждения EL;
- силовых транзисторов цепи возбуждения TV1 и TV2;
- выпрямителя цепи питания OB D2.

Лицевая панель АРН обеспечивает выбор вариантов уставок при помощи переключателей и потенциометров уставок, назначение которых приведено на рис. 2.

Роль функции регулирования нагрузки (LAM) следующая. Когда появляется нагрузка, частота вращения генератора уменьшается. Если частота вращения падает ниже установленного порога, LAM уменьшает напряжение примерно на 15%. Это в свою очередь снимает активную нагрузку на 25% пока частота вращения не вернется к номинальному значению. Поэтому LAM-функция может быть использована либо для уменьшения частоты вращения и электрической частоты на период продолжительности данной нагрузки, либо для повышения возможной нагрузки при этой частоте вращения — турбонагнетательный дизель (рис. 3).

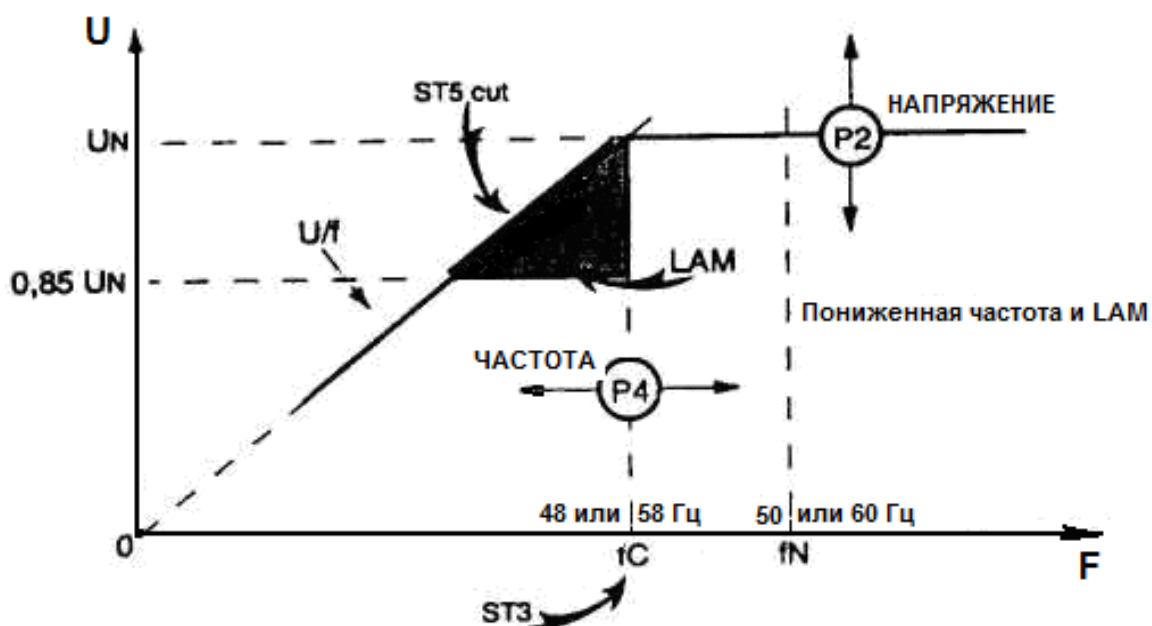


Рис. 3. Диаграмма регулирования нагрузки с помощью LAM-функции

Для предотвращения колебаний порог уставки LAM-функции должен быть установлен потенциометром P4 примерно на 2% ниже наименьшей частоты нормального режима работы.

Как видно из представленной диаграммы (рис. 4), изменения напряжения и частоты при набросе нагрузки с использованием LAM-функции значительно более плавные и быстропротекающие, чем без нее.

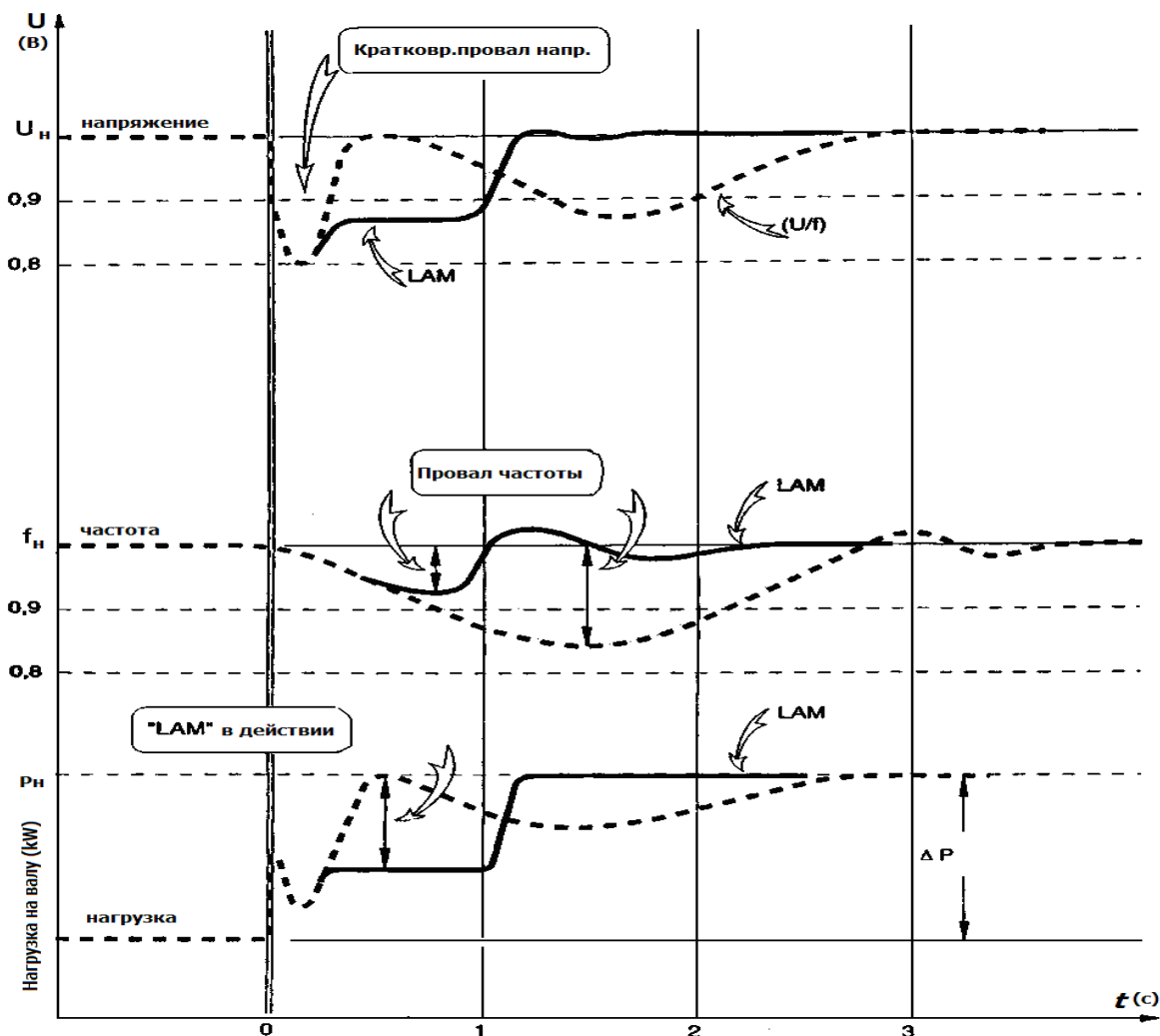


Рис. 4. Диаграммы изменения напряжения, частот и нагрузки с LAM и без него

Модуль R 726 имеет четыре функции:

- автоматической стабилизация напряжения;
- регулировки коэффициента мощности $\cos\varphi$;
- баланса (выравнивание) напряжений перед началом параллельной работы ($U_{г}=U_{с}$), которая реализуется при помощи синхронизатора, управляющего дистанционно автоматическим стабилизатором напряжения;
- параллельной работы с другим синхронным генератором с таким же модулем R726 в процессе выравнивания напряжения до момента параллельной работы с сетью.

В модуле (рис. 5) имеются две клеммные колодки J1 и J2 по 10 клемм, пронумерованные от 1 до 10: J1 — слева направо и J2 — снизу вверх. Клемная колодка J1: клеммы 1-2 — вход от регулятора напряже-

ния R449, клеммы 3-4 — подключение резистора уставки напряжения, клеммы 5-6 — ввод команды "РАБОТА" $U_r=U_c$, клеммы 7-8 — ввод команды "cosφ REGULATION", клеммы 9-10 резистора регулировки cosφ. Клеммная колодка J2: клеммы 1-2 — измерение тока вторичной обмотки СТ1, клеммы 4, 6 — ввод напряжения генератора 400 В, клеммы 8,10 — ввод напряжения от ГРЩ.

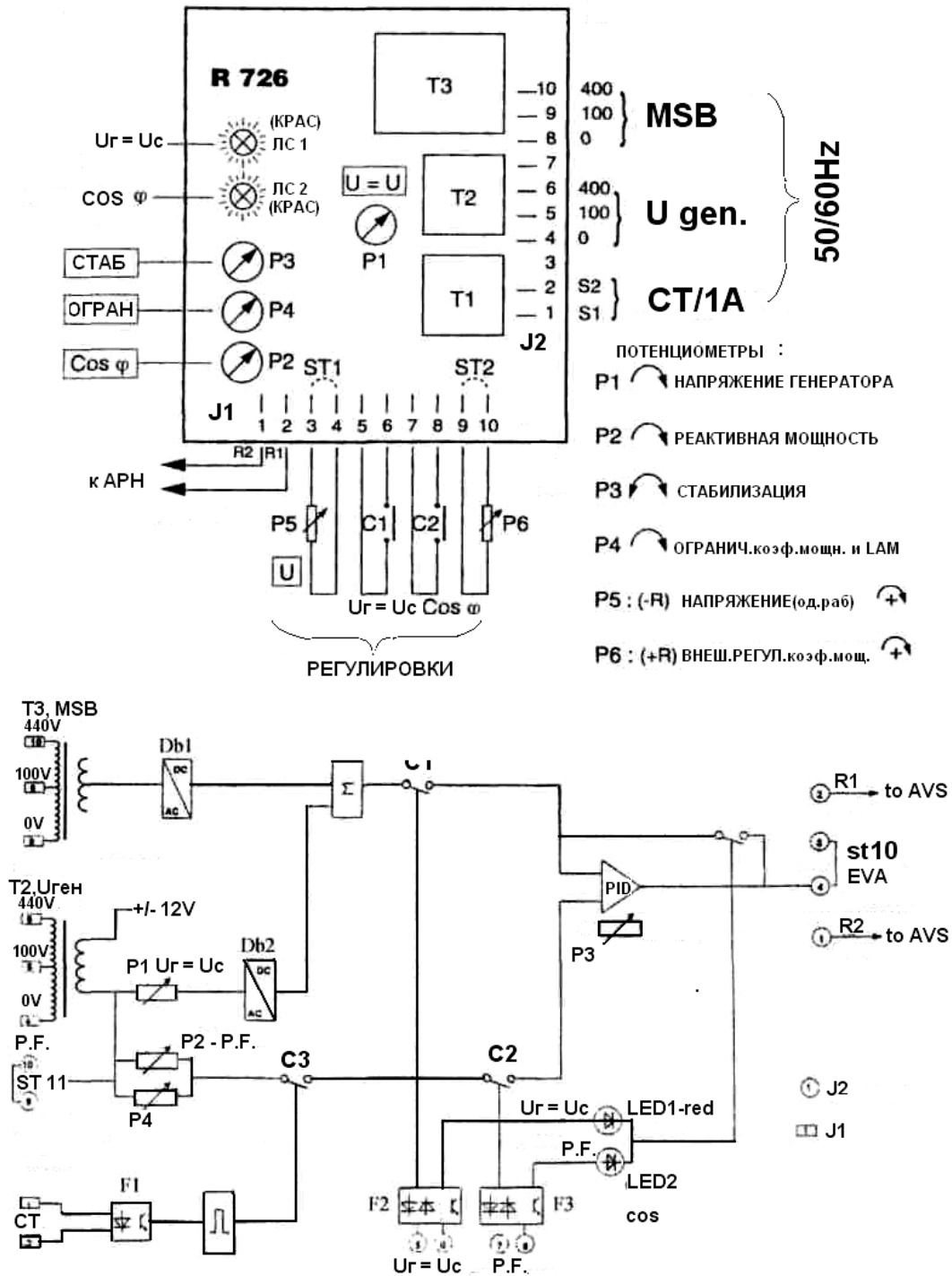


Рис. 5. Лицевая панель и функциональная схема модуля R 726

Режим работы модуля определяется состояниями внешних контактов С1 для функции выравнивания напряжений и С2 для функции регулировки $\cos\varphi$.

Выравнивание напряжений осуществляется при разнице до 10% между напряжениями генератора и ГРЩ. Потенциометр Р1 позволяет выровнять эти напряжения с точностью не ниже 2 % при условии использования распределения активной нагрузки между параллельно работающими генераторами $\pm 5\%$.

Согласно схеме соединений, резистор Р2 позволяет регулировать $\cos\varphi$ от 0,95 с опережением по фазе (недостаточное возбуждение — отбирает реактивную мощность) до 0,65 с отставанием по фазе (перевозбуждение — добавление реактивной мощности). Потенциометр Р4 (ограничение коэффициента мощности) позволяет установить нижний предел $\cos\varphi = 0,8$. Значение $\cos\varphi = 1$ достигается примерно на уровне 1/3 от полного сопротивления резистора Р2. Точность равна регулируемому сдвигу фаз $\pm 2^\circ$ электрических при значении трансформатора тока 1А и изменении напряжения сети $\pm 10\%$ U_n или $\pm 1^\circ$ (электрический) при значении вторичной обмотки трансформатора тока 0,1А.

Модуль R 726 работает следующим образом. Два напряжения от ГРЩ “Mains sensing” и генератора “Generator sensing” с понижающих трансформаторов TR1 и TR2 поступают на модуль параллельной работы R726. Затем эти два напряжения выпрямляются и поступают на сумматор Σ . Сигнал от сумматора через контакт К2 поступает на PID-регулятор.

Внешним потенциометром регулировки $\cos\varphi$ “External potentiometer power factor” осуществляется грубая регулировка этого параметра. Более точная регулировка реализуется с помощью потенциометров Р2 “ $\cos\varphi$, Power factor” и Р4 “Limit Power factor”.

Одиночные импульсы этих сигналов через транзисторный усилитель А1 (контакты К1, К3) поступают на вход PID-регулятора. Усиленный сигнал от PID-регулятора воздействует на ток возбуждения генератора через сопротивление R1 (AVR) первого генератора, сопротивление R2 (AVR) второго генератора или через внешний потенциометр External Voltage Potentiometr. Стабилизация работы PID-регулятором осуществляется с помощью потенциометра Р3 “Stability”.

Блокировки. При равенстве напряжений, когда $U_C = U_G$ контакт К2 размыкается и сигнал регулирования от усилителя А2 “ $U_{\text{сети}}$ и $U_{\text{ген.}}$ ” не поступает на PID-регулятор. При $\cos\varphi$, равном заданному, размыкается контакт К3 и сигнал регулирования от усилителя А2 “ $\cos\varphi$ ” не поступает на PID-регулятор.

Алгоритм работы регулирования коэффициента мощности следующий. Включить параллельное устройство при синхронизации — должен

загореться зеленый светодиод. Если после включения ток фазы увеличивается до недопустимо большой величины или напряжение возбуждения падает, немедленно выключить и остановить ГА ввиду неправильной фазировки трансформатора тока СТ — поменять местами выводы вторичной обмотки трансформатора.

