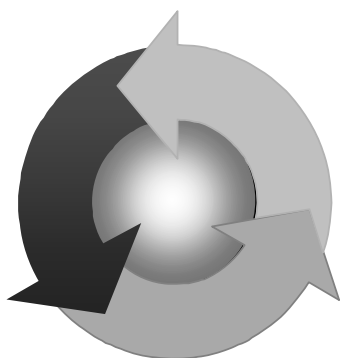


ISSN 1815-6770

Министерство образования и науки Украины
ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 24

Одесса
2009

ББК 39.46
С 89
УДК 629.123.066

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 24. – Одесса: ОНМА, 2009. – 115 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. Вишневский, ОНМА; д.т.н., проф. В.А. Голиков, к.т.н., проф. А.А. Голиков, ОНМА; д.т.н., проф. С.И. Горб, ОНМА; д.т.н., проф. Н.Ф. Гречко, ОНМА; д.т.н., проф. В.Н. Захарченко, 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, Дунайская комиссия по развитию судоходства; д.т.н., проф. В.В. Тарапата, ОНМА; д.т.н., проф. С.А. Ханмамедов, ОНМА; С.Н. Шакун.

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 № 4 от 26.11.2009

© Одесская национальная морская академия

Содержание

<i>Романовский Г.Ф., Кирюхин А.Л.</i> Трибологические аспекты обеспечения работоспособности судовых радиальных подшипников скольжения на обводненном смазочном материале	4
<i>Голиков В.А.</i> Термодинамический подход к устойчивости сложных систем управления	12
<i>Вишневский Л.В., Веретенник А.М., Дао Минь Куан</i> Оптимизация режимов работы многопоточных валогенераторов	17
<i>Тарапата В.В.</i> Общие принципы синтеза технологий упрочнения и восстановления трибосопряжений при ремонте транспортных средств	24
<i>Козырев И.П.</i> Определение рационального диапазона применения валогенераторов и утильтурбогенераторов	32
<i>Абудура Салам, Аболешкин С.Е.</i> Определение нагрузки двигателя по величине индикаторного КПД	37
<i>Логішев І.В., Бондаренко В.О.</i> Модернізація суднового двигуна 6ЧСП 18/22 морського буксиру «Правдинськ»	45
<i>Богач В.М., Бузовский В.А., Шебанов А.Н.</i> Исследование работы лубрикаторной системы в эксплуатационных условиях	51
<i>Лебедев Б.В.</i> Физико-технологические основы восстановления деталей средств транспорта паяльно-сварочными материалами	59
<i>Левинский В.М., Левинский М.В.</i> Использование контроллеров SIMATIC для регулирования вязкости тяжелого топлива	67
<i>Чимшир В.И.</i> Информационное окружение процессов функционирования ремонтпригодных технических систем	75
<i>Воробьева Л.А., Усов А.В.</i> Математическое моделирование задачи восстановления деталей судовых механизмов	81
<i>Слободянюк И.М.</i> Повышение надежности судовых малооборотных дизелей после заводского ремонта	92
<i>Рященко Б.П.</i> Разрушение тонкодисперсной фазы нефтеводных эмульсий неоднородным гидродинамическим полем	102
Рефераты	109
Правила оформления и представления рукописей для сборника «Судовые энергетические установки»	114

УДК 621.822.5

Романовский Г.Ф., Кирюхин А.Л.
НУК, Академия ВМС им. П.С. Нахимова

ТРИБОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СУДОВЫХ РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ НА ОБВОДНЕННОМ СМАЗОЧНОМ МАТЕРИАЛЕ

Тенденции современного судостроения – многократное увеличение энерговооруженности, оснащение высокотехнологичными средствами управления и, как следствие, уменьшение численности обслуживающего персонала, возрастание скоростей хода и улучшение маневренных характеристик энергетических установок и судна в целом – приводят к насыщению судов энергоёмким оборудованием, размещению значительных запасов взрывопожароопасных веществ, повышению интенсивности использования судовых технических средств и, в конечном итоге, к повышению вероятности возникновения экстремальных ситуаций при технической эксплуатации флота. В то же время, достигнутый уровень надежности судового оборудования не обеспечивает требуемой безотказности судовых энергетических установок (СЭУ) вследствие недостаточного научного обоснования положений по эксплуатации судовых технических средств в неспецификационных условиях и отсутствия комплексных фундаментальных и прикладных исследований их функционирования в экстремальных ситуациях.

Одной из приоритетных задач комплексного повышения эксплуатационной надёжности в судоходстве является обеспечение безотказности узлов трения основного энергетического оборудования. Результаты многочисленных исследований и опыт эксплуатации традиционно используемых в судовой энергетике подшипников скольжения подтвердили их работоспособность и высокую эффективность на спецификационных режимах, однако в случаях отклонений условий функционирования от расчётных надёжность подшипников резко снижается, и наблюдаются их частые выходы из строя. При этом значительная часть аварий технических средств приходится на отказы подшипников пропульсивного комплекса вследствие поступления воды в систему их смазывания. Широкое использование опор скольжения в элементах пропульсивного комплекса и связанная с этим повышенная вероятность потери хода судном при выходе их из строя, перспективность совершенствова-

ния методологических подходов к обеспечению работоспособности подшипников скольжения и повышению их эффективности в условиях неблагоприятных внешних воздействий определяют актуальность темы исследования.

Выполненный обзор литературных источников показал, что в них отсутствует аналитическое рассмотрение физических процессов, достаточно полно описывающее аспекты смазывания радиальных подшипников скольжения водосодержащими жидкостями. В большинстве работ гидродинамической теории [1 – 4 и др.] рассматриваются квазиоднородные смазочные материалы, а теоретические исследования работоспособности подшипников на дисперсных смазочных средах базируются на гомогенных математических моделях. Отсутствует информация о влиянии обводнения смазочного материала на устойчивость жидкостного режима трения, возникновение и развитие автоколебательных процессов. Постановка задач расчета показателей работоспособности подшипников часто ограничивается рассмотрением плоского течения в пренебрежении изменением реологических и теплофизических характеристик смазочного материала по высоте зазора. Эти обстоятельства потребовали совершенствования методологии обеспечения работоспособности радиальных подшипников на обводненном смазочном материале.