Увеличить нагрузку ГА до значения около 60% номинальной мощности. Потенциометром Р4 установить минимально требуемый $\cos\varphi$ (поворот по часовой стрелке увеличивает реактивную мощность и уменьшает $\cos\varphi$. При нестабильности напряжения отрегулировать его потенциометром Р3 (стабильность) модуля и затем потенциометром Р3 стабилизатора напряжения.

Увеличить нагрузку ГА до значения около 60% номинальной мощности. Потенциометром Р4 установить минимально требуемый $\cos\varphi$ (поворот по часовой стрелке увеличивает реактивную мощность и уменьшает $\cos\varphi$. При нестабильности напряжения отрегулировать его потенциометром Р3 (стабильность) модуля и затем потенциометром Р3 стабилизатора напряжения.

Установить частоту вращения ГА, соответствующую 90% номинальной мощности. Потенциометром Р2 ($\cos\varphi$) установите номинальный коэффициент мощности. Ток фазы S может быть вычислен по формуле:

$$I_s = P(\text{kW}) \times 1000 / (\cos\varphi) \times 1,73 \times U_c,$$

где P — показания ваттметра (кВт), U_c — напряжение ГРЩ.

Регулировка коэффициента мощности, равного 1. При $\cos\varphi=1$ ток фазы I_s минимален при постоянной активной нагрузке (кВт). Регулируя минимальный ток фазы, установим $\cos\varphi=1$. При расчете номинальной мощности СТ необходимо учитывать реактивную мощность, отбираемую установкой (рис. 6).

Типовые колебания напряжения возбуждения U_{exc} полезно замерить в рабочих условиях (рис. 7).

При этом за единицу по оси ординат принимается минимум этой величины, обозначенной на графике U_{e0} (при номинальном напряжении) и при отсутствии нагрузки на синхронном генераторе, имеющего реактивное сопротивление по продольной оси $X_q=200\%$ в режиме синхронизации.

Регулировка Р4 (см. рис. 5). Установить движки потенциометров Р2 ($\cos\varphi$) и Р4(LIMIT) в крайние положения по часовой стрелке. Замкнуть переключатель S2 ($\cos\varphi$ FUNCTION COMMAND) — загорится зеленый светодиод. Установить переключатель С4 в положение В ($\cos\varphi=1$) и включить переключатель S3 в цепи трансформатора тока. Установить

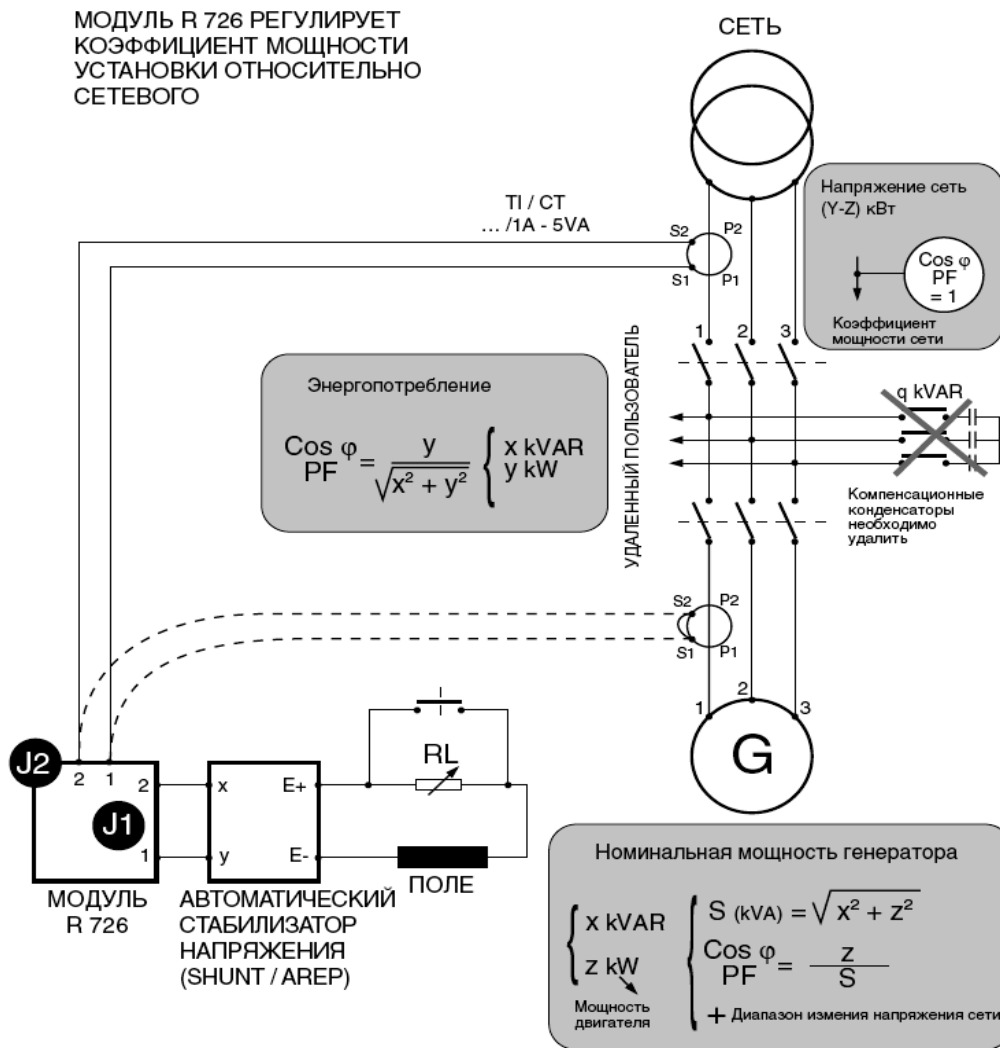


Рис. 6. Схема регулирования cosφ генераторной установки относительно сетевого

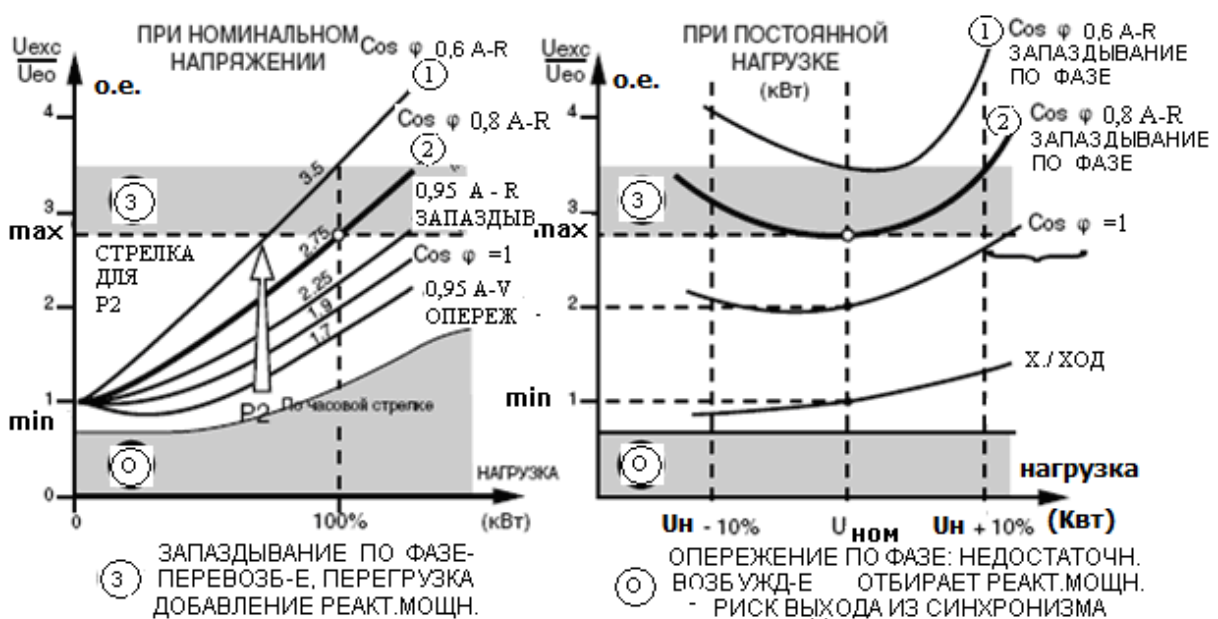


Рис. 7. Диаграммы колебаний напряжения возбуждения в зависимости от cosφ (P2)

требуемый коэффициент мощности (при коэффициенте мощности, равном 1, регулировка не требуется). Повернуть потенциометр P4 (LIMIT) до тех пор, пока вольтметр V1 не покажет изменение напряжения в пределах $\pm 0,5$ В.

Регулировка P2 (номинальная величина коэффициента мощности). Установить C4 в положение B или A, выставить требуемую номинальную величину $\cos\phi$ и выполнить действия с потенциометром P2 также, как и с P4.

Как видно из представленной диаграммы (см. рис. 4), изменения напряжения и частоты при набросе нагрузки с использованием ЛАМ-функции значительно более плавные и быстропротекающие, чем без неё.

Из диаграмм (см. рис. 5) понятно, что запаздывание по фазе тока нагрузки относительно напряжения генератора означает перевозбуждение генератора, перегрузку его реактивной мощностью, т.е. добавление реактивной составляющей и, наоборот, при опережении по фазе.

В работе проведен анализ работы схемы регулирования коэффициента мощности при параллельной работе синхронных генераторов на активно-индуктивную нагрузку. Представлены диаграммы изменения характеристик генераторов при параллельной работе.

Параметры модели:

- два одинаковых дизель-генератора на 100 кВт, 380 В каждый;
- активно-индуктивная нагрузка: $P = 50$ кВт, $Q = 100$ кВАр;

Режим работы. Вначале генераторы работают вхолостую (мощности равны нулю, $\cos\phi = 1$, см. рис.). В момент времени 1 с. подключается активно-индуктивная нагрузка (при этом $P = 50$ кВт, $Q = 100$ кВАр, $\cos\phi = 0,447$). В момент времени 3 с. подключается батарея конденсаторов, которая компенсирует индуктивную нагрузку до значения, соответствующего $\cos\phi = 0,8$. В результате активная мощность после броска восстанавливает свое прежнее значение, реактивная мощность уменьшается, коэффициент мощности повышается до значения 0,8. Напряжение генераторов регулируется на протяжении всего времени моделирования (см. рис. 4), с помощью обратной связи, которая снимается с выхода измерителя напряжения.

Алгоритм регулирования $\cos\phi$ в данной модели:

- измеряются активная P и индуктивная Q_L мощности (блок *Active & Reactive Power* на схеме с моделью);

- из выражения $\cos\phi = \frac{P}{\sqrt{P^2 + (Q_L - Q_C)^2}}$ для заданного $\cos\phi$ и из-

меренных P и Q_L определяется значение емкостной мощности Q_C , необходимой для получения заданного $\cos\phi = 0,8$.

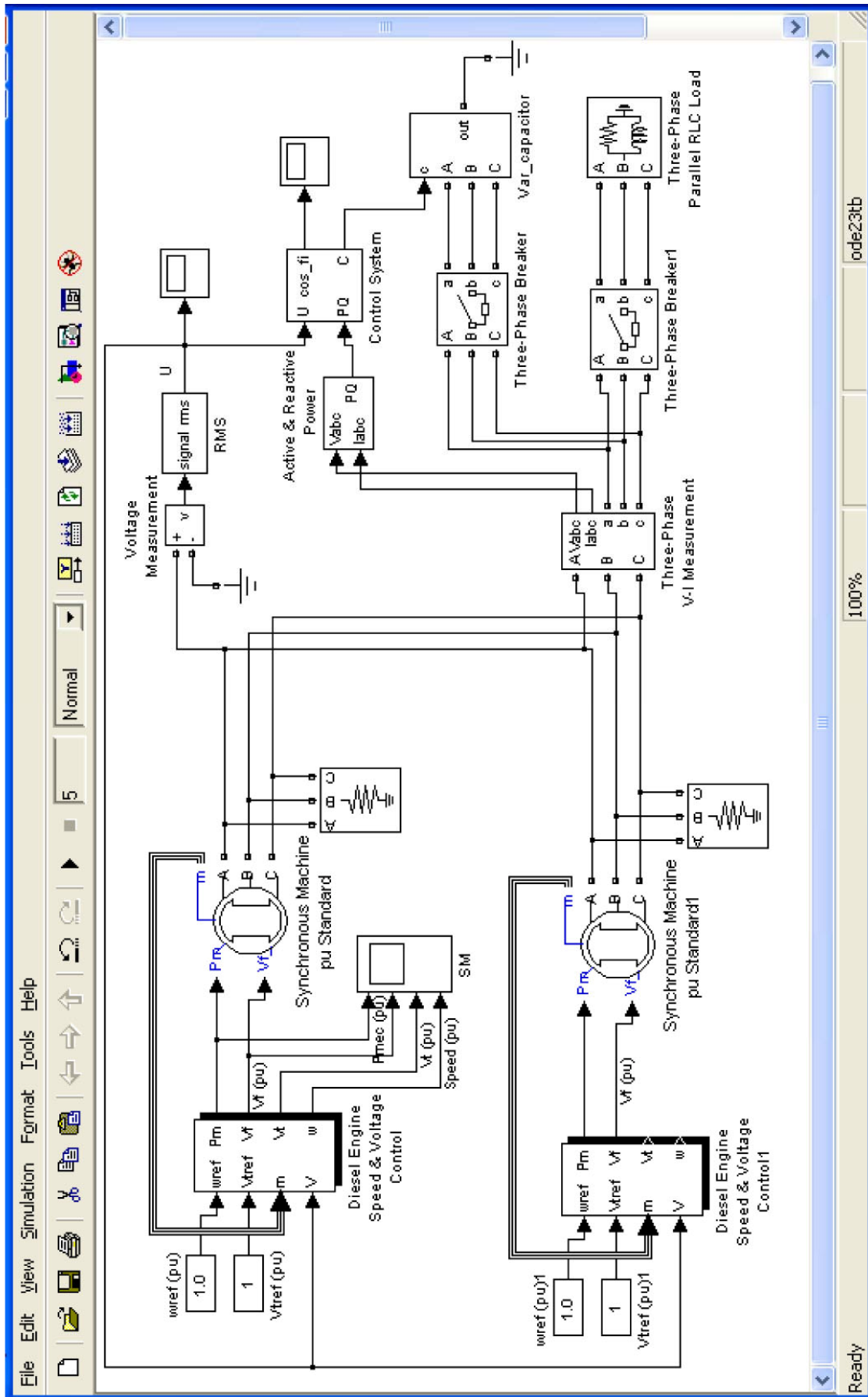


Рис. 8. Модель электроэнергетической системы в пакете Sim Power System / MATLAB

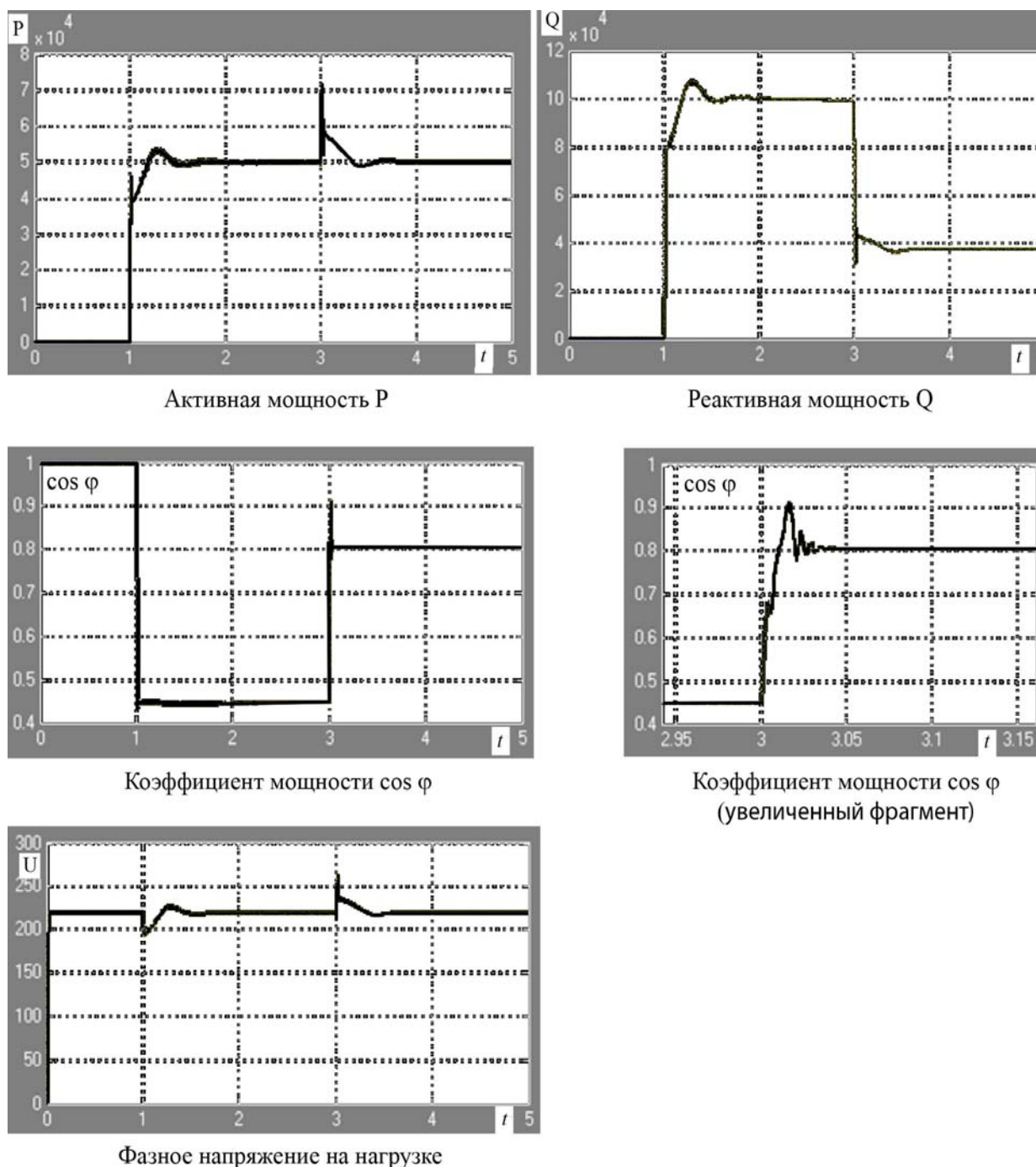


Рис. 9. Результаты моделирования

- из выражения $Q_C = U^2/X_C$ рассчитывается емкостное сопротивление, и далее — емкость конденсатора C (блок *Control System* на схеме модели);
- полученное значение C поступает на подсистему, которая представляет собой трехфазный конденсатор с изменяемой емкостью (блок *Var_capacitor* на схеме).

Таким образом, для любого значения Q_L автоматически будет рассчитано соответствующее значение Q_C и емкости C , чтобы получить заданный $\cos \varphi$.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Константинов В.Н. Устройства и системы автоматизированных электроэнергетических установок. – Л.: Судостроение, 1988. – 310 с.
2. Инструкция по технической эксплуатации АРН типов ЦТРН, LEROY SOMER.

УДК 621.431.74 - 59

Ерыганов А.В.
ОНМА**АДАПТИВНЫЙ ПУСК ГЛАВНОГО МАЛООБОРОТНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

Пуск является одним из наиболее тяжёлых режимов работы главных судовых дизелей. Для мощных двухтактных дизелей с прямой передачей на винт фиксированного шага наиболее тяжёлым является пуск в первый период реверсирования, когда судно движется вперёд, а двигатели работают "назад", или наоборот [1, 5, 7].

Из-за повторяющихся пусков при маневренных операциях вполне вероятно возникновение ситуаций, когда один из цилиндров дизеля может перестать работать. Это факт не означает, впрочем, что двигатель не сможет обеспечить движение судна. Однако это может создать сложности для запуска двигателя из-за уменьшения крутящего момента на определённом этапе процесса.

С точки зрения гидродинамики для судна с винтом фиксированного шага пуск двигателя является сложным нестационарным процессом. Однако при реальных скоростях изменения параметров процесса роль нестационарных добавок, как показано в [4, 6], невелика и может не учитываться. Поэтому в практических расчётах режим работы гребного винта в каждый момент времени рассматривается как установившийся [7].

Для определения упора P и момента сопротивления гребного винта M_B при установившемся движении передним или задним ходом применяются коэффициенты K_1 и K_2 , определяемые в зависимости от поступи винта λ_p :

$$K_1 = \frac{P}{\rho_w n_B^2 D_B^2}, \quad K_2 = \frac{M_B}{\rho_w n_B^2 D_B^5},$$

где ρ_w — плотность воды, кг/м³; n_B — частота вращения гребного винта, 1/с; D_B — диаметр винта, м.

Для расчёта пусковых режимов обычная форма характеристик гребного винта, приемлема только для части режимов, поскольку эти коэффициенты стремятся к бесконечности. Поэтому в [7] рекомендуется дополнительно ввести коэффициенты

$$K_P = \frac{P}{\rho_w v_A^2 D_B^2}, \quad K_M = \frac{M_B}{\rho_w v_A^2 D_B^3},$$

где v_A — скорость поступательного движения винта, м/с.

Для определения этих коэффициентов построены диаграммы в зависимости от $\lambda_p^0 = 1 / \lambda_p$, где λ_p — относительная поступь винта

$$\lambda_P = \frac{v_A}{n_B D_B}.$$

В [3] для определения характеристик переходного режима движения корпуса судна и винтов рекомендуется использовать коэффициенты K_{1y} и K_{2y} , исходя из номограммы, приведенной в [8]. K_{1y} и K_{2y} связаны с K_1 и K_2 следующим образом:

$$K_1 = \frac{K_{1y}}{1 - \lambda_y^2}, \quad K_2 = \frac{K_{2y}}{1 - \lambda_y^2},$$

где λ_y — универсальная поступь

$$\lambda_y = \frac{\lambda_P}{\sqrt{1 + \lambda_P^2}} = \frac{v_A}{\sqrt{(n_B D_B)^2 + v_A^2}}.$$

С применением этих коэффициентов упор P и момент M_B определяются по формулам

$$P = K_{1y} \rho_W D_B^2 \left((n_B D_B)^2 + v_A^2 \right),$$

$$M_B = K_{2y} \rho_W D_B^3 \left((n_B D_B)^2 + v_A^2 \right).$$

Пуск двигателя является для судна процессом очень скоротечным, поэтому допустимо предположить, что скорость судна за это время изменяется незначительно. Однако для оценки возможных вариантов развития пускового процесса необходимо учесть различную скорость судна относительно воды, что эквивалентно разной скорости течения.

Пусковые процессы были смоделированы для одного из современных двигателей – 6ДКРН26/98, выпускаемому ОАО «Брянский машиностроительный завод» (Российская Федерация) по лицензии фирмы MAN-B&W. У этого двигателя ход поршня $S = 0,98$ м, диаметр цилиндра $D = 0,26$ м, эффективная мощность $N_e = 2190$ кВт при частоте вращения $n = 250$ мин⁻¹ и удельном эффективном расходе топлива $g_e = 177$ г/(кВт·ч). Этот дизель применяется для установки на судах в качестве главного с прямой передачей на винт фиксированного или регулируемого шага. Как уже указывалось, наиболее тяжёлым для двухтактных двигателей с прямой передачей на винт является пуск в первый период реверсирования, когда судно движется вперёд, а двигатели работают «назад», или наоборот. Пуск двухтактных дизелей с прямой передачей на винт фиксированного шага протекает в следующей последовательности: сначала двигатель разгоняется «на воздухе»

до некоторой пусковой частоты $n_{\text{Дпус}}$. При этом топливо в цилиндры не подаётся, так как стоп-цилиндр удерживает рейку топливных насосов на нулевой отметке. В момент достижения частоты вращения $n_{\text{Дпус}}$ стоп-цилиндр отключается, и рейка топливных насосов выводится регулятором частоты вращения или гидроусилителем мощности в положение, соответствующее ограничителю хода сервомотора в функции от заданной частоты вращения. После достижения частоты вращения $n_{\text{Дпус}}$ система ДАУ не отключает мгновенно подачу воздуха. Поэтому дизель продолжает работать определённый промежуток времени «на топливе и воздухе». Продолжительность такой работы определяется запрограммированной в системе ДАУ выдержкой времени отключения главного пускового клапана $\Delta t_{\text{зад}}$. Обычно эта задержка находится в пределах 1 – 1,5 с.

Пуск этого двигателя был смоделирован для разной скорости движения судна относительно воды в первый период реверсирования судна «назад» при движении «вперёд». Для моделирования пуска была разработана математическая модель, состоящая из нескольких модулей. Модель рабочих процессов дизеля состоит из модулей по расчёту рабочих процессов в цилиндре, турбокомпрессоре, впускном и выпускном коллекторах. В основу моделирования этих процессов была положена методика, предложенная в [2]. Математический аппарат этой модели основан на термодинамических уравнениях, которые интегрируются на каждом шаге поворота кривошипа. Параметры газа рассчитываются в любом замкнутом объёме по трём уравнениям: первого закона термодинамики, массового баланса и состояния. Газы рассматриваются в виде смеси, состоящей из воздуха и «чистых продуктов сгорания». Движение кривошипа и ротора турбонагнетателя определялись по принципу Д'Аламбера. В созданную систему уравнений были интегрированы уравнения для пусковой системы и регулятора частоты вращения. Время задержки отключения пускового воздуха штатной системы ДАУ $\Delta t_{\text{зад}} = 1$ с. Скорость течения была принята равной 0,5, 1 и 2 м/с, что соответственно равно 0,97, 1,94 и 3,89 узла. Результаты моделирования приведены на рис. 1.

Как видно, скорость течения влияет на время достижения частоты вращения, при которой в цилиндры начинает подаваться топливо. В дальнейшем частота вращения нарастает примерно одинаково во всех трёх случаях.

На рис. 2 приведены пуски двигателей при прежних значениях скоростей течения для случая, когда не работает один цилиндр. При максимальной скорости течения видно, что возможно возникновение ситуации, когда двигатель не запустится.

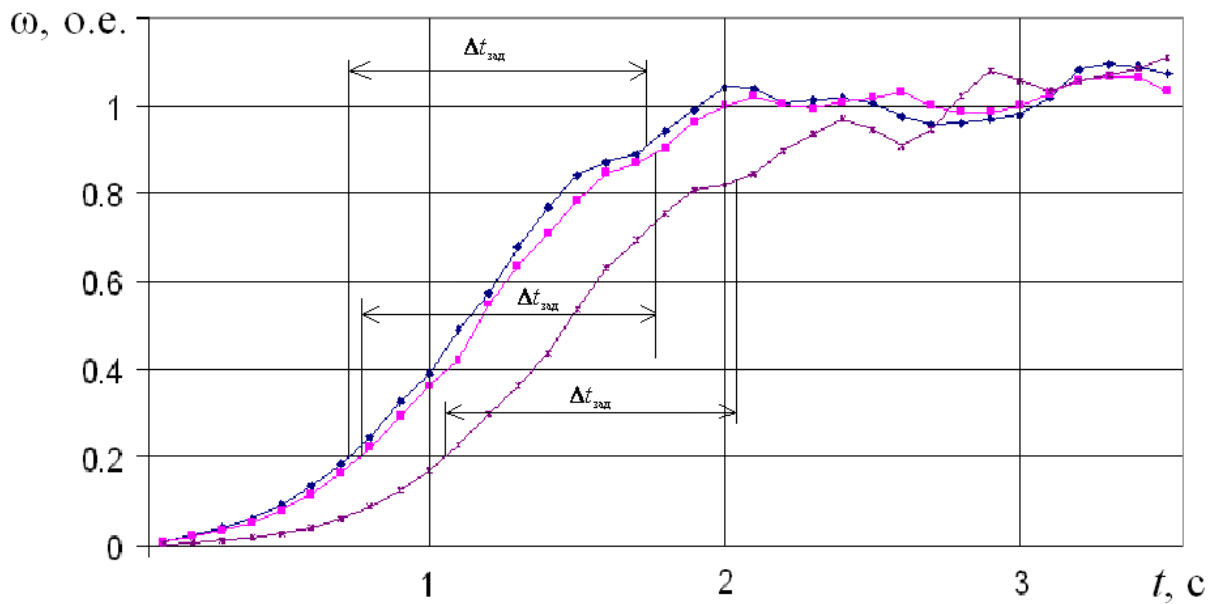


Рис. 1. Изменение частоты вращения кривошипа при пуске: скорость течения:
 —◆— 0,5 м/с; —■— 1,0 м/с; —■— 2,0 м/с

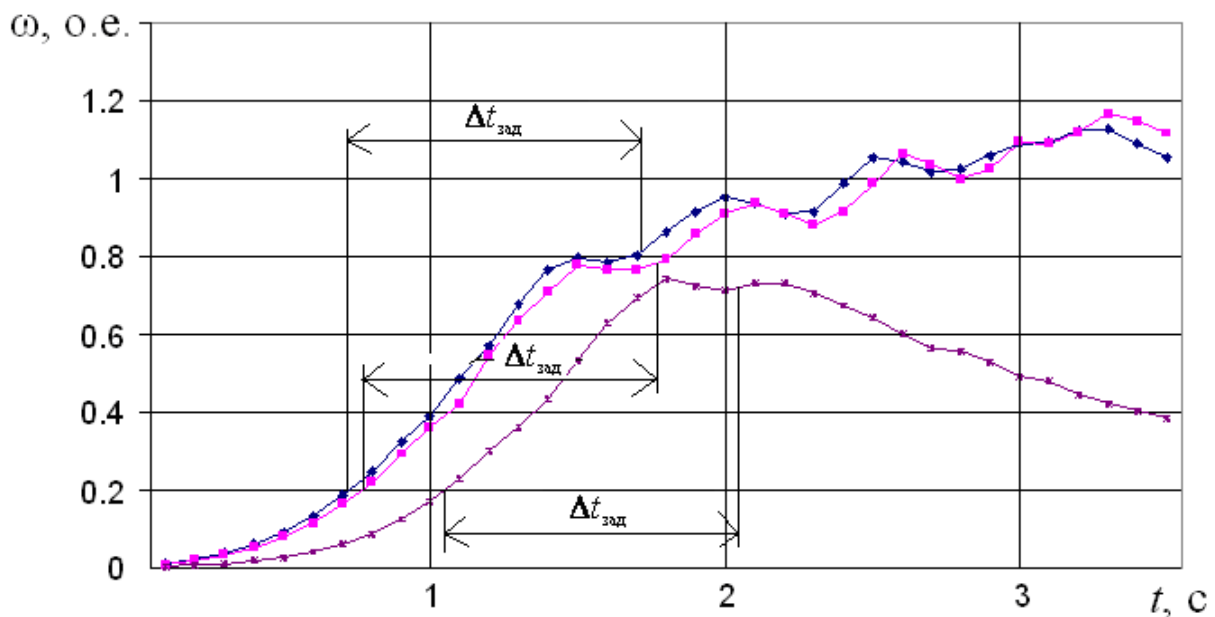


Рис. 2. Изменение частоты вращения кривошипа при пуске с одним отключенным цилиндром:
 —◆— 0,5 м/с; —■— 1,0 м/с; —■— 2,0 м/с

Для компенсации влияния неработающего цилиндра на пусковой процесс предлагается корректировать время задержки отключения подачи пускового воздуха. Это позволит разогнать двигатель до бóльшей частоты вращения, что, в свою очередь, создаст лучшие условия для воспламенения топлива в цилиндре. Алгоритм коррекции предлагается следующий: если по истечению 80% времени задержки отключения пускового воздуха частота вращения не достигает 75 – 80% от величины, на которую должен выйти двигатель по окончанию пуска, то время

задержки увеличивается на 50% (в данном случае – до 1,5 с). Если же по окончании и этого времени частота не достигнет от указанной величины, то подача пускового воздуха отключается.