Концепции теоретико-вероятностного подхода к многофазным системам, основанные на выявлении устойчивых средних, наиболее вероятных значений параметров при сдвиговых и напорных течениях гетерогенных сред изложены в работах [5 – 7]. Модификация этих методов применительно к трибомеханическим процессам в несущем слое радиальных подшипников скольжения на водосодержащем смазочном материале позволяет рассматривать задачу течения гетерогенных смазочных сред с единых методологических позиций, описывая движение смеси системой модифицированных уравнений Навье-Стокса, дополненных уравнениями энергии, баланса расходов смазочной жидкости, диффузии дисперсионной фазы и диссипации энергии турбулентности [8]. Описанный в работах авторов [8-10] научный подход к исследованию статических и динамических характеристик опорных узлов жидкостного трения позволяет, располагая дифференциальными распределениями кинематических, энергетических и тепловых параметров течения водосодержащего смазочного материала в зазоре, оценивать и прогнозировать работоспособность подшипников судовых пропульсивных комплексов в экстре-

мальных ситуациях, связанных с поступлением воды в индивидуальную и циркуляционную систему смазывания.

Целью статьи является исследование закономерностей формирования устойчивых режимов жидкостного трения и определение резервов повышения эффективности радиальных гидродинамических подшипников (ГДП) на обводненном смазочном материале.

Основными величинами, по которым производится оценка работоспособности подшипников, являются изменение толщины, гидродинамических давлений и температур слоя в процессе движения вала на смазочной пленке. Значение этих величин, вычисленных по методике, изложенной в работе [8], даёт возможность провести расчёт показателей работоспособности подшипника: несущей способности, расхода смазочного материала, затрат мощности на трение и прокачку.

Как видно из рис. 1, рост водосодержания смазочного материала ведёт к перераспределению расходов в гидравлическом тракте подшипника, уменьшению уровня давлений в смазочном слое и, как следствие, увеличению эксцентриситета.

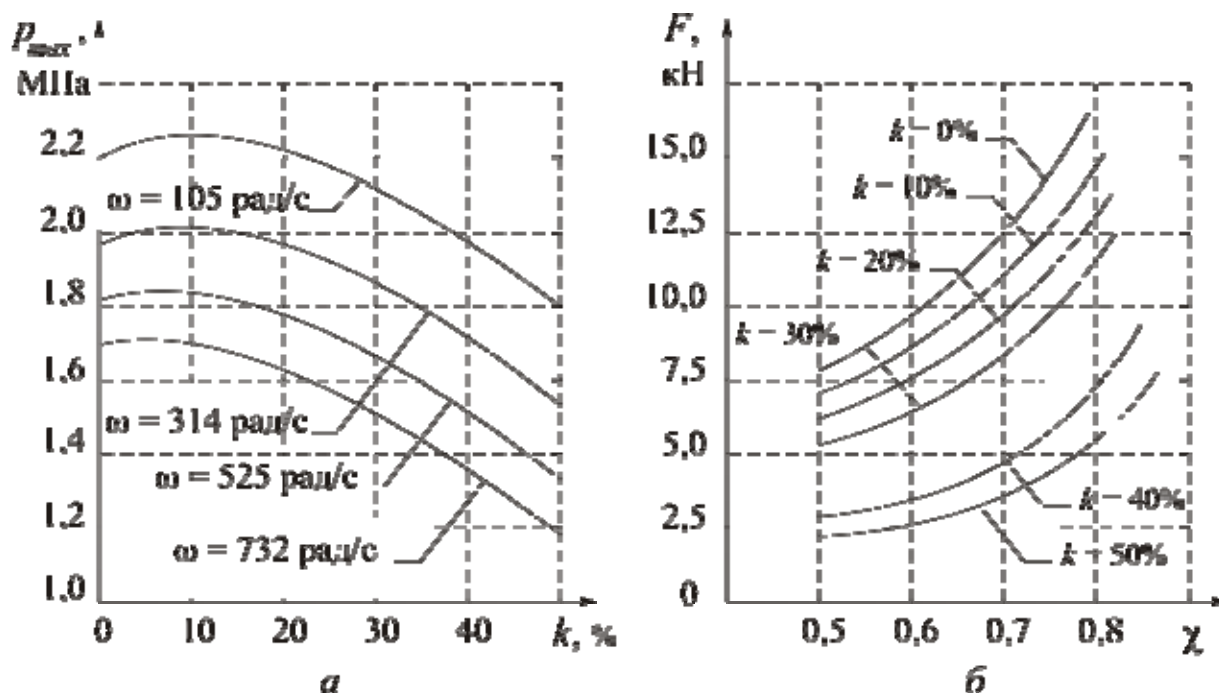


Рис. 1. Влияние обводнения на характеристики гидродинамического подшипника: *а* — на максимальное давление в смазочном слое подшипника ($R = 0,065$ м; $L = 0,1$ м; $h_0 = 280$ мкм; $p_0 = 0,13$ МПа; базовый смазочный материал — масло турбинное Тп-46); *б* — на несущую способность и относительный эксцентриситет ($\omega = 314$ рад/с)

Небольшое увеличение максимальных давлений в смазочном слое со степенью обводнения $k = \frac{V_B}{V_B + V_M} \cdot 100\% = 5 - 15\%$ (V_B , V_M — объемы воды и масла в эмульсии) указывает на то, что повышение вязкости смазки в этом диапазоне обводнения оказывает большее влияние на распределение давлений в слое, чем уменьшение расхода (рис. 1, а).

Исходными данными для расчётов служат распределения концентрации компонент на входе в смазочный слой. Анализ изменения концентраций компонент в окружном направлении с учётом локальной интенсивности сдвиговых и напорных течений в зазоре подшипника (рис. 2) показывает, что выравнивание значений концентрации примеси в окрестности смазочной канавки ($\bar{C}_k$) и в градиентном скоростном потоке ($\bar{C}_\omega$) происходит быстрее, а среднее значение $\bar{C}$ в слоях жидкости по высоте зазора меньше в случае подачи смазочного материала через дроссель в верхнем вкладыше подшипника.