На рис. 3 видно, что увеличение времени разгона на воздухе позволяет запустить двигатель с одним неработающим цилиндром. В случае, если двигатель работает нормально, т.е. на всех цилиндрах, корректировка времени отсутствует и задержка времени, в соответствии с данным алгоритмом, принимает стандартное значение (рис. 4).

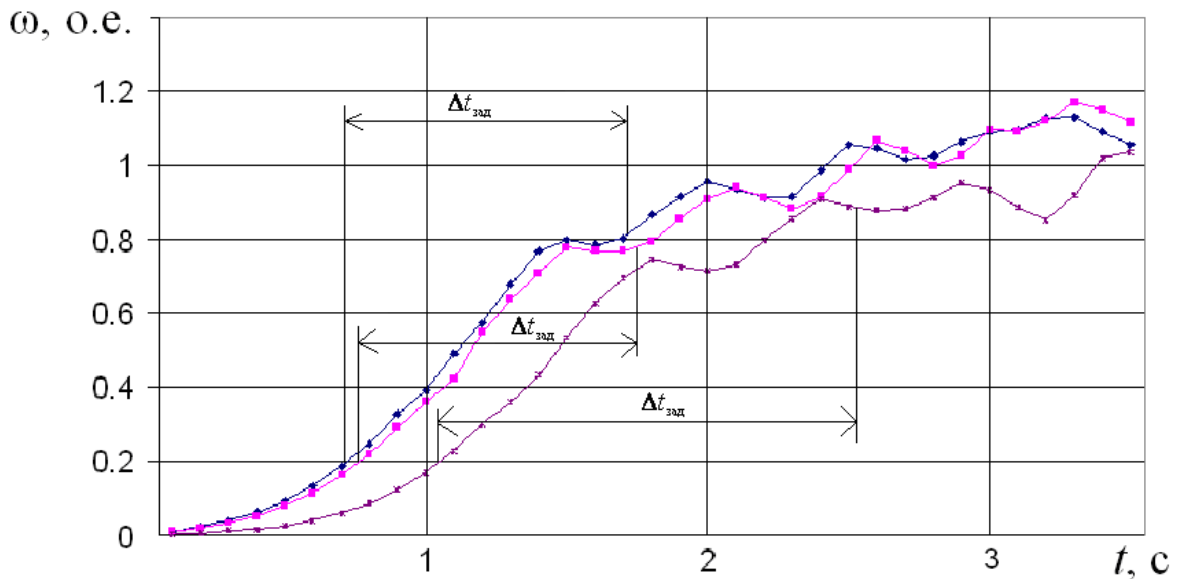


Рис. 3. Изменение частоты вращения кривошипа при пуске с одним отключенным цилиндром и скорректированной задержкой отключения пускового воздуха: —◆— 0,5 м/с; —■— 1,0 м/с; —✕— 2,0 м/с

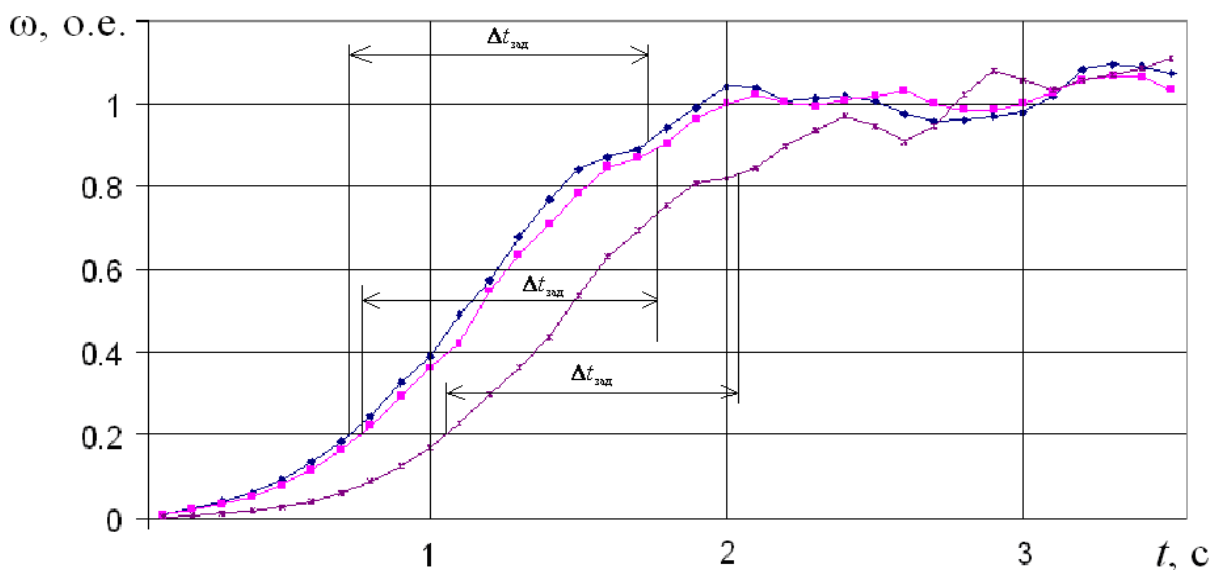


Рис. 4. Изменение частоты вращения кривошипа при нормальном пуске с корректируемой задержкой отключения пускового воздуха: —◆— 0,5 м/с; —■— 1,0 м/с; —✕— 2,0 м/с

Таким образом, за счёт бóльшего охвата возможных условий работы двигателя с прямой передачей на винт повышается надёжность его работы в условиях стеснённого плавания.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ваганов Г.И. Тяга судов. / Ваганов Г.И., Воронин В.Ф., Шанчурова В.К. – М.: Транспорт, 1986. – 199 с.
2. Гончар Б.М. Методика численного моделирования переходных процессов дизелей / Гончар Б.М., Матвеев В.В. //Тр. ЦНИДИ. – 1975. – 68. – С. 3-6.
3. Горб С.И. Математическое обеспечение и решение комплексных задач оптимизации управления дизельными пропульсивными установками: дисс. ... докт. техн. наук. / Горб С.И. – Л.: ГМА им. адм. С.О. Макарова, 1991. – 395 с.
4. Липис В.Б. Гидродинамика гребного винта при качке судна. / Липис В.Б. – Л.: Судостроение, 1975. – 263 с.
5. Ржепецкий К.Л. Дизель в судовом пропульсивном комплексе. / Ржепецкий К.Л., Рихтер А.А. – Л.: Судостроение, 1978. – 253 с.
6. Русецкий А.А. Гидродинамика винтов регулируемого шага. / Русецкий А.А. – Л.: Судостроение, 1968. – 214 с.
7. Справочник по теории корабля в 3 т. / Под ред. Я.И. Войткунского. – Л.: Судостроение, 1985. – Т. 1. Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители. – 768 с.
8. Справочник по теории корабля. Судовые движители и управляемость. / Под ред. Я.И. Войткунского. – Л.: Судостроение, 1978. – 512 с.

УДК 629.12.06:628.84

Цюпко Ю.М., Просенюк В.В.
ОНМА**СУДОВЫЕ СИСТЕМЫ КОМФОРТНОГО КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА
И ФИЗИОЛОГИЯ ЧЕЛОВЕКА**

В отечественной и зарубежной практике проектирования систем комфортного кондиционирования воздуха в настоящее время руководствуются нормативными данными по теплопродукции человека, расходу наружного воздуха, тепловому комфорту и другим показателям, ориентированными на так называемого «среднего» человека и, следовательно, на «средний» уровень комфорта. В основе новой идеологии лежит принцип обеспечения индивидуального контроля тепловой среды и принцип подачи в зону дыхания конкретного потребителя «персонализированного» свежего воздуха».

Любое воздействие среды на организм вызывает, прежде всего, стресс-реакцию, которая выражается в увеличении уровня функционирования определенных систем организма (например, при физической нагрузке систем кровообращения и дыхания), одновременно включаются регуляторные системы, которые мобилизуют функциональные резервы. Важно отметить способность центральных механизмов регуляции обеспечивать реакции компенсации, т.е. при недостатке функциональных резервов одной из систем активизировать расход функциональных резервов другой, связанной с ней системы, что позволяет получить необходимый конечный результат различными путями. В этом плане полезным является представление об интеграле, объясняющее мультипараметрический характер гомеостаза. Это обусловлено функциональным различным резервом каждой из систем, а также процессами адаптации и компенсации, протекающими при непосредственном участии центральных механизмов регуляции организма человека.

В работе [2] приведена разработанная математическая модель человека (1)

$$\begin{cases} c_{\text{я}} d(m_{\text{я}} t_{\text{я}}) = (M_{\text{я}} - Q_{\text{д}} - Q_{\text{об}}) d\tau, \\ c_{\text{к}} d(m_{\text{к}} t_{\text{об}}) = (Q_{\text{об}} + M_{\text{об}} - Q_{\text{об}}^{\text{В}} - Q_{\text{об}}^{\text{ОД}}) d\tau, \\ c_{\text{о}} d(m_{\text{о}} t_{\text{од}}) = (Q_{\text{од}}^{\text{ОД}} - Q_{\text{од}}^{\text{Р}} - Q_{\text{од}}^{\text{Н}}) d\tau. \end{cases} \quad (1)$$

Температура тела человека поддерживается на относительно постоянном уровне, несмотря на колебания температуры окружающей среды. Это постоянство температуры тела носит название изотермии.

Температура органов и тканей, как и всего организма в целом, зависит от интенсивности образования тепла и величины теплопотерь. Теплообразование происходит вследствие непрерывно совершающихся экзотермических реакций. Эти реакции протекают во всех органах и тканях, но неодинаково интенсивно.

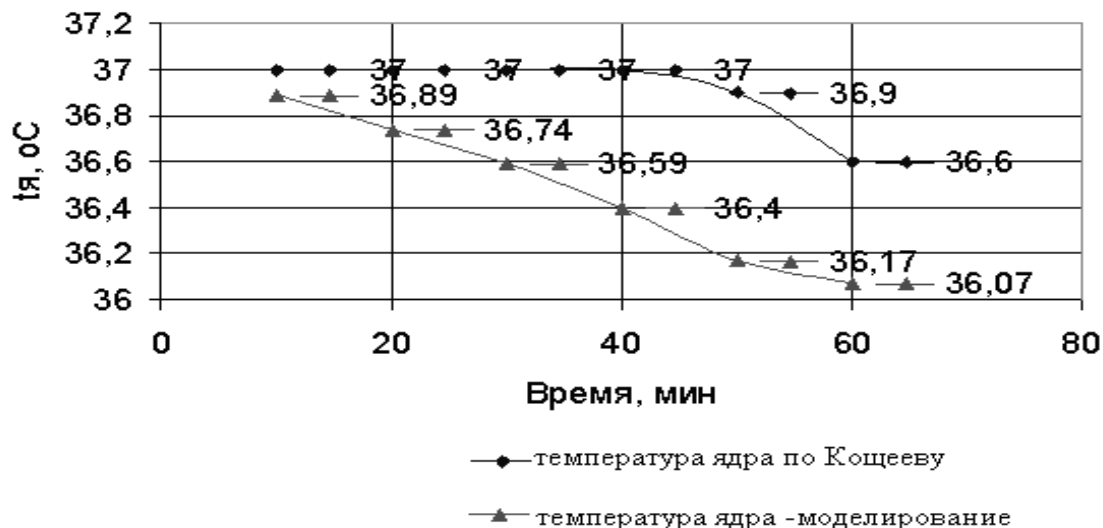
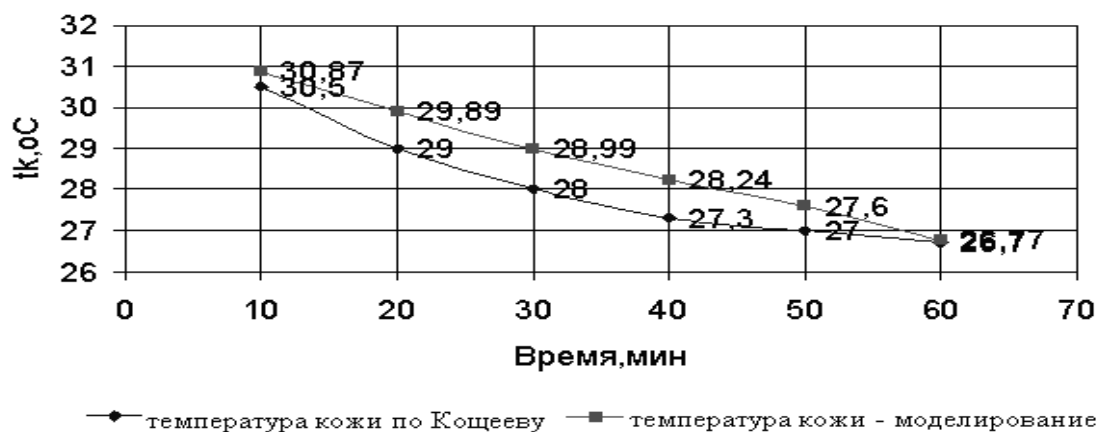
В теле человека принято различать «ядро», температура которого сохраняется достаточно постоянной, и «оболочку», температура которой существенно колеблется в зависимости от температуры внешней среды

При этом область «ядра» сильно уменьшается при низкой внешней температуре и, наоборот, увеличивается при относительно высокой температуре окружающей среды. Поэтому справедливо говорить о том, что изотермия присуща главным образом внутренним органам и головному мозгу. Поверхность же тела и конечности, температура которых может изменяться в зависимости от температуры окружающей среды, являются в определенной мере пойкилотермными. При этом различные участки поверхности кожи имеют неодинаковую температуру. Обычно относительно выше температура кожи туловища и головы (33—34°C). Температура конечностей ниже, причем она наиболее низкая в дистальных отделах.

Система уравнений (1) решалась численным методом Рунге - Кутта - Фельберга с регулируемым шагом интегрирования, позволяющим обеспечивать заданную точность решения.

Анализ полученных результатов при математическом моделировании и статическими данными приведенные в работах Губернского Ю.Д. [3], Кощеева С.В. [4], Кричагина В.И. [5] температуры ядра $t_{я}$, средней температуры кожи t_k , частоты сердечных сокращений ω_c , мощности внутренних источников тепла организма человека M_T в зависимости от времени для различных параметров внешней среды, показал погрешность, приведенную на рис. 1 и 2, не превышающую 5-7 %.

Постоянство температуры тела у человека может сохраняться лишь при условии равенства теплообразования и теплопотери всего организма. Это достигается с помощью физиологических механизмов терморегуляции. Терморегуляция проявляется в форме взаимного сочетания процессов теплообразования и теплоотдачи, регулируемых нейроэндокринными механизмами. Терморегуляцию принято разделять на химическую и физическую. Химическая терморегуляция осуществляется путем изменения уровня теплообразования, т. е. усиления или ослабления интенсивности обмена веществ в клетках организма. Физическая терморегуляция осуществляется путем изменения интенсивности отдачи тепла.

Рис. 1. Зависимость погрешности $t_{я}$ Рис. 2. Зависимость погрешности $t_{к}$

Химическая терморегуляция имеет важное значение для поддержания постоянства температуры тела как в нормальных условиях, так и при изменении температуры окружающей среды. У человека усиление теплообразования вследствие увеличения интенсивности обмена веществ отмечается, в частности, тогда, когда температура окружающей среды становится ниже оптимальной температуры, или зоны комфорта. Для человека в обычной легкой одежде эта зона находится в пределах 18-20°C, а для обнаженного равна 28 °C.