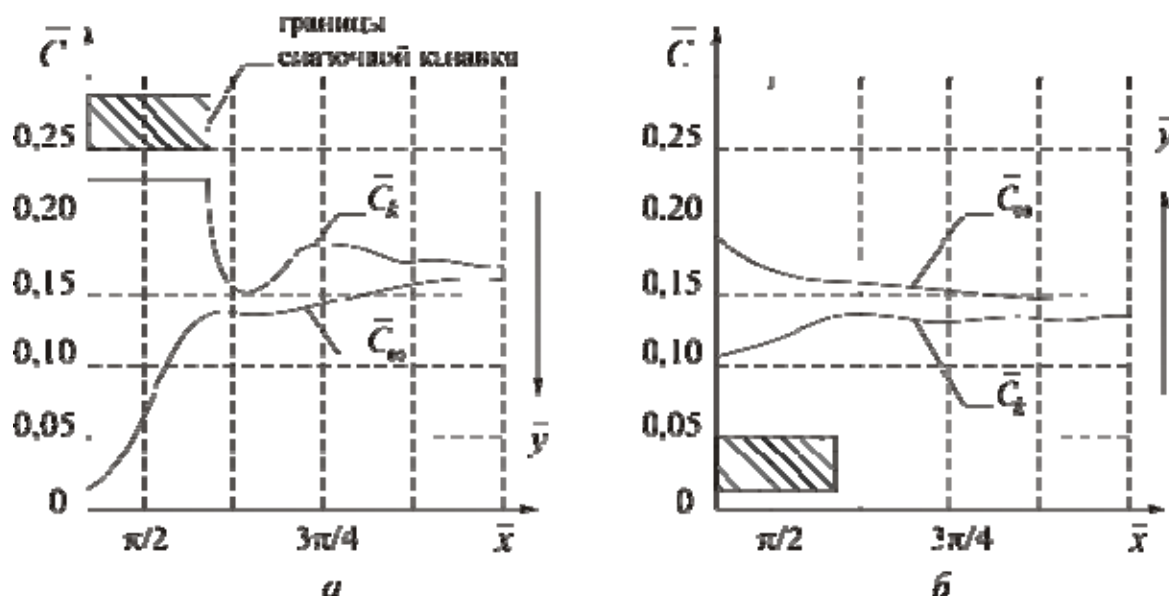


Рис. 2. Влияние способа подачи смазочного материала в зазор ГДП на изменение концентрации примеси ($\bar{C}_0 = 0,23$): а — при подаче смазочного материала в смазочную канавку; б — при подаче смазочного материала через дроссель в верхней части зазора

Повышение водосодержания на входе в слой выше $k = 25\%$ ведёт к увеличению концентрации дисперсной фазы в зонах, примыкающих к торцевым участкам слоя. Этот эффект тем заметнее, чем выше градиент давлений в осевом направлении. Однако повышенный тор-

цевой расход маловязкой компоненты наблюдается только в случае локальной инверсии фаз. Численными исследованиями установлено, что условия для инверсии фаз при слоистом течении смазочного материала возникают при $k > 35\%$ в расширяющейся части клиновидного зазора подшипника.

Допущение о баротропном течении жидкости в слоях по высоте зазора занижает расчётные оценки скорости диффузии маловязкой фазы в радиальном направлении. При значительном обводнении смазочного масла необходимо учитывать многоскоростной характер течения эмульсии, решая уравнения динамики для каждой из компонент и выявляя условия диффузии в слоях смазочного материала по высоте зазора. Результаты расчёта подшипников по методам гидродинамики взаимопроникающих движений сплошных сред [9] показывают существенное уменьшение статического запаса по минимальной толщине несущего слоя при $k = 40 - 50\%$ (см. рис. 1, б).

Двухфазное состояние смазочного материала сопровождается ростом амплитуд колебаний и смещением траектории динамического движения центра масс ротора в область высоких эксцентриситетов (рис. 3). В исследованном диапазоне частот вращения ГДП на обводненном турбинном масле существуют зоны повышенных синхронных вибраций (рис. 3, б), появление которых вызвано уменьшением жесткости смазочной пленки при обводнении, а максимальные значения их амплитуд зависят от частоты вращения ротора, формы и расположения смазочных канавок, радиального зазора и геометрических размеров подшипника.

Запас по устойчивости жидкостного режима трения в гидродинамических подшипниках на обводненном смазочном масле определяется интенсивностью диффузионных процессов в слоях смазочного материала по высоте зазора, уровнем нагрузок и скоростей скольжения, расходными характеристиками системы смазывания.

Исследования показали, что если в диапазоне обводнения $k = 0 - 30\%$ гидродинамические эффекты увеличивают запас по толщине смазочного слоя с ростом скорости вращения ротора (рис. 3, а), то начиная с $k = 40 - 45\%$ попытки повышения устойчивости жидкостного трения разгоном ротора могут привести к обратному результату. Предельным обводнением, соответствующим переходу к смешанному и граничному режиму трения в радиальных подшипниках скольжения основного судового энергетического оборудования, следует считать диапазон $k_{\text{пред}} = 55-60\%$.

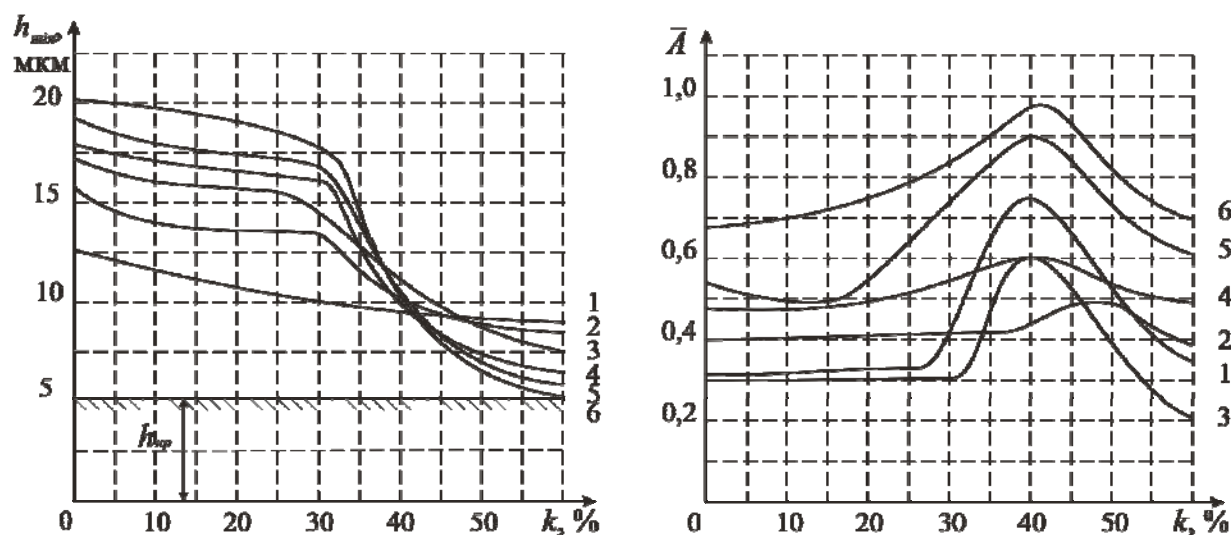


Рис. 3. Влияние обводнения смазочного масла на показатели работоспособности ГДП ($R = 0,065$ м; $L = 0,1$ м; $F = 12,5$ кН): 1-6 — $\omega = 50, 100, 200, 300, 400, 500$ рад/с; а — на минимальную толщину смазочного слоя; б — на амплитуду колебаний цапфы

С целью совершенствования организационно-технических мероприятий по обеспечению работоспособности опорных подшипников СЭУ в широком диапазоне эксплуатационных условий произведен комплекс теоретических и экспериментальных исследований устойчивости жидкостного режима трения в радиальных подшипниках с индивидуальными (дисковыми) системами смазывания. Экспериментами на физических и имитационных моделях доказано, что в отличие от подшипников турбоагрегатов, рабочие режимы которых характеризуются высокими удельными нагрузками и повышенными скоростями скольжения, опорные узлы судовых валопроводов могут безаварийно функционировать при водосодержании смазочного материала вплоть до $k = 60 - 65$ %. Решающим фактором при обеспечении работоспособности опорных узлов валопроводов на обводненном смазочном масле в экстремальных ситуациях, требующих задействования основных элементов пропульсивного комплекса, является минимизация переходных режимов работы подшипника и снижение динамической нагрузки на слой.

Внедрение результатов исследования работоспособности подшипников скольжения на обводненном смазочном материале при корректировке и переработке инструкций по эксплуатации средств движения кораблей и судов позволило регламентировать режимы использования энергетических установок в неспецификационных условиях, связанных с поступлением воды в систему смазки подшипников пропульсивного комплекса. Как видно из рис. 4, область

безаварийных режимов работы СЭУ при обводнении смазочного материала опорных узлов смещается в сторону повышенных скоростей вращения валопровода, а в случае значительного поступления воды в систему смазывания — ограничивается по максимально-допустимому крутящему моменту (рис. 4, б).

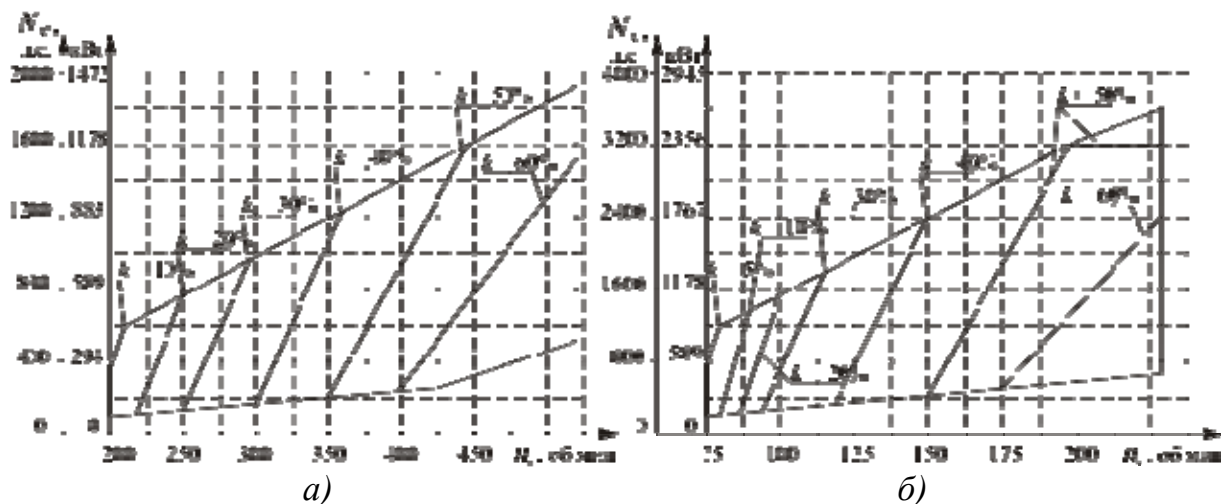


Рис. 4. Область допустимых режимов работы пропульсивного комплекса при обводнении смазочного материала опорных подшипников гребного электродвигателя специализированного судна (а) и валопровода спасательного буксира (б)

Выводы. Задача обеспечения работоспособности и высокой эффективности энергетических установок в экстремальных условиях заключается, прежде всего, в обоснованном выборе обслуживающим персоналом режимов ее использования, а также в выполнении мероприятий по устранению повреждений или уменьшению масштабов воздействия аварийных факторов. На основе исследования закономерностей изменения показателей работоспособности радиальных гидродинамических подшипников в зависимости от степени обводнения смазочного масла, конструктивных и режимных параметров, характера нагружения подшипника определены диапазоны водосодержания смазочного материала опорных узлов судовых турбоагрегатов и валопроводов соответствующие зонам их кратковременного безаварийного функционирования в экстремальных ситуациях, связанных с поступлением воды в индивидуальную и циркуляционную систему смазывания. Разработанный научно-методический аппарат оценки и прогнозирования работоспособности судовых подшипников скольжения позволяет заблаговременно рассчитать наиболее рациональные режимы использования пропульсивных комплексов кораблей и судов в неспецификационных условиях, связанных с по-

ступлением воды в систему смазки подшипников пропульсивного комплекса, а на стадии проектирования – выбирать необходимые для обеспечения высокой эффективности конструктивные решения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Hamrock B.J. Fundamentals of fluid film lubrication / B.J. Hamrock. – New York: McGraw-Hill, 1994. – 690 p.
2. Никитин А.К. Гидродинамическая теория смазки и расчет подшипников скольжения, работающих в стационарном режиме / А.К. Никитин, К.С. Ахвердиев, Б.И. Остроухов. – М.: Наука, 1981. – 318 с.
3. Максимов В.А. Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин: [монография] / В.А. Максимов, Г.С. Баткис. – Казань: ФЭН, 1998. – 428 с.
4. Гидростатические опоры роторов быстроходных машин: [монография] / [Н.П. Артёменко, А.И. Чайка, В.Н. Доценко и др.]. – Харьков: Основа, 1992. – 197 с.
5. Рахматуллин Х. А. Газовая и волновая динамика: [монография] / Х.А. Рахматуллин. – М.: Изд-во Моск. гос. ун-та, 1983. – 200 с.
6. Нигматуллин Р. И. Динамика многофазных сред: в 2 т. / Р.И. Нигматуллин. – М.: Наука, 1987. – Т. 1. – 464 с.
7. Накорчевский А. И. Гидродинамика и тепломассоперенос в гетерогенных системах и пульсирующих потоках: [монография] / А.И. Накорчевский, Б.И. Баскок. – К.: Наук. думка, 2001. – 348 с.
8. Романовский Г.Ф. Термогидродинамический расчёт радиальных подшипников скольжения судовых пропульсивных комплексов в неспецификационных эксплуатационных условиях / Г.Ф. Романовский, А.Л. Кирюхин // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2009. – №3 (53). – С. 62-71.
9. Кирюхин А.Л. Метод расчета критериев работоспособности радиальных подшипников при слоистом течении обводненного смазочного материала / А.Л. Кирюхин // Сб. научн. тр. СВМИ. – Севастополь, 2004. – Вып. 1 (5). – С. 157-163.
10. Кирюхин А.Л. Моделирование турбулентного течения полидисперсного смазочного материала в подшипниках скольжения на обводненной смазке / А.Л. Кирюхин // Механика, энергетика, экология: Сб. научн. тр. СевНТУ. – Севастополь, 2008. – Вып. 87. – С. 73-76.