У человека в обычных условиях потеря тепла путем тепло проведения имеет небольшое значение, так как воздух и одежда являются плохими проводниками тепла. Радиация, испарение и конвекция протекают с различной интенсивностью в зависимости от температуры окружающей среды. У человека в состоянии покоя при температуре воздуха око-

ло 20 °С и суммарной теплоотдаче, равной 419 кДж (100 ккал) в час, с помощью радиации теряется 66 %, испарения воды — 19 %, конвекции — 15 % от общей потери тепла организмом. При повышении температуры окружающей среды до 35°С теплоотдача с помощью радиации и конвекции становится невозможной, и температура тела поддерживается на постоянном уровне исключительно с помощью испарения воды с поверхности кожи и альвеол легких.

Для того чтобы было ясно значение испарения в теплоотдаче, напомним, что для испарения 1 мл воды необходимо 2,4 кДж (0,58 ккал). Следовательно, если в условиях основного обмена телом человека отдается с помощью испарения около 1675-2093 кДж (400-500 ккал), то с поверхности тела должно испаряться примерно 700-850 мл воды. Из этого количества 300-350 мл испаряются в легких и 400-500 мл — с поверхности кожи.

Характер отдачи тепла телом изменяется в зависимости от интенсивности обмена веществ. При увеличении теплообразования в результате мышечной работы возрастает значение теплоотдачи, осуществляемой с помощью испарения воды. Так, после тяжелого спортивного соревнования, когда суммарная теплоотдача достигала почти 2512 кДж (600 ккал) в час, было найдено, что 75 % тепла было отдано путем испарения, 12 % — путем радиации и 13 % — посредством конвекции. Одежда уменьшает теплоотдачу. Потере тепла препятствует тот слой неподвижного воздуха, который находится между одеждой и кожей, так как воздух — плохой проводник тепла. Теплоизолирующие свойства одежды тем выше, чем мельче ячеистость ее структуры, содержащая воздух. Этим объясняются хорошие теплоизолирующие свойства шерстяной и меховой одежды. Температура воздуха под одеждой достигает 30 °С. Наоборот, обнаженное тело теряет тепло, так как воздух на его поверхности все время сменяется. Поэтому температура кожи обнаженных частей тела намного ниже, чем одетых.

Температура кожи, а следовательно, интенсивность теплоизлучения и теплопроводения могут изменяться в результате перераспределения крови в сосудах и при изменении объема циркулирующей крови.

На холоде кровеносные сосуды кожи, главным образом артериолы, сужаются: большее количество крови поступает в сосуды брюшной полости, и тем самым ограничивается теплоотдача. Поверхностные слои кожи, получая меньше теплой крови, излучают меньше тепла — теплоотдача уменьшается. При сильном охлаждении кожи, кроме того, происходит открытие артериовенозных анастомозов, что уменьшает количество крови, поступающей в капилляры, и тем самым препятствует теплоотдаче.

Человек плохо переносит сравнительно невысокую температуру окружающей среды (32 °С) при влажном воздухе. В совершенно сухом воздухе человек может находиться без заметного перегревания в течение 2-3 ч при температуре 50-55 °С.

Таким образом, постоянство температуры тела поддерживается путем совместного действия, с одной стороны, механизмов, регулирующих интенсивность обмена веществ и зависящее от него теплообразование (химическая регуляция тепла), а с другой — механизмов, регулирующих теплоотдачу (физическая регуляция тепла). Регуляторные реакции, обеспечивающие сохранение постоянства температуры тела, представляют собой сложные рефлекторные акты, которые возникают в ответ на температурное раздражение рецепторов кожи, кожных и подкожных сосудов, а также самой ЦНС. Эти рецепторы, воспринимающие холод и тепло, названы терморепторами. При относительно постоянной температуре окружающей среды от рецепторов в ЦНС поступают ритмичные импульсы, отражающие их тоническую активность. Частота этих импульсов максимальна для холодных рецепторов кожи и кожных сосудов при температуре 20-30 °С, а для кожных тепловых рецепторов — при температуре 38-43 °С. При резком охлаждении кожи частота импульсации в холодных рецепторах возрастает, а при быстром согревании становится реже или прекращается. На такие же перепады температуры тепловые рецепторы реагируют прямо противоположно. Тепловые и холодные рецепторы ЦНС реагируют на изменение температуры крови, притекающей к нервным центрам.

Термочувствительность гипоталамуса была показана в экспериментах на ненаркотизированных кроликах. Животным в область гипоталамуса вживляли специальные термонагреватели. Оказалось, что повышение температуры на 0,41°С вызывает выраженную терморегуляторную реакцию, проявляющуюся в расширении сосудов уха. Такая реакция возникала при температуре окружающей среды 22-27°С. Когда же температуру среды снижали до 17-20°С, то для получения сосудорасширяющей реакции нагревание гипоталамуса нужно было увеличить на 0,84°С. Таким образом, понижение окружающей температуры, а следовательно, изменение характера температурного воздействия на экстерорецепторы уменьшает температурную чувствительность гипоталамуса. Участие гипоталамуса в терморегуляции обеспечивает взаимодействие восприятия сигналов об изменении температуры окружающей и внутренней среды.

Именно в гипоталамусе расположены основные центры терморегуляции, которые координируют многочисленные и сложные процессы, обеспечивающие сохранение температуры тела на постоянном уровне.

Это доказывается тем, что разрушение гипоталамуса влечет за собой потерю способности регулировать температуру тела и делает животное пойкилотермным, в то время как удаление коры большого мозга, полосатого тела и зрительных бугров заметно не отражается на процессах теплообразования и теплоотдачи.

Химическая терморегуляция (усиление теплообразования, мышечная дрожь) контролируется хвостовой частью гипоталамуса. Разрушение этого участка мозгового ствола у животных делает их неспособными переносить холод. Охлаждение животного после такой операции не вызывает дрожи и компенсаторного повышения теплообразования.

Физическая терморегуляция (сужение сосудов, потоотделение) контролируется передней частью гипоталамуса. Разрушение данной области — центра теплоотдачи — не лишает животное способности переносить холод, но после операции оно быстро перегревается при высокой температуре окружающей среды (так как поврежден механизм, обеспечивающий физическую терморегуляцию).

Центры теплообразования и центры теплоотдачи находятся в сложных взаимоотношениях и взаимно подавляют друг друга. Терморегуляторные рефлексy могут осуществляться и спинным мозгом. Охлаждение спинного мозга животного, у которого этот отдел ЦНС отделен от вышележащих отделов перерезкой, вызывает мышечную дрожь и сужение периферических сосудов. Значение спинного мозга в терморегуляции состоит не только в том, что он является проводником сигналов, идущих от периферических рецепторов к головному мозгу, и влияний, поступающих от головного мозга к мышцам, сосудам и потовым железам, но и в том, что в спинном мозге находятся центры некоторых терморегуляторных рефлексов, имеющих, правда, несколько ограниченное регуляторное значение. Так, после перерезки ствола мозга ниже гипоталамических центров терморегуляции способность организма усиливать теплообразование и повышать интенсивность окислительных процессов на холоде резко понижается и не обеспечивает постоянной температуры тела. Равным образом после перерезки ствола мозга или отделения спинного мозга от продолговатого резко нарушается и физическая терморегуляция, поэтому при повышении окружающей температуры животное легко перегревается, так как одни спинальные терморегуляторные механизмы не способны обеспечить постоянство температуры тела.

Несмотря на то что удаление коры большого мозга заметно не отражается на процессах теплообразования и теплоотдачи, неправомерно делать вывод, что это образование не влияет на тепловой обмен. Эксперименты на животных и наблюдения на людях показали возможность

условно-рефлекторных изменений теплопродукции и теплоотдачи, которые осуществляются корой большого мозга.

В осуществлении гипоталамической регуляции температуры тела участвуют железы внутренней секреции, главным образом щитовидная и надпочечники.

Участие щитовидной железы в терморегуляции доказывается тем, что введение в кровь животного сыворотки крови другого животного, которое длительное время находилось на холоде, вызывает у первого повышение обмена веществ. Такой эффект наблюдается лишь при сохранении у второго животного щитовидной железы. Очевидно, во время пребывания в условиях охлаждения происходит усиленное выделение в кровь гормона щитовидной железы, повышающего обмен веществ и, следовательно, образование тепла.

Участие надпочечников в терморегуляции обусловлено выделением ими в кровь адреналина, который, усиливая окислительные процессы в тканях, в частности в мышцах, повышает теплообразование и суживает кожные сосуды, уменьшая теплоотдачу. Поэтому адреналин способен вызывать повышение температуры тела (адреналиновая гипертермия). Если человек длительное время находится в условиях значительно повышенной или пониженной температуры окружающей среды, то механизмы физической и химической регуляции тепла, благодаря которым в обычных условиях сохраняется постоянство температуры тела, могут оказаться недостаточными: происходит переохлаждение тела — гипотермия, или перегревание — гипертермия.

Гипотермия — состояние, при котором температура тела ниже 35 °С. Быстрее всего гипотермия возникает при погружении в холодную воду. В этом случае вначале наблюдается возбуждение симпатической части автономной нервной системы и рефлекторно ограничивается теплоотдача и усиливается теплопродукция. Последнему способствует сокращение мышц — мышечная дрожь. Через некоторое время температура тела все же начинает снижаться. При этом наблюдается состояние, подобное наркозу: исчезновение чувствительности, ослабление рефлекторных реакций, понижение возбудимости нервных центров. Резко понижается интенсивность обмена веществ, замедляется дыхание, урежаются сердечные сокращения, снижается сердечный выброс, понижается артериальное давление (при температуре тела 24-25°С оно может составлять 15-20 % от исходного).

При относительно кратковременных и не чрезмерно интенсивных воздействиях холода на организм изменений теплового баланса и понижения температуры внутренней среды не происходит. В то же время это способствует развитию простудных заболеваний и обострению хро-

нических воспалительных процессов. В этой связи важную роль приобретает закаливание организма. Закаливание достигается повторными воздействиями низкой температуры возрастающей интенсивности. У ослабленных людей закаливание следует начинать с водных процедур нейтральной температуры (32°C) и понижать температуру на 1°C через каждые 2-3 дня. После прекращения тренировки закаливание исчезает, поэтому выполнение режима закаливания должно быть непрерывным. Эффект закаливания проявляется не только в случае водных процедур, но и при воздействии холодного воздуха. При этом закаливание происходит быстрее, если воздействие холода сочетается с активной мышечной деятельностью.

Гипертермия — состояние, при котором температура тела поднимается выше 37 °С. Она возникает при продолжительном действии высокой температуры окружающей среды, особенно при влажном воздухе, и, следовательно, небольшом эффективном потоотделении. Гипертермия может возникать и под влиянием некоторых эндогенных факторов, усиливающих в организме теплообразование (тироксин, жирные кислоты и др.). Резкая гипертермия, при которой температура тела достигает 40-41 °С, сопровождается тяжелым общим состоянием организма и носит название теплового удара.

Различают многие виды адаптации. Физиологической адаптацией называют достижение устойчивого уровня активности организма и его частей, при котором возможна длительная активная деятельность организма, включая трудовую активность в измененных условиях существования (в том числе социальных) и способность воспроизведения здорового потомства. Физиология исследует формирование и механизмы индивидуальной адаптации.

Каждая реакция адаптации имеет некую «стоимость», т. е. цену адаптации, за которую «платит» организм затратой веществ, энергии, различных резервов, в том числе защитных. Истощение этих резервов приводит к фазе дизадаптации, для которой характерны состояние сдвигов гомеостаза, мобилизация вспомогательных физиологических систем, неэкономная трата энергии.

Если организм возвращается к исходным условиям, то он постепенно утрачивает приобретенную адаптацию, т. е. реадаптируется к исходным условиям. Повторная адаптация возможна. Если организм вновь окажется в неких условиях, к которым он был адаптирован. При этом в одних случаях способность к повторной адаптации может быть повышена, в других — понижена в зависимости от истощенности или тренированности механизмов адаптации. Тренировка механизмов адаптации благоприятна для мобильности и стойкости адаптации. Готовность к

адаптации и ее эффективность динамичны и зависят от многих факторов, в числе которых состояние здоровья, рациональное питание, режим сна и бодрствования, труда и отдыха, физическая активность и тренировка, закаливание, адаптирующие лекарственные средства (адаптогены), воздействие гипоксии.

Описанные фазы неспецифической адаптации характеризуют активность адаптационных реакций, которые должны быть дополнены еще и адаптивным поведением, целью которых является ускорение адаптации и уменьшение отрицательных влияний адаптогенных факторов.

В развитии большинства адаптации прослеживается два этапа: начальный — «срочная» адаптация, и последующий — «долговременная» адаптация. «Срочная» адаптационная реакция развивается сразу с началом действия стрессора на основе готовых физиологических механизмов. Например, увеличение теплопродукции в ответ на холодное воздействие или повышение легочной вентиляции при недостатке кислорода во вдыхаемом воздухе и т. д. «Срочная» адаптация мобилизует функциональные резервы и часто в неполной мере обеспечивает адаптационный эффект.

«Долговременная» адаптационная реакция развивается постепенно в результате длительного или многократного действия на организм факторов внешней среды. Эта адаптация происходит на основе многократной «срочной» адаптации. В итоге накопления структурных и функциональных изменений организм приобретает новое качество — из неадаптированного превращается в адаптированный. Именно переход от «срочной» адаптации к «долговременной» делает возможной стабильную жизнь организма в новых условиях.

Адаптации значительно отличаются у разных людей скоростью и выраженностью в зависимости от индивидуальных особенностей каждого человека.

Организм как единое целое может существовать только при условии, когда составляющие его органы и ткани функционируют с такой интенсивностью и в таком объеме, которые обеспечивают адекватное уравнивание со средой обитания. Управление, или регуляция, в живых организмах представляет собой совокупность процессов, обеспечивающих необходимые режимы функционирования, достижение определенных целей или полезных для организма приспособительных результатов. Управление возможно при наличии взаимосвязи органов и систем организма. Процессы регуляции охватывают все уровни организации системы: молекулярный, субклеточный, клеточный, органнй, системный, организменный, надорганизменный (популяционный, экосистемный, биосферный). Законы управления в сложных системах изу-

чает кибернетика — наука об общих принципах управления в машинах, живых системах и обществе. Медицинская, физиологическая кибернетика изучает процессы управления в живых организмах.

Принципы управления. С позиций медицинской кибернетики, управление в живых организмах осуществляется управляющей системой. Она включает в себя датчики, воспринимающие информацию на входе (сенсорные рецепторы) и выходе (рецепторы исполнительных структур) системы, входные и выходные каналы связи (жидкие среды организма, нервные проводники), управляющее устройство (центральная нервная система), частью которого является запоминающее устройство (аппараты памяти). Информация, фиксированная в аппаратах памяти, определяет «настройку» системы управления на переработку определенных сведений, поставляемых через каналы связи.

Управление осуществляется с использованием двух основных принципов: 1) по рассогласованию (отклонению); 2) по возмущению.

Управление по рассогласованию предусматривает наличие механизмов, способных определить разность между задаваемым и фактическим значением регулируемой величины или функции. Эта разность используется для выработки регулирующего воздействия на объект регуляции, которое уменьшает величину отклонения. Примером такого управления является стимуляция образования глюкозы при уменьшении ее содержания в крови. Это уменьшение определяется клетками гипоталамуса, которые стимулируют выработку адренокортикоидного гормона в гипофизе. Последний усиливает образование глюкокортикоидов (кортизола) в надпочечниках. Кортизол стимулирует в печени образование глюкозы из аминокислот (глюконеогенез), что приводит к восстановлению нормального содержания глюкозы в плазме крови.

Управление по возмущению предусматривает использование самого возмущения для выработки, компенсирующего воздействия, в результате которого регулируемый показатель возвращается к исходному состоянию. Например, уменьшение парциального давления O_2 в атмосферном воздухе при подъеме на высоту является возмущающим воздействием для системы дыхания, обеспечивающей оптимальное для метаболизма содержание кислорода в крови. Увеличение частоты и глубины дыхания, скорости кровотока, количества эритроцитов в крови отражает процессы регуляции по возмущению, направленные на восстановление исходных показателей содержания кислорода.

Способы управления в организме. Основные способы управления в живом организме предусматривают запуск (инициацию), коррекцию и координацию физиологических процессов.

Нервный механизм управления предусматривает изменение физиологических функций под влиянием управляющих воздействий, передаваемых из центральной нервной системы по нервным волокнам к органам и системам организма. Нервный механизм является более поздним продуктом эволюции по сравнению с гуморальным, он более сложен и более совершенен. Для него характерна высокая скорость распространения и точная передача объекту регулирования управляющих воздействий, высокая надежность осуществления связи.

Нервный механизм в качестве средства управления, передачи информации использует потенциалы возбуждения (ПД, импульсы), которые объединяются в определенные паттерны («рисунки» возбуждения) по частоте, набору в «пачках», характеристикам межимпульсных интервалов и кодируют необходимую информацию. Показано, что паттерны возбуждений гипоталамических нейронов при формировании мотивации голода специфичны и существенно отличаются от столь же специфичных паттернов возбуждений нейронов, ответственных за формирование мотивации жажды.

Формы управления. Гуморальный и нервный механизмы предусматривают использование нескольких форм управления. Аутокринная, паракринная и гуморальная формы характерны для эволюционно более древнего механизма.

В основе нервного механизма управления лежит рефлекс — ответная реакция организма на изменения внутренней и внешней среды, осуществляемая при участии центральной нервной системы. Управление посредством рефлексов предусматривает использование двух форм.

Местные рефлексы осуществляются через ганглии автономной нервной системы, которые рассматриваются как нервные центры, вынесенные на периферию. За счет местных рефлексов происходит управление, например моторной и секреторной функциями тонкой и толстой кишки.

Атмосфера обитаемого помещения, как объекта регулирования температуры и влагосодержания, является объектом с распределенными параметрами.

Таким образом, разработка системы управления параметрами воздушной среды носит комплексный характер, требующий разработки теплотехнических и подсистем управления температурой, влажностью и расходом воздуха с учетом современных энергосберегающих способов управления. Задача усложняется наличием большого количества возможных технологических схем обработки воздуха [7].

В системе (рис. 3), в режиме термоадаптации, тепловизор с помощью устройства слежения постоянно определяет температуру кожного

покрова человека, которая зависит от выполненной физической нагрузки в рабочей зоне, от психологического и эмоционального состояния человека. Полученная информация поступает на вычислительный блок, который вычисляет частоту пульса, внутреннюю температуру тела, дефицит энергии человека в результате выполненной физической нагрузки и т.д. Полученные данные обрабатываются в вычислительном блоке с помощью программ термоадаптации. На основе вычисленных данных, которые соответствуют необходимым физиологическим и психологическим параметрам человек, осуществляются управлением блоком пьезоэлектрического привода. Последний, в свою очередь, влияет на регулирующие элементы устройства кондиционирования воздуха.

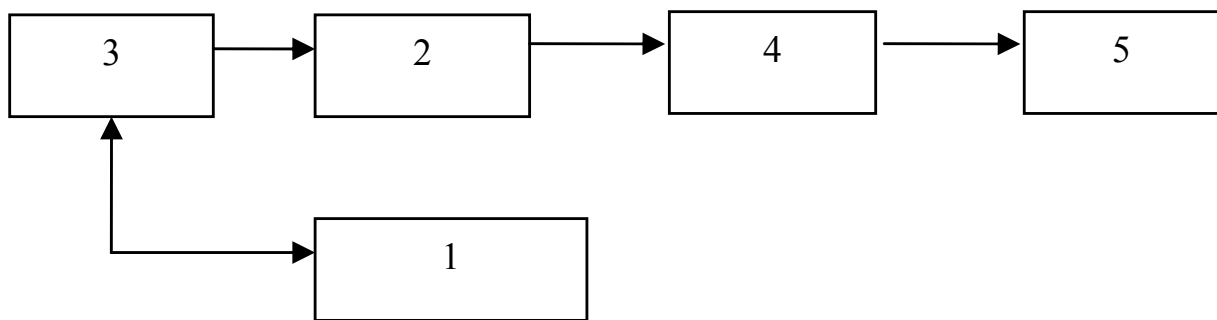


Рис. 3. Система терморегуляции автономных одноместных жилых модулей: 1 — человек; 2 — волоконно-оптический пирометр [8]; 3 — трехкоординатное устройство слежения; 4 — вычислительный блок; 5 — блок пьезоэлектрического привода

Это позволяет ускорить восстановительные процессы в организме человека, при этом уменьшается износ организма человека за счет экономии внутренних резервов организма.

Применение новой концепции управления климатом в судовых условиях в сочетании с новыми техническими реализациями первичных преобразователей может принести ощутимые выгоды в приложении, как в судовых условиях, так и вообще в плане сложных энергетических объектов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Шафран Л.М. Микроклиматическая эффективность судовых систем КВ / Шафран Л.М., Голиков В.А. // Судостроение. – 1990. – №2. – С. 14-15.
2. Голиков В.А. Математическое моделирование процессов теплообмена организма человека с окружающей средой / Голиков В.А., Бурденко А.Ф., Цюпко Ю.М. // Судовые энергетические установки. – 2003. – Вып. 8. – Одесса: ОНМА. – С. 104 - 115.

3. Губернский Ю.Д. Гигиенические основы кондиционирования микроклимата / Губернский Ю.Д., Корневская Е.И.. – М.: Медицина. – 1978. – 247 с.
4. Кощев В.С. Физиология и гигиена индивидуальной защиты человека в условиях высоких температур / Кощев В.С., Кузнец Е.И.. – М.: Медицина, 1986. – 256 с.
5. Кричагин В.И. Таблицы и графики для ориентировочной оценки теплового состояния организма / Кричагин В.И. // Гигиена и санитария – 1966. – № 4. – С. 65-70.
6. Голиков В.А. Исследование судовых систем комфортного кондиционирования воздуха с распределенными параметрами / Голиков В.А., Цюпко Ю.М., Просенюк В.В. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – Вып.20. – Одесса: ОНМА. – С. 106-117.
7. Пат. 31702 Украина. Система терморегуляции автономных жилых модулей / Цюпко Ю.М., Голиков В.А., Просенюк В.В.; Заявл. 25.04.08.
8. Патент на корисну модель U2008043500 Волоконно-оптичний пірометр / Цюпко Ю.М. – №37172. Заявл.07.04.2008; Опубл. 25.11.2008. Бюл. № 22.

УДК 621.822

Романовский Г.Ф., Кирюхин А.Л., Кневец Н.Н.
НКИ, СВМИ, Ровенская АЭС

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА СУДОВЫХ РОТОРНЫХ СИСТЕМ С ПОДШИПНИКАМИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Надежность и долговечность подшипников судовых турбоагрегатов и валопроводов определяется рядом факторов, среди которых наиболее значимым является уровень вибраций. Повышение действующих в опорах и передаваемых на корпус сил и амплитуд колебаний сказывается на их техническом состоянии и сопровождается интенсивным износом деталей подшипников скольжения, девиацией упругой линии вала, повышенной виброактивностью в силовых конструкциях роторных систем.

Обеспечение работоспособности судовых турбомашин на всех этапах жизненного цикла и в широком диапазоне эксплуатационных режимов (в том числе и в неспецификационных условиях) требует проведения диагностических мероприятий по выявлению дефектов и прогнозу их развития, основой которых являются процедуры вибрационной диагностики. Вибромониторинг и вибродиагностика позволяют выявлять закономерности динамического поведения и формировать диагностические признаки технического состояния роторной системы без нарушения её эксплуатационного цикла.

Традиционная практика в формировании диагностических признаков заключается в анализе вибрационных характеристик роторной системы в нормальном (бездефектном) состоянии и при наличии дефектов (в т.ч. искусственно введенных). На основе такого анализа формируются диагностические признаки исправного и дефектного состояний роторной системы. Перспективным представляется подход, основанный на анализе математических моделей, включающих описание характерных особенностей динамического поведения роторной системы [1–3]. Это позволяет моделировать возможные отклонения от нормального функционирования и имитировать соответствующие им процессы в точках съема перемещений.

В работе развивается подход к построению диагностических признаков, основанный на применении как традиционных методов, базирующихся на преобразовании Фурье, так и непрерывного вейвлет-преобразования к анализу вибрационных сигналов. Целесообразность привлечения таких методов обоснована нестационарностью анализируемых сигналов и необходимостью получения в результате анализа не только перечисления характерных частот сигнала, но и сведений о временных интервалах их действия.

Цель исследования — совершенствование методов динамического анализа роторных систем с подшипниками скольжения, направленное на обеспечение работоспособности судовых турбоагрегатов и валопроводов в широком диапазоне эксплуатационных режимов при требуемых технико-экономических и ресурсных показателях эффективности их функционирования.

Течение смазочного материала в подшипниках жидкостного трения, приводит к формированию нелинейных реакций, что, в свою очередь, обуславливает возникновение самовозбуждающихся, параметрических и хаотических вибраций. Наиболее информативным является изучение динамики ротора на основе анализа траекторий движения центров цапф, по форме, размерам и расположению которых можно судить о динамических процессах с учетом нелинейности реакций подшипников. Реализация этого подхода позволяет исследовать влияние изменения исходной реологии смазочного материала, отклонений формы опорных поверхностей, внешних сил с произвольным законом действия, контактного взаимодействия цапфы и втулки, движения с переменной частотой вращения и т.д.

Траектории движения центров цапф вычисляются при совместном численном интегрировании уравнений гидродинамики и уравнений движения ротора. В настоящее время разработаны линейные и нелинейные модели, учитывающие пространственное движение симметричного одномассового ротора при таких дефектах, как несоосность, импульсное нагружение, гидрогазодинамическая неустойчивость, контактное взаимодействие [2–4 и др.].

Однако на практике в большинстве случаев сигнал вибрации является результатом не одного какого-либо дефекта, а целой их композиции, что значительно усложняет его интерпретацию. Кроме того, применяемые в судовой энергетике роторы зачастую имеют несколько степеней свободы.

Для сравнения эффективности методов динамического анализа судовых роторных систем рассмотрим модель ротора второй моды, опирающегося на два подшипника скольжения (рис. 1).

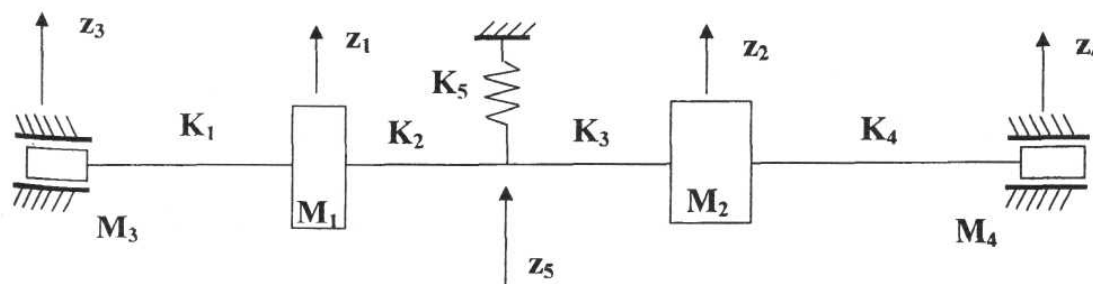


Рис. 1. Графическая модель ротора, вращающегося в двух подшипниках скольжения

Математическая модель такого ротора при наличии возмущения описывается дифференциальными уравнениями вида [5]

$$\left. \begin{aligned} M_1 \ddot{z}_1 + D_{S1} \dot{z}_1 + K_6 z_1 - K_8 z_2 - K_1 z_3 &= 0 \\ M_2 \ddot{z}_2 + D_{S2} \dot{z}_2 + K_7 z_2 - K_8 z_1 - K_4 z_4 &= 0 \\ M_3 \ddot{z}_3 + D_1 (\dot{z}_3 - j\lambda_1 \omega z_3) + (K_1 + K_{B1}) z_3 + z_3 F_1 |z_3| - K_1 z_1 &= 0 \\ M_4 \ddot{z}_4 + D_2 (\dot{z}_4 - j\lambda_2 \omega z_4) + (K_4 + K_{B2}) z_4 + z_4 F_2 |z_4| - K_4 z_2 &= 0 \end{aligned} \right\} (1)$$

где M_1, \dots, M_4 — модальные массы ротора; D_1, D_2 — коэффициент демпфирования смазочного слоя подшипника; D_{S1}, D_{S2} — коэффициенты демпфирования ротора; K_1, \dots, K_8 — коэффициенты жесткости ротора; K_{B1}, K_{B2} — коэффициенты жесткости смазочного слоя подшипника; z_1, \dots, z_5 — перемещения ротора; λ_1, λ_2 — коэффициент средней окружной скорости смазочной жидкости в подшипнике; F_1, F_2 — нелинейные функции эксцентриситета цапфы; A_1, \dots, A_4 — амплитуды вибрации ротора; ω — частота вращения.

В системе (1) перемещения ротора определяются из выражения

$$z_i = x_i + j y_i,$$

где i — целое число; $j = \sqrt{-1}$; x_i, y_i — соответственно горизонтальное и вертикальное перемещения ротора.

Модель возмущения представляет собой сумму полуволны синусоиды с частотой ω и трех полуволн синусоиды с частотой 3ω . При выборе амплитуды самовозбуждающихся колебаний (рис. 2) использованы результаты исследования виброустойчивости подшипника судового паротурбогенератора при эксплуатационном обводнении системы смазки, где k — концентрация воды в базовом смазочном материале. Параметры подшипника: диаметр $d = 0,13$ м; длина $M = 0,1$ м; относительный зазор $\psi = 2,5 \cdot 10^{-3}$; удельная нагрузка $P_m = 1,25 \cdot 10^6$ Па.

Для решения задачи моделирования динамики описанной системы использован программный комплекс MATLAB со средой визуально-ориентированного программирования Simulink. Программирование в данной среде основано на композиции отдельных блоков, моделирующих соответствующие элементы рассматриваемой динамической системы [6]. Модель собирается из линейных и нелинейных динамических элементов, представленных своей функциональной блок-схемой (рис. 3). Для решения системы дифференциальных уравнений (1) использовались адаптивные методы, реализованные в среде MATLAB, в которых поиск численного решения выполняется с переменным шагом интегрирования, исходя из заданной точности вычислений и скорости

изменения интегрируемой функции. Значения коэффициентов в системе (1) принимались, исходя из реальных условий работы судового турбогенератора с учётом рекомендаций, изложенных в [6].