УДК

Голиков В.А.
ОНМА

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ПОДХОД К УСТОЙЧИВОСТИ СЛОЖНЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ

К задачам управления сложными техногенными системами применимы два концептуальных подхода: детерминистский и вероятностный.

Первый подход – «абсолютной (гарантированной) безопасности» базируется на жестком нормативно-правовом регулировании, суть которого состоит в анализе источников возможных ситуаций на объектах, моделировании влияния поражающих факторов и отработки системы обязательных мероприятий, таких как противоаварийная защита, использование дополнительных технологических средств, использование инструкций, обучение персонала, направленных на снижение возможных потерь.

Такой подход лежит в основе разработки систем управления гарантированной безопасностью судоходства в территориальном море Украины и конкретного судна. Для судна методология исследования таких систем разработана А.С. Мальцевым и, частично, Н.Н. Цымбалом, а для безопасности судоходства в Украине окончание разработки методологической базы учеными академии планируется к 2015 году.

Преимуществом подхода гарантированной безопасности состоит в том, что он эволюционно совершенствовался и накопил опыт для всех классов традиционных морских объектов, включая опыт морской практики и результаты трагических последствий аварий и катастроф. В системе гарантированной безопасности все мероприятия являются обязательными. Они регламентируются и лицензируются, поэтому их выполнение легко контролируется. В связи с этим, можно утверждать, что гарантируется некоторый уровень безопасности, который приобретает юридическую силу для проектантов, изготовителей и эксплуатационников объектов повышенной опасности.

Основным недостатком детерминированного подхода является отсутствие количественной оценки уровня безопасности, а обеспечение абсолютной безопасности невозможно, поскольку надежность технических средств имеет тенденцию к убыванию, а действия операторов могут быть ошибочными. Такой нормативно-правовой под-

ход, с одной стороны, обеспечивает некоторый, точно неизвестный уровень безопасности, иногда позволяя недопустимо формально подойти к решению важных проблем, а, с другой, благодаря разрабатываемым алгоритмам операторской деятельности дает возможность быстро принять единственно правильное решение.

Второй — вероятностный — подход направлен на оценку степени риска, применение имитационного моделирования для исследования возможных путей перехода аварийных ситуаций в аварии и катастрофе, установление принятых уровней техногенного риска по поражающим факторам.

Современное состояние научных разработок по теории вероятностей, накопленный опыт построения нейронных сетей и генетических алгоритмов, позволяют создавать количественные модели оценки риска, что компенсирует основной недостаток подхода абсолютной безопасности.

Однако анализу техногенного риска присущи те же недостатки, что и другим методам, использующим имитационное моделирование, — это достоверность данных, полнота и адекватность **людей** процессов перехода технологических объектов в аварийное необратимое или обратимое состояние.

К сожалению, оба подхода не решили две важных проблемы анализа безопасности: первая — неопределимость, недоучет всех возможных начальных условий возникновения аварийных ситуаций на объектах со сложной организационно-технологической структурой; вторая — неопределенность относительно оценки достаточности принимаемых решений и мероприятий по безопасности объектов структуры.

Результаты последних исследований позволили нашим ученым разделить эти подходы по уровню применимости к задачам управления судном: вероятностный подход — к задачам планирования и принятия решений, а детерминистический подход к задачам управления движением.

Особое место в исследованиях ученых академии занимает «человеческий фактор». Рассматриваемые ранние подходы не в состоянии решать задачи оперативного управления сложными системами. Причина этого заложена в основополагающих законах движения энергетики и управления.

Ньютоновские законы движения исключают наблюдателя из процессов, которые происходят в материальном мире и описывают

их устойчивое и не устойчивое состояние в пространстве состояния или в пространстве времени. В идеальном случае наблюдателя за материальным процессом как бы включают в его состав, отождествляя человека с материей. В теории автоматического управления человек в качестве наблюдателя так же не предусмотрен. Об отсутствии наблюдателя в классических законах движения в свое время отмечал Альберт Эйнштейн. По его заключению человек хотя и оперирует информацией о событиях, происходящих с материей в физическом времени, однако принимает решение и управляет в своем психофизиологическом времени.

Таким образом, человеко-машинная система (ЧМС) оперирует не в четырехмерном, а в шестимерном пространстве, куда к трем координатам формы и времени включена амплитуда событий и темп их нарастания.

На последний конференции по безопасности судоходства в академии прозвучал доклад доцента кафедры управления судном Голикова В.В. о синергетическом подходе к исследованию задач управления судном, в которых сделана попытка объединения классических законов движения, которые используются для формирования эталонных маршрутов и траекторий устойчивого и неустойчивого движения судна с законом «о дереве и муравье» относящегося к решению оператором судна задач будущего, прошлого и настоящего, характерных для судоводителя и методикой решения задач экспертизы аварий судов основанной на негэнтропийной теории информационных систем, описывающей необратимые процессы движения и возможные условия его обратимости с использованием теории статистической термодинамики.

Большой интерес привлекли результаты исследований А.С. Мальцева и А.Г. Степаненко по согласованности физического и операционного времени в ЧМС при выполнении маневров и буксирно-кантовочных операций судов, а так же исследования В.Е. Львова по инвариантному управлению судном на маршрутах и траекториях движения и астатизму переходных процессов курсового регулирования с помощью цифрового авторулевого.

В области судовой энергетики находит свое применение энерго-энтропийная концепция безопасности П.Г. Белова, предназначенная для изучения условий и закономерностях возникновения потерь при функционировании ЧМС по управлению энергетическими, материальными и информационными потоками. В частности высказывают-

ся, что усовершенствование безопасных ЧМС должно базироваться на программно-целевом планировании управления и включать две стадии: стратегическое планирование и управление соответствующим процессом. Цель энергоэнтروпийной концепции — минимализация суммарных экономических затрат при функционировании ЧМС. В задачи исследования входит: предупреждение событий и других чрезвычайных ситуаций (ЧС); снижение потерь при управлении в ЧС и перераспределение ответственности за риск потери от аварий и других ЧС. Методы сохранения и поддержания безопасности: профессиональная подготовка персонала; создание надежного оборудования; обеспечение комфортных условий рабочей среды, труда и отдыха экипажа; безопасность жизнедеятельности; поиск и спасание; организация и провидение аварийно-спасательных работ. В этом смысле при решении проблемы человеческого фактора особую важность приобретают не только знание и умение персонала, но готовность осуществлять функции управления.