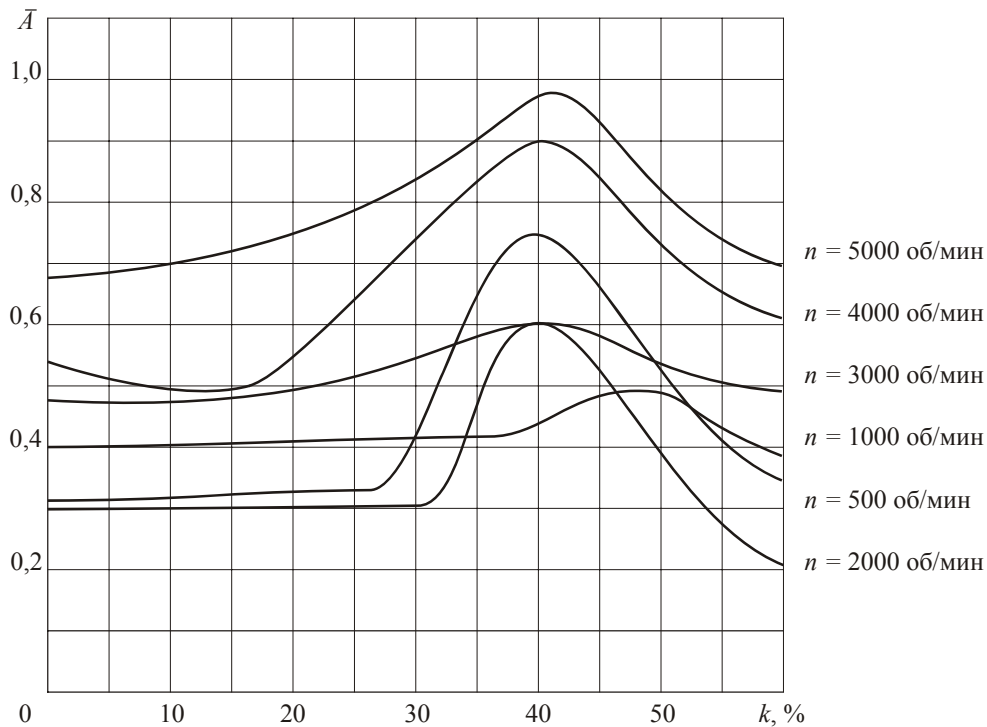


Рис. 2. Амплитуды колебаний ротора паротурбогенератора ОК-1,5 при обводнении смазки в кормовом подшипнике скольжения

При обработке полученных в результате имитационного эксперимента на ЭВМ данных применялись наиболее широко используемые методы анализа нестационарных сигналов вибрации: преобразование Фурье и вейвлет-преобразование.

В основе большинства используемых в системах вибродиагностики турбоагрегатов алгоритмов обработки сигналов вибрации лежит понятие дискретного преобразования Фурье (ДПФ), которое можно представить формулой [7]

$$\begin{aligned}
 X(k) &= \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(n) e^{-j2\pi nk/N} = \\
 &= \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(n) [\cos(2\pi nk/N) - j \sin(2\pi nk/N)],
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

где $X(k)$ — частотный выход ДПФ в k -ой точке спектра; $0 \leq k \leq N - 1$; N — число отсчётов при вычислении ДПФ, $x(n)$ представляет собой n -ый отсчёт во временной области, где n также находится в диапазоне от 0 до $N-1$. Учитывается, что $x(n)$ может быть как вещественным, так и мнимым.

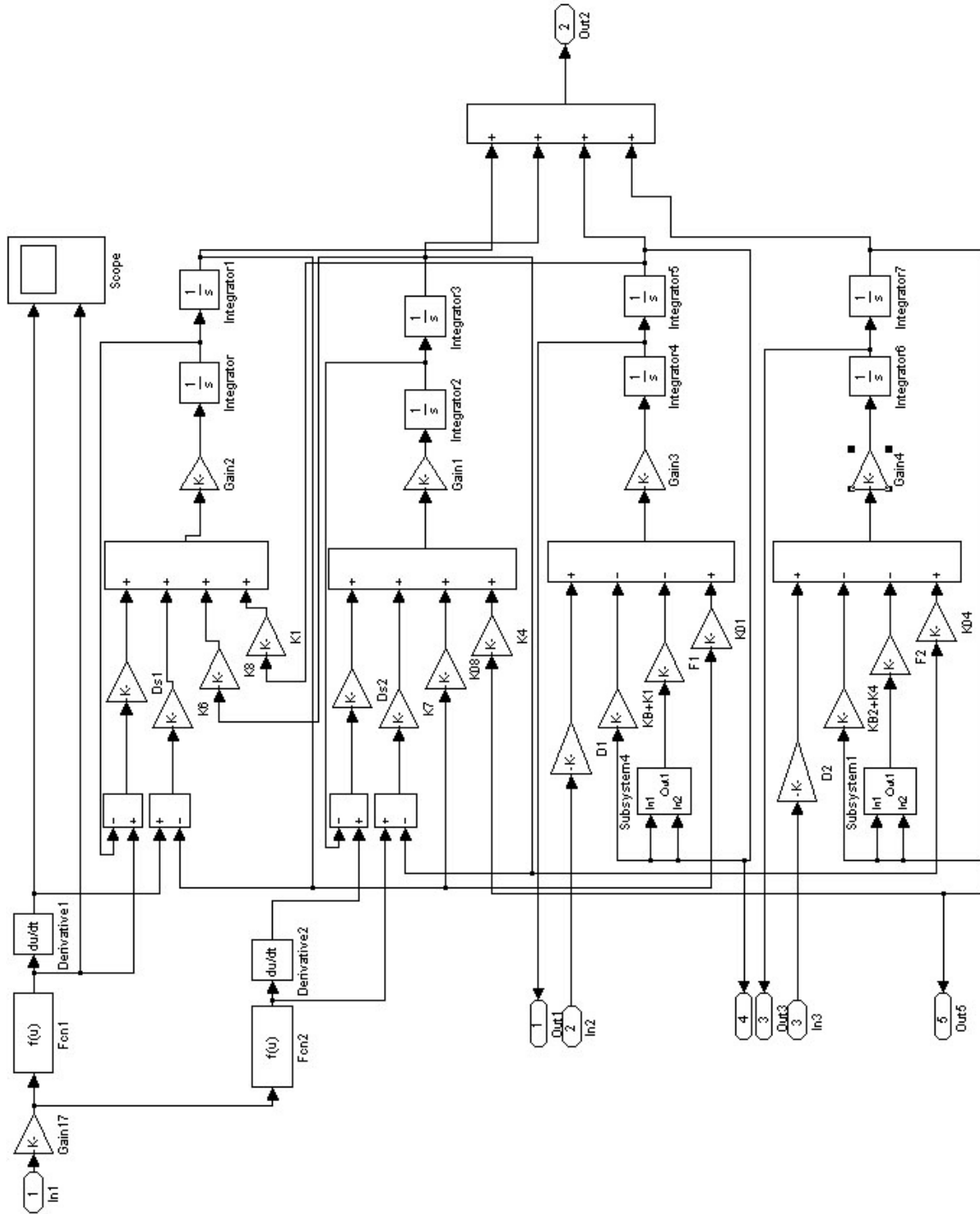


Рис. 3. Блок-схема реализованной модели

Результаты обработки в Simulink моделированного сигнала вибрации турбоагрегата представлены на рис. 4. Преобразование Фурье дает достаточно информации о частотном составе сигнала, однако имеет ряд недостатков, среди которых можно выделить следующие:

- ограниченная информативность анализа нестационарных сигналов и практически полное отсутствие аппарата анализа их особенностей (сингулярностей), так как в частотной области происходит «размывание» особенностей сигналов по всему частотному диапазону спектра;
- появление эффекта Гиббса на скачках функций, при усечении сигналов и при вырезке отрезков сигналов для локального детального анализа;
- гармонический характер базисных функций, определенных в интервале от $-\infty$ до $+\infty$.

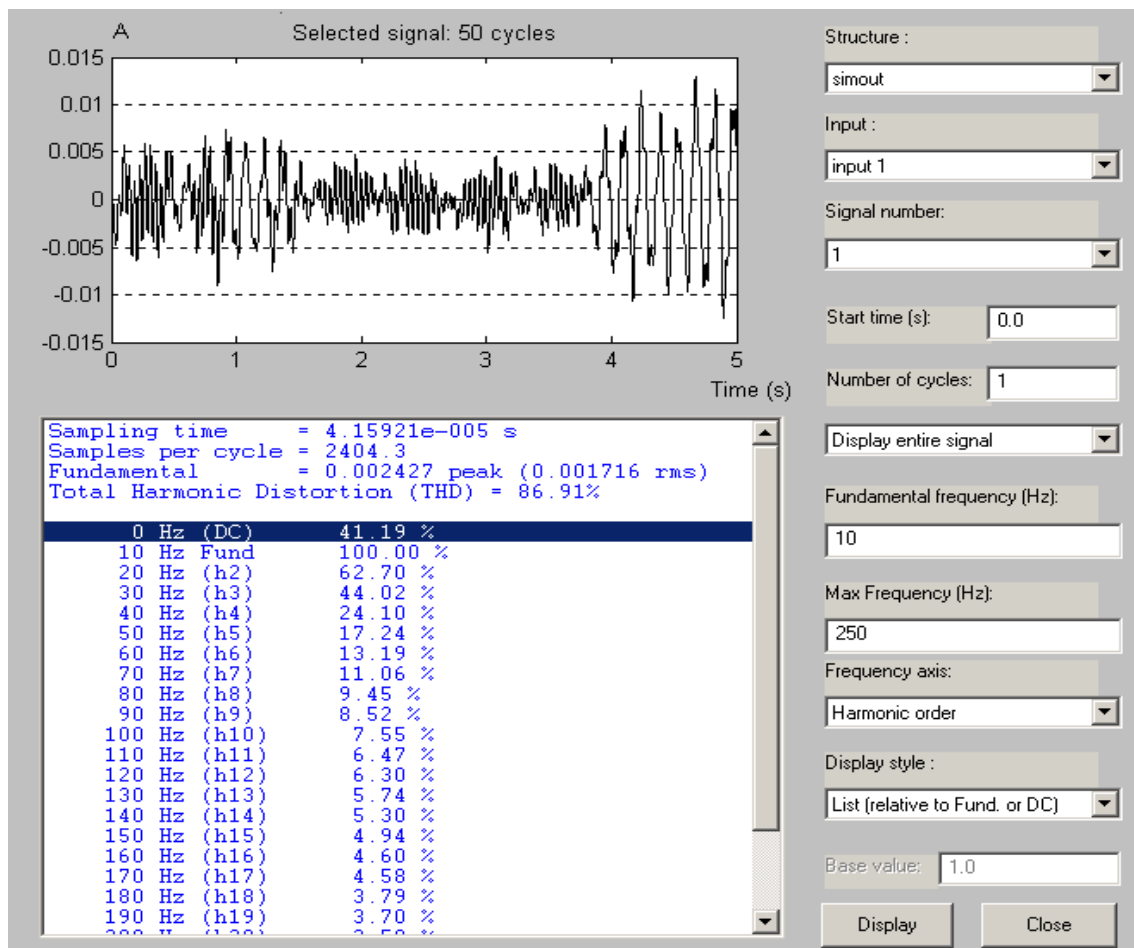


Рис. 4. Спектральное представление сигнала

Вышеуказанное стимулировало развитие вейвлет-преобразования, основой которого является базис функционального пространства $L^2(R)$ сконструированный при помощи непрерывных масштабных преобразований функции $\psi(t)$ с произвольными значениями базисных парамет-

ров — масштабного коэффициента a и параметра сдвига B — по зависимости [7]

$$\Psi_{a,B} = \pi^{-\frac{1}{4}} |a|^{-\frac{1}{2}} \Psi\left(\frac{t-B}{a}\right), \quad a, B \in R, \quad \Psi \in L^2(R). \quad (3)$$

Считается, что некоторую функцию $\psi = L^2(R)$ можно рассматривать как всплеск (вейвлет), если она удовлетворяет условию

$$C_\Psi := \int_R \frac{|\tilde{\Psi}(\omega)|^2}{|\omega|} d\omega < \infty. \quad (4)$$

Для повышения эффективности вычислений необходимо разбить на отрезки параметр сдвига B , рассматривая только дискретное множество значений $B_{j,k} := \frac{k}{2^j} B_0$; $j, k \in Z$, где $B_0 > 0$ — фиксированная константа, определенная как темп измерения, и параметр масштаба a , рассматривая дискретное множество значений $\alpha_j := 2^{-j}$, $j \in Z$.

Тогда основную формулу вейвлет-ряда, которая используется для вейвлет-преобразования можно представить выражением

$$f(x) = \frac{1}{C_\Psi} \sum_j \sum_k C(j,k) \alpha_0^{-j/2} \Psi(\alpha_0^{-j} x - k) \quad (5)$$

где C_Ψ — коэффициенты, которые определяются функцией $\psi(x)$; j и k — целые числа.

Обработка сигнала с помощью вейвлета, показанная на рис. 5, позволяет производить углубленный динамический анализ роторных систем. Данный вейвлет содержит $L = 8$ коэффициентов, каждый из которых характеризуется определенной частотой и дает информацию об изменении сигнала во времени.

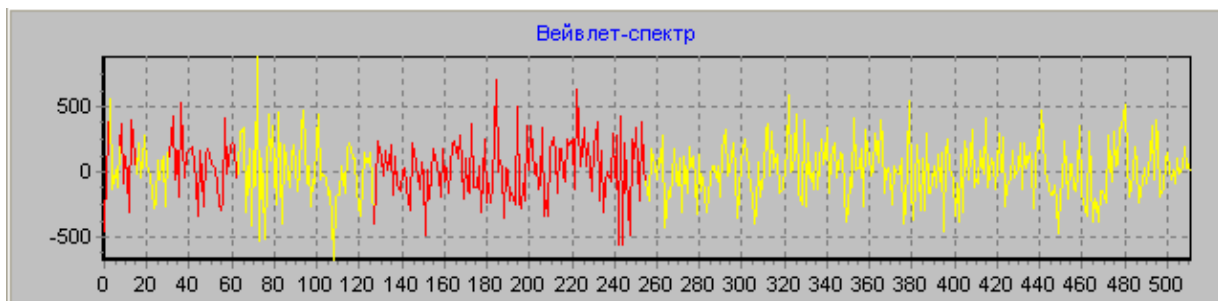


Рис. 5. Вейвлет-разложение сигнала

Быстрое вейвлет-преобразование разбивает сигнал на частотные полосы, и значение вейвлет-коэффициентов на каждом участке разбивки показывает, какие частоты преобладают в сигнале (рис. 6).

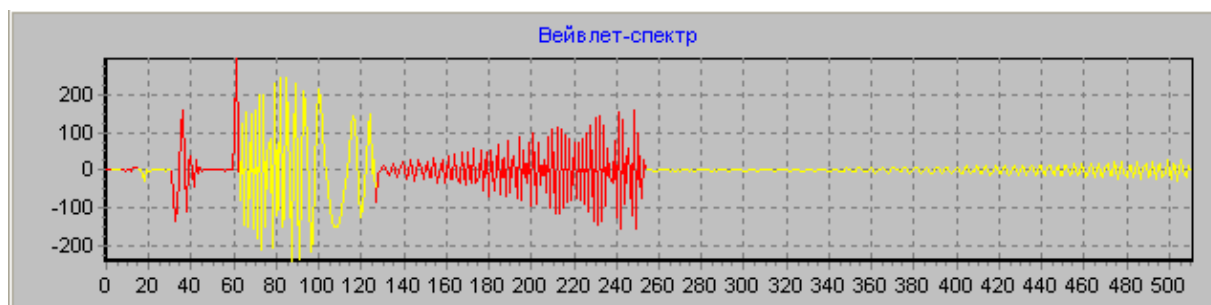


Рис. 6. Вейвлет-разложение "чистого" сигнала

Сигнал, который подлежит анализу, имеет частоту дискретизации 1000 Гц и состоит из 512 откликов. Значит верхняя частота сигнала — 500 Гц. Тогда, после первого шага преобразования сигнал разбивается на две частотные составляющие: 0–250 Гц и 250–500 Гц. Каждый следующий этап преобразования разбивает низкочастотную полосу еще на две половины. Итоговая разбивка на частотные полосы после 7 шагов преобразования приведена в табл. 1.