Для этих же целей в стратегическом плане используется другой термодинамический подход, использующий основные положения неравновесной термодинамики. Он справедлив для любых систем, которые достаточно большие для того, чтобы выровнять флуктуации отдельных их микросостояний, и не сильно отклоненные от равновесного состояния, чтобы можно было пренебречь нелинейностью процессов, происходящих в этих системах. На базе этого подхода А.И. Вихров разработал концепцию интервального прогнозирования вероятностных параметров будущего состояния систем для заданных вероятностных спектров воздействия. Вероятностная величина стойкости системы аналитически определяется с помощью плотности распределения амплитуд воздействий эндогенного и экзогенного характера и функции распределения вероятности эффекта неупорядоченности данного размера. Параметры последней функции характеризуют реакцию системы на воздействие и степень нетождественности совокупности систем, которые рассматриваются с точки зрения их устойчивости. Такой подход позволяет определять не только границу между детерминистической устойчивостью и неустойчивостью поведения сложной системы, но и вероятностными приемами, используя законы изменения энтропии и негэнтропии термодинамических систем определять степень необратимости (аварийности) процессов в системе с последующей оценкой времени возможного перехода в условия детерминизма (или стойкости).

В этом направлении интерес представляют исследования С.А. Ханмамедова по управлению диссипацией механической энергии в судовых энергетических установках и использование для этого нанотехнологий, а так же совершенствование систем противоаварийного управления, выполняемого В.С. Луковцевым.

УДК 621.313.3

Вишневский Л.В., Веретенник А.М., Дао Минь Куан
ОНМА

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ МНОГОПОТОЧНЫХ ВАЛОГЕНЕРАТОРОВ

В многопоточных валогенераторах стабилизация частоты генерируемого напряжения осуществляется изменением величины регулирующего энергетического потока. По месту подведения регулируемого энергопотока многопоточные генераторные установки можно разделить на три типа:

- установки с генераторами двойного вращения (ГДВ) и механическим способом стабилизации частоты вращения якоря генератора относительно его индуктора, рис. 1,а;
- агрегаты, содержащие генераторы двойного питания (ГДП), возбуждаемые переменным током разностной частоты, рис. 1,б;
- валогенераторы с дифференциальным редуктором (ДР) со стабилизацией частоты вращения ротора генератора, рис. 1,в.

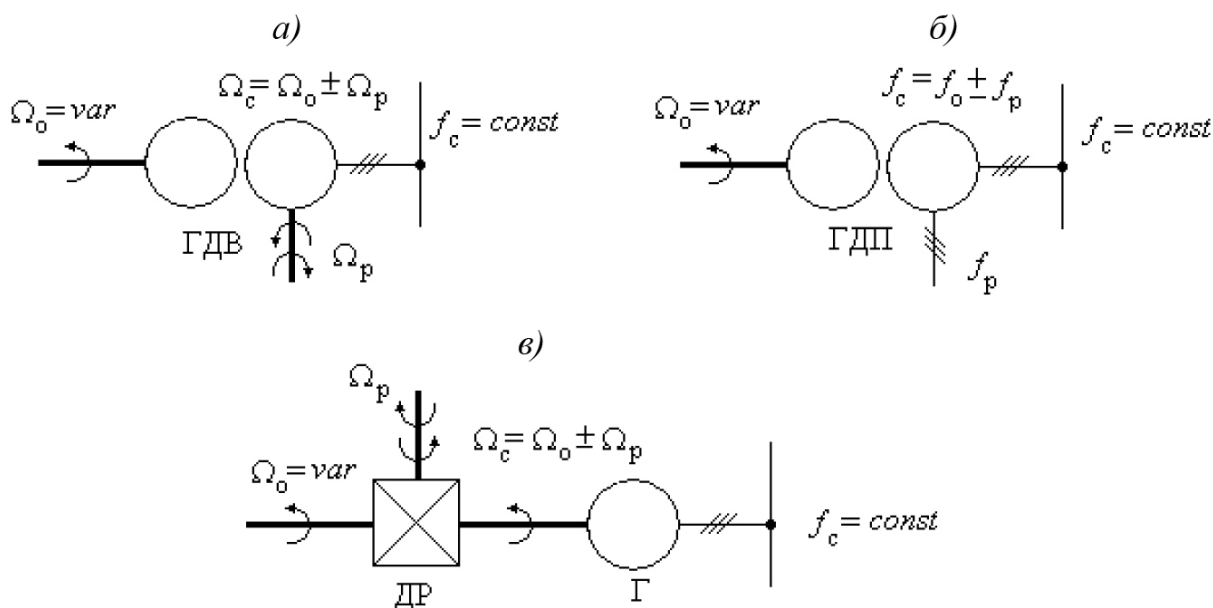


Рис. 1. Способы стабилизации частоты многопоточных валогенераторов

С энергетической точки зрения эти технические реализации многопоточных установок подобны (рис. 2).

В зависимости от структуры энергопотоков можно выделить девять структур их распределения.

1. Регулирующий привод отводит энергию от генератора на гребной вал, рис. 2, а.

2. Регулирующий привод отбирает мощность от гребного вала, рис. 2, б.
3. Реверсивный регулирующий привод подключен к гребному валу, рис. 2, а и рис. 2, б.
4. Регулирующий привод отводит энергию в сеть, рис. 2, в.
5. Регулирующий привод отбирает мощность от сети, рис. 2, г.
6. Реверсивный регулирующий привод подключен к сети, рис. 2, в, г.
- 7, 8, 9. Регулирующий привод подключен к внешнему источнику энергии, рис. 2, д, е.

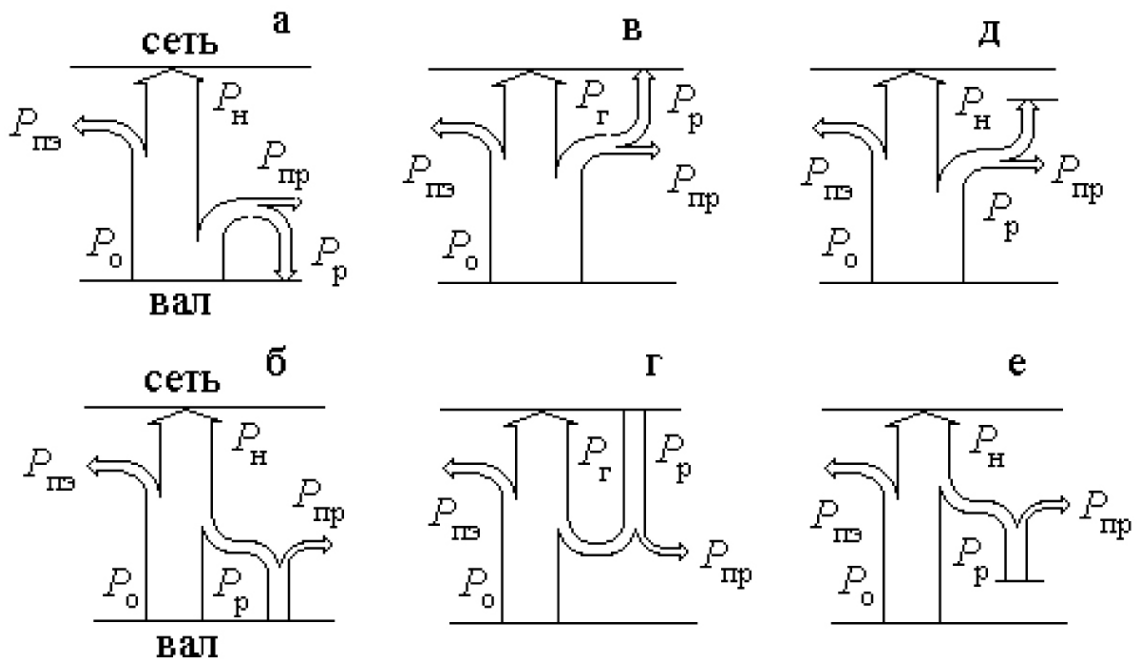


Рис. 2. Энергетические потоки в многопоточном валогенераторе: P_o , P_p — мощность основного и регулируемого энергетического потока; P_n , P_r — мощность потребителей электроэнергии и генератора; $P_{пз}$, $P_{пр}$ — мощность электрических потерь в генераторе и приводе

Аналитические зависимости мощности и к.п.д. регулирующего привода от рабочего диапазона скоростей ($\Omega_{\min} \dots \Omega_{\max}$), так и от выбора синхронной скорости вращения ведущего вала Ω_c внутри этого диапазона получены в работе [1].

Сравнение структур и оптимизация технико-экономических показателей судовых многопоточных электроустановок проведены для синхронных и асинхронных валогенераторов мощностью от 8 до 300 кВт.

Как показано в работе [1] к.п.д. и суммарная мощность силового оборудования многопоточного валогенератора зависит как от рабо-

чего диапазона скоростей, так и от выбора синхронной скорости вращения ведущего вала внутри этого диапазона.

В зависимости от требований, предъявляемых к энергетическому оборудованию, предлагается два критерия оптимизации валогенератора:

1. Обеспечение минимальных затрат на силовое оборудование и вырабатываемую электроэнергию за период эксплуатации

$$I_c = \min \left[P_n C_T T_{xp} B_\Sigma \sum_i \frac{p(\Omega_{oi})}{\eta_{вг}(\Omega_c, \Omega_{oi})} + \sum_j C_j(\Omega_c) \right],$$

где P_n — номинальная мощность валогенератора, кВт; C_T — стоимость топлива, грн/кг; B_Σ — эксплуатационный расход топлива, кг/кВт-ч; T_{xp} — время ходового режима за период эксплуатации, ч; $\eta_{вг}$ — к.п.д. валогенератора; $p(\Omega_{oi})$ — вероятность распределения скоростей вращения ведущего вала; C_j — стоимость элемента силового оборудования валогенератора, грн.

2. Минимизация номинальной мощности регулирующего привода, обеспечивающая наименьшие массогабаритные показатели

$$I_p = \min P_{рн}(\Omega_c).$$

Стоимость и мощность привода зависят от выбора синхронной частоты Ω_c , [1]. Синхронная частота Ω_c , минимизирующая критерий I_p и второе слагаемое критерия I_c , лежит в середине рабочего диапазона частот валогенератора:

$$\Omega_{c \text{ опт}} = \frac{\Omega_{\min} + \Omega_{\max}}{2}.$$

Величина первого критерия I_c , определяющего стоимость топлива, идущего на выработку электроэнергии, зависит от режима работы ГД судна, и определяется вероятностью распределения частот вращения гребного вала в ходовом режиме, [2]. Исследование характеристик ходового режима ряда судов дает возможность получить типовое распределение частот вращения гребного вала в ходовом режиме.

Минимум экономического критерия I_c достигается вблизи наиболее вероятной скорости вращения гребного вала, т.к. максимальное значение к.п.д. $\eta_{вг}$ будет лежать на прямой $\Omega_c = \Omega_0$, т.е. при неподвижном якоре. Следовательно, у валогенератора, работающего в оптимальном режиме регулирующей привод большую часть времени

работает с малой нагрузкой, его к.п.д. значительно меньше номинального и зависит от оборотов гребного вала. При расчете критерия I_c эта зависимость учитывалась, при этом была использована зависимость к.п.д. машин постоянного тока от нагрузки.

К.п.д. всех агрегатов валогенератора меняется в зависимости от их мощности. Стоимость и к.п.д. отдельных электрических машин и редукторов в зависимости от их мощности получены на основании рассмотрения технико-экономических показателей серийно выпускаемых машин. Для этого использованы показатели электрических машин номинальной мощности до 300 кВт следующих серий: машины постоянного тока — ПМ; асинхронных машин — 4А; синхронных генераторов — ЕСС.

С целью сравнения рассматриваемых вариантов валогенераторных установок в выбранном диапазоне номинальных мощностей, проведены расчеты их показателей. Для объективности сравнения всех вариантов приняты одинаковые исходные данные. Поэтому, полученные соотношения экономических показателей зависят только от структуры сравниваемых установок.

Стоимость топлива принята равной 1,8 грн/кг. Эксплуатационный расход топлива $B_9 = 0,218$ кг/кВт-ч; время ходового режима за период эксплуатации $T_{xp} = 20$ лет $\cdot 12 \cdot 378$ часов.

Поиск экстремального к.п.д. валогенератора, стоимости электроэнергии и соответствующей им оптимальной синхронной частоты вращения $\Omega_{c\text{ опт}}$ внутри рабочего диапазона проведен с помощью ЦВМ.

Программа содержит два цикла. В малом цикле для фиксированного значения Ω_c варьируется Ω_0 от 0,8 до 1. Здесь вычисляется нагрузка оборудования, к. п. д. всех агрегатов и общий к.п.д. валогенератора для каждого Ω_0 . Затем определяется средний к. п. д. системы (рис. 3):

$$\bar{\eta}_{\text{вг}}(\Omega_c) = \sum_i p(\Omega_{oi}) \eta_{\text{общ}}(\Omega_{oi}, \Omega_c)$$

и стоимость электроэнергии за период эксплуатации (рис. 4).

$$C_9 = P_n C_T T_{xp} B_9 \sum_i \frac{p(\Omega_{oi})}{\eta_{\text{вг}}(\Omega_c, \Omega_{oi})}.$$

Зависимости среднего к.п.д. и относительной мощности регулирующего привода для синхронного валогенератора двойного вращения мощностью 100 кВт показаны на рис. 3.