Таблица 1. Разбивка сигнала на частотные полосы

Полоса	8	7	6	5	4	3	2	1
Отклики	0–0	4–4	8–16	16–16	32–32	64–128	128–256	256–512
Частоты, Гц	0–0,9	3,9–7,8	7,8–15,6	15,6–31,25	31,25–62,5	62,5–125	125–250	250–500

На рис. 6 коэффициенты каждой полосы выделены своим цветом. Хорошо видно, что наибольшее влияние на форму сигнала оказывают коэффициенты, сосредоточенные в 3-ей полосе, которая соответствует частотам 62,5 – 125 Гц, т.е. диапазону изменения частот исходного сигнала. Несколько последних коэффициентов 4-ой полосы частот, которые имеют наибольшее значение среди всех коэффициентов разложения, показывают, что в сигнале присутствуют частоты из данного диапазона, однако их количество невелико.

Такой подход может быть использован для контроля функционирования опорного узла турбоагрегата на протяжении продолжительного срока и позволяет перейти на технологию обслуживания «по состоянию». В рассматриваемом случае, появление резонансных колебаний при степени обводнения смазочного материала $k = 35 - 45 \%$, регистрируемое системой вибродиагностики, свидетельствует о предельных параметрах безаварийного функционирования паротурбогенератора, необходимости вывода его из действия и сепарации смазочного масла.

Метод анализа формы волны с помощью вейвлет-преобразований эффективен также на начальной стадии развития дефектов, когда в вибрационном сигнале шумовая составляющая и импульсы от других ви-

дов дефектов проявляются слабо. В этом случае анализ позволяет установить время зарождения дефекта и служит сигналом для проведения дополнительного обследования турбоагрегата.

Для доказательства адекватности модели были приведены математические вычисления ошибки измерения. В результате вычислений получено, что ошибка Δ не превышает 4%. Такой результат измерений соответствует требованиям ГОСТ 27165-97.

Таким образом, недостаточная изученность динамики рассматриваемых роторных систем и проработанность методологии их динамического анализа, выдвигаемые практикой задачи обеспечения требуемых динамических характеристик, повышения ресурса и надежности турбомашин, проблемы обеспечения работоспособности эксплуатируемых агрегатов, а также отсутствие инструментальных средств решения задач динамического анализа подтверждают актуальность данной работы.

Разработанная математическая модель и результаты расчётов в Simulink предоставляют широкие возможности для изучения, проектирования и исследования роторных систем. Такой подход не требует специальной подготовки, позволяет быстро менять параметры исследуемой системы, что повышает качество и снижает трудозатраты при проведении вычислительных экспериментов. Проведенные исследования показали устойчивую работу разработанных алгоритмов.

Дальнейшее совершенствование методики динамического анализа должно осуществляться по пути усложнения математической модели гидродинамической части задачи в целях максимального приближения её к реальным условиям.

СПИСОК СПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гидростатические опоры роторов быстроходных машин: [монография] / [Н.П. Артёмов, А.И. Чайка, В.Н. Доценко и др.]. – Харьков: Основа, 1992. – 197 с.
2. Савин Л. А. Теоретические основы расчета и динамика подшипников скольжения: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: спец. 01.02.06 „Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры” / Л. А. Савин. – Орел, 1998. – 45 с.
3. Соломин О. В. Разработка методов и инструментальных средств динамического анализа роторных систем с подшипниками жидкостного трения: автореф. дис. на соискание ученой степени д-ра техн. наук: спец. 01.02.06 „Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры” / О. В. Соломин. – Орел, 2007. – 43 с.
4. Романовский Г. Ф. Динамика упорных подшипников скольжения судовых турбомашин: [монография] / Г. Ф. Романовский, Н. Я.

- Хлопенко.– Николаев: Нац. ун-т кораблестроения им. адм. Макарова, 2007. – 140 с.
5. Машинский А.Т. Устойчивая и неустойчивая работа ротора / А.Т. Машинский // *Vibration@Acustics*. – 1991, № 113. – С. 121–132.
 6. Дьяконов В. П. MATLAB 6.1/6/5. Simulink 4/5: основы применения / В. П. Дьяконов.– М.: Изд-во «Вега», 2002. – 768 с.
 7. Чуи К. Введение в вейвлеты: пер. с англ. – М.: Мир, 2001. – 348 с.

РЕФЕРАТЫ

УДК 572.02.001.573

Бураков Р.С., Голиков В.В., Капустин В.И. Математическая модель терморегуляции человека в судовых системах микроклимата // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 22 – Одесса: ОНМА. – С. 4-10.

Предложен модифицированный вариант комбинированной математической модели терморегуляции человека, предназначенной для имитационного моделирования теплового гомеостаза в системах обитания транспортных средств.

Ил. 2. Список лит. 3.

Burakov R.S., Golikov V.V., Kapustin V.I. Mathematical Model of a Human Thermoregulation in Shipboard Microclimate Systems // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 22. – Odessa: ONMA. – P. 4-10.

The modified variant of combined mathematical model of human thermoregulation is developed intended for simulating of heat homeostasis in carrier's life support systems.

Fig. 2. Bibl. 3.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М., Молодцов Н.С. Повышение надежности МОД в условиях повышенных износов и задиров сопряжения втулка цилиндра – поршневое кольцо // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 22 – Одесса: ОНМА. – С. 11-18.

Выполнены исследования причин интенсивного изнашивания, а также задиров сопряжения втулка цилиндра – поршневое кольцо и намечены пути их устранения.

Ил. 4. Список лит. 3.

Bogach V.M., Molodtsov N.S. Increase of Low Speed Diesels Power in Conditions of High Wear and Bore Scuffing // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 22. – Odessa: ONMA. – P. 11-18.

The reasons of intensive wear and bore scuffing of low speed diesels were investigated and the ways of their elimination mapped out.

Ill. 4. Bibl. 3.

УДК 629.12.03

Абоleshкин С.Е. Оценка технического состояния системы «корпус-винт» по рассчитанному коэффициенту полного сопротивления // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 22 – Одесса: ОНМА. – С. 19-22.

Предложен относительный интегральный показатель оценки технического состояния корпуса судна и гребного винта в период эксплуатации и методика его определения с помощью рассчитанных коэффициентов полного сопротивления.

Ил. 1. Список лит. 5.

Aboleshkin S.Y. Estimation of Hull – Screw System Operating Conditions by Calculated Full Resistance Factor // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 22. – Odessa: ONMA. – P. 19-22.

The relative integral factor for estimation of hull operating conditions at running is suggested as well as the method of its calculation using calculated coefficients of full resistance.

Ill. 1. Bibl. 5.

УДК 515.2

Лебедев Б.В., Синько И.С. Аналитическое моделирование поверхности режущего инструмента при восстановлении деталей средств транспорта // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 22 – Одесса: ОНМА. – С. 23-28.

Рассмотрен аналитический метод моделирования поверхности режущей кромки инструмента, на примере дисковой фрезы формирующей сложную поверхность.

Ил. 1. Список лит. 6.

Lebedev B.V., Sinko I.S. Analytical Modelling of Cutting Tool Surfaces at Renovation of Vessel Parts // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 22. – Odessa: ONMA. – P. 23-28.

Analytical method of modelling the surface of blade edge using as an example disk cutter that forms polysurface.

Ill. 1. Bibl. 6.

УДК 621.431.74:629.12.37

Брошков С.Д., Ханмамедов С.А. Критерий тепловых перегрузок дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 22 – Одесса: ОНМА. – С. 29-33.

Предложен критерий температурных перегрузок дизеля, основанный на анализе состояния масляной пленки на зеркале цилиндра. Показано, что для защиты дизеля необходимо поддерживать температуру масляной пленки ниже критического значения.

Ил. 1. Список лит. 6.

Broshkov S.D., Khanmamedov S.A. Criterion of Diesel Heat Overloading // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 22. – Odessa: ONMA. – P. 29-33.

The criterion of diesel heat overloading based on the analysis of oil film conditions is offered. It is shown that in order to protect diesel it is necessary to maintain oil temperature below critical value.

Ill. 1. Bibl. 6.

УДК 621.431.74 - 242.44

Ханмамедов С.А., Пизинцали Л.В., Могильянец Т.М. Повышение долговечности подшипников скольжения судовых двигателей внутреннего сгорания с тонкостенными вкладышами // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 22 – Одесса: ОНМА. – С. 34-41.

Предложена технология повышения долговечности вкладышей подшипников скольжения в 1,5–3 раза с использованием такого метода инженерии поверхности как ионная имплантация.

Ил. 6. Список лит. 7.

Khanmamedov S.A., Pizintsali L.V., Mogilianets T.M. Longevity Increase of Thin Walled Sleeve Bearings of Marine Diesels // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 22. – Odessa: ONMA. – P. 34-41.

Suggested technology increases longevity of thin walled sleeve bearings from 1.5 up to 3 times by means of ion implantation.

Ill. 6. Bibl. 7.

УДК 621.181.27: 629.12

Руденко В.И. Эффективность использования современных утилизационных котлов с разными типами ребристых поверхностей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 22. – Одесса: ОНМА. – С. 42-45.

Приведены результаты анализа эффективности различных ребристых поверхностей утилизационных котлов судовых ДВС. Предложены меры повышения их эффективности.

Рис. 2. Список лит. 2.

Rudenko V.I. Fining Surfaces Efficiency of Modern Exhaust Gas Boilers // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 22. – Odessa: ONMA. – P. 42-45.

The results of analyses of different fining surface efficiency of exhaust gas boiler of the marine diesel are given. The methods for increase of its efficiency are suggested.

Fig. 2. Bibl. 2.

УДК 629.12.03

Истомин В. И., Тверская С.Е., Перепадя К.В. Выбор оптимальной технологической схемы системы очистки судовых нефтесодержащих вод // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 22. – Одесса: ОНМА. – С. 46-50.

На основе исследования процесса коалесценции нефтесодержащих вод разработаны рекомендации для выбора оптимальной технологической схемы системы очистки судовых нефтесодержащих вод.

Рис. 3. Список лит. 2.

Istomin V. I., Tverskaya S.E., Perepadya K.V. The Choice of Optimal Technology Scheme of Oil-Content Waters Purifying System // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 22. – Odessa: ONMA. – P. 46-50.

On the basis of investigation of coalescention process of oil-content waters elaborated recommendations for choice of optimal technology scheme of oil-content waters purifying system.

Fig. 3. Bibl. 2.

УДК 621.45.02

Черныш И.И. Утилизация теплоты отработавших газов дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 22. – Одесса: ОНМА. – С. 51-53.

Рассмотрена турбокомбинированная система, способствующая повышению мощности двигателя и экономии топлива.

Рис. 4. Список лит. 2.

Chernysh I.I. Diesel Waste Gas Heat Recovery // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 22. – Odessa: ONMA. – P. 51-53.

Combined turbine system of diesel is discussed that increases its power and fuel efficiency.

Fig. 4. Bibl. 2.

УДК 529. 543

Толстов А.А., Лещенко В.В., Логвиненко Е.С. Параллельная работа синхронных генераторов с возможностью регулирования коэффициента мощности // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 22. – Одесса: ОНМА. – С. 54-64.

Рассмотрено моделирование параллельной работы синхронных генераторов в среде MATLAB.

Рис. 9. Список лит. 2.

Tolstov A.A., Leshchenko V.V., Logvinenko Y.S. Parallel Operation of Synchronous Generators with the Possibility of Power Factor Regulation // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 22. – Odessa: ONMA. – P. 54-64.

Рассмотрено моделирование параллельной работы синхронных генераторов в среде MATLAB.

Fig. 9. Bibl. 2.

УДК 621.431.74-59

Ерыганов А.В. Адаптивный пуск главного малооборотного двигателя // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 22. – Одесса: ОНМА. – С. 67-72.

Предложен метод повышения надежности пуска главных судовых дизелей с прямой передачей на винт за счёт разработки адаптивного алгоритма коррекции времени задержки отключения пускового воздуха.

Рис. 4. Список лит. 8.

Yeryganov A.V. Adaptive Start of Main Low Speed Engine // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 22. – Odessa: ONMA. – P. 67-72.

The method of increasing the reliability of start of main marine diesels with direct transmission to crew due to development of adaptive algorithm for starting air cutout time delay correction is suggested.

Fig. 4. Bibl. 8.

УДК 629.12.06:628.84

Цюпко Ю.М., Просенюк В.В. Судовые системы комфортного кондиционирования воздуха и физиология человека // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 22. – Одесса: ОНМА. – С. 73-85.

Новая концепция управления климатом в сочетании с новыми техническими реализациями первичных преобразователей позволяет ускорить восстановительные процессы в организме, что может принести ощутимые выгоды в плане сложных энергетических объектов.

Илл. 3. Список лит. 8.

Tsyupko Y.M., Prosenyuk B.B. Shipboard Systems of Comfortable Air Conditioning and Physiology of the Person // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 22. – Odessa: ONMA. – P. 73-85.

New concept of microclimate regulation combined with new technical realizations of sensors makes it possible to accelerate reducing processes in human organism that may be efficient for complex power plants.

Fig. 3. Bibl. 8.

УДК 621.822

Романовский Г.Ф., Кирюхин А.Л., Кневец Н.Н. Совершенствование методов динамического анализа судовых роторных систем с подшипниками скольжения // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 22. – Одесса: ОНМА. – С. 86-95.

Рассматривается комплекс задач по вибродиагностике сложных гидромеханических роторных систем. Развивается методологический подход к построению диагностических признаков, основанный на применении как традиционных методов, базирующихся на преобразовании Фурье, как непрерывного вейвлет-преобразования к анализу вибрационных сигналов.

Табл. 1. Рис. 6. Список лит. 7.

Romanovsky G.F Kiryukhin A.L., Knevets N.N. Perfecting the Methods of Dynamic Analysis of Marine Rotor Systems with Sliding Bearings // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 22. – Odessa: ONMA. – P. 86-95.

Complex of problems on vibration monitoring of complex hydro mechanical rotor systems is considered. The methodological approach to diagnostic factors formation is developed, that is based on using traditional Fourier transformation as well as contiguous wavelet transform for vibration signals analysis.

Tabl. 1. Fig. 6. Bibl. 7.

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 коллегия 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 объёмом *не более* 300 печатных знаков на русском и английском языках. Объём статьи — до 0,5 авторского листа с учётом иллюстраций и подрисовочных подписей.

Статья должна содержать постановку проблемы в общем виде и её связь с важными научными или практическими задачами, анализ последних исследований и публикаций по теме статьи, формулирование целей статьи (постановку задачи), изложение основного материала с необходимыми обоснованиями, выводы и перспективы дальнейших исследований.

Требования к оформлению.

Формат бумаги А5 (148×210) Все поля — 16 мм. Текст через 1 интервал, *Times New Roman*, 10,5 пт; таблицы, за

головки таблиц, подрисовочные подписи — 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 оформлять стилем Заголовок 1, кегль 10,5 пт, без переноса, все прописные, интервал: перед — 8 пт, после — 2 пт.

Иллюстрации, подготовленные в графических редакторах, дополнительно прилагаются на дискете в качестве отдельных файлов в исходном формате. Размер надписей должен обеспечивать их читаемость (8-10 пт). Для сканированных рисунков прилагается оригинал в туши на белой бумаге достаточной плотности. На обороте указывается номер и принадлежность к статье.

Библиографические описания должны соответствовать требованиям ВАК.

Редакция предоставляет электронный шаблон статьи с примерами оформления.

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

e-mail: seu@ma.odessa.ua

Судовые энергетические установки:
научно-технический сборник.
Выпуск 22.

Подписано к печати 26.06.2008 г. Формат 60×84/16.
Уч.-изд. л. 5,88. Тираж 100. Зак. № И-7-12-47.

ОНМА, центр „Видавінформ”
Свидетельство ДК № 1292 от 20.03.2003
65029, г. Одесса, ул. Дидрихсона, 8
тел./факс: (0482) 34-14-12
publish@ma.odessa.ua