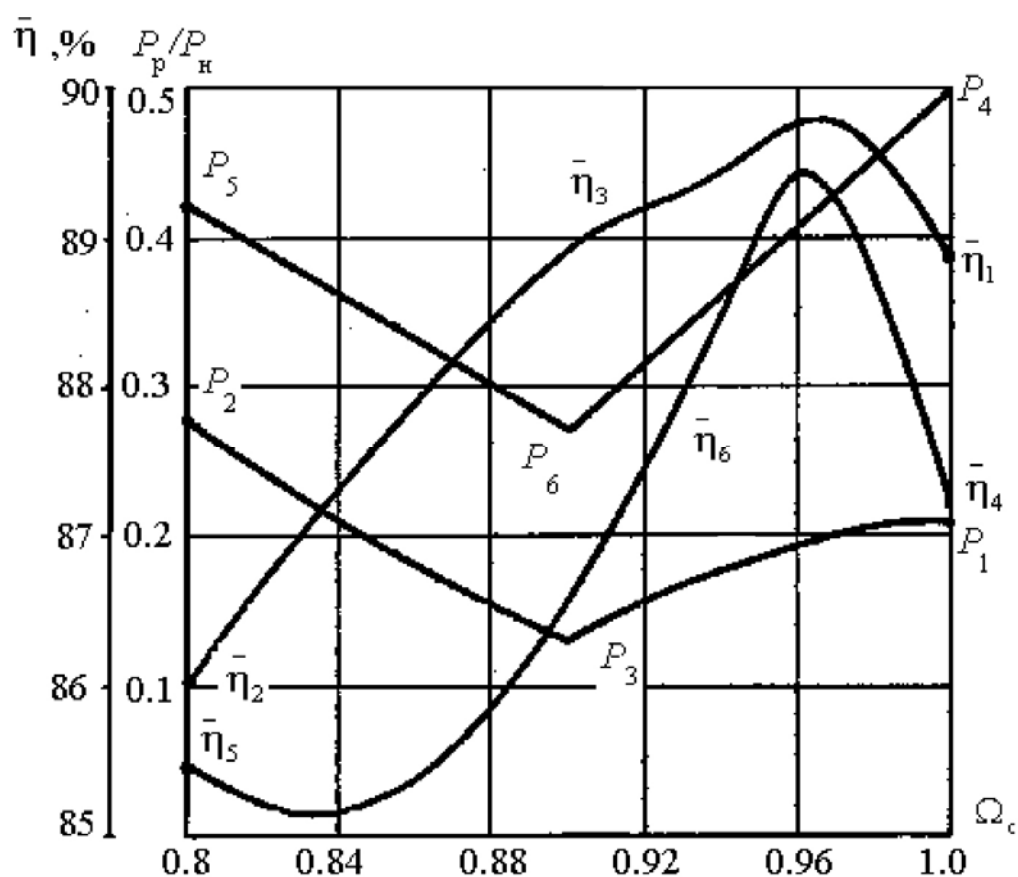


Рис. 3. Зависимости среднего к.п.д. и относительной мощности регулирующего привода от выбора частоты реверса

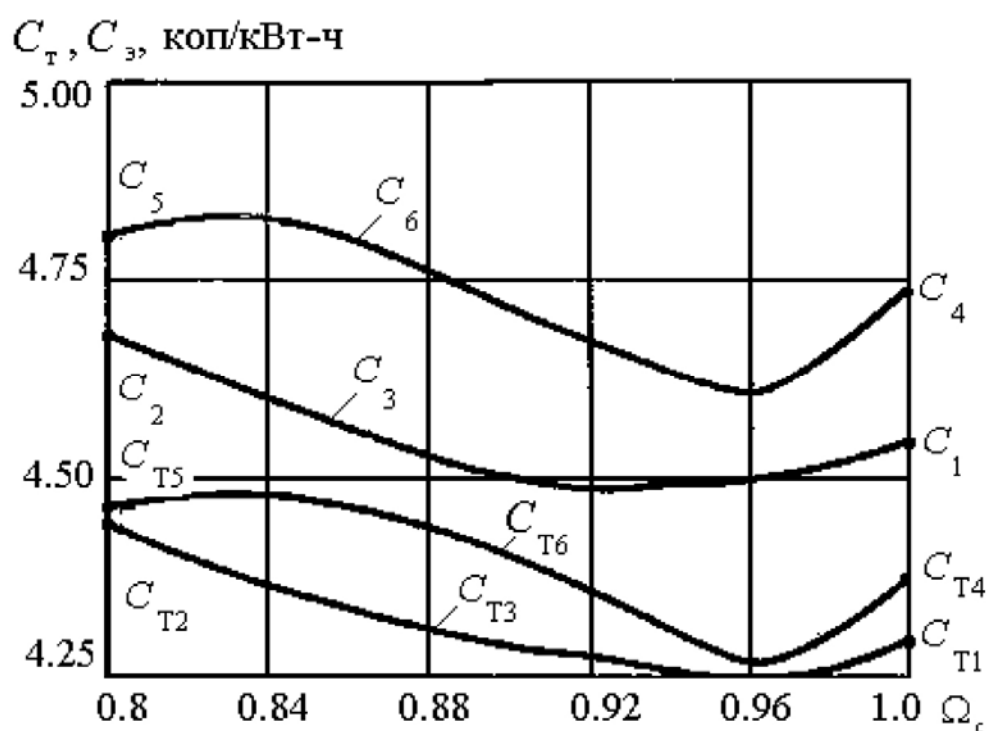


Рис. 4. Зависимость стоимости топлива и стоимости электроэнергии многопоточных валогенераторов от выбора частоты реверса регулирующего привода

В большом цикле изменяется значение синхронной скорости в диапазоне от 0,8 до 1. Особенностью программы для 6-й структуры является то, что загрузка и к.п.д. оборудования взаимозависимы, поэтому для расчета к.п.д. регулирующего привода применен метод последовательных приближений.

Анализ зависимостей к.п.д. машин переменного тока от их мощности показывает, что для малых мощностей (до 50 кВт) кривая к.п.д. обладает большой крутизной. Поэтому, проведен расчет вариантов валогенераторов, мощность генераторов которых на 30-50 % больше номинальной мощности валогенератора.

Сравнение результатов расчетов стоимости затрат на один киловатт номинальной мощности валогенератора за 20 летний период эксплуатации показано на рис. 5. Это позволяет оценить экономичность каждой структуры и определить наиболее рациональный вариант многопоточного валогенератора для судов торгового флота.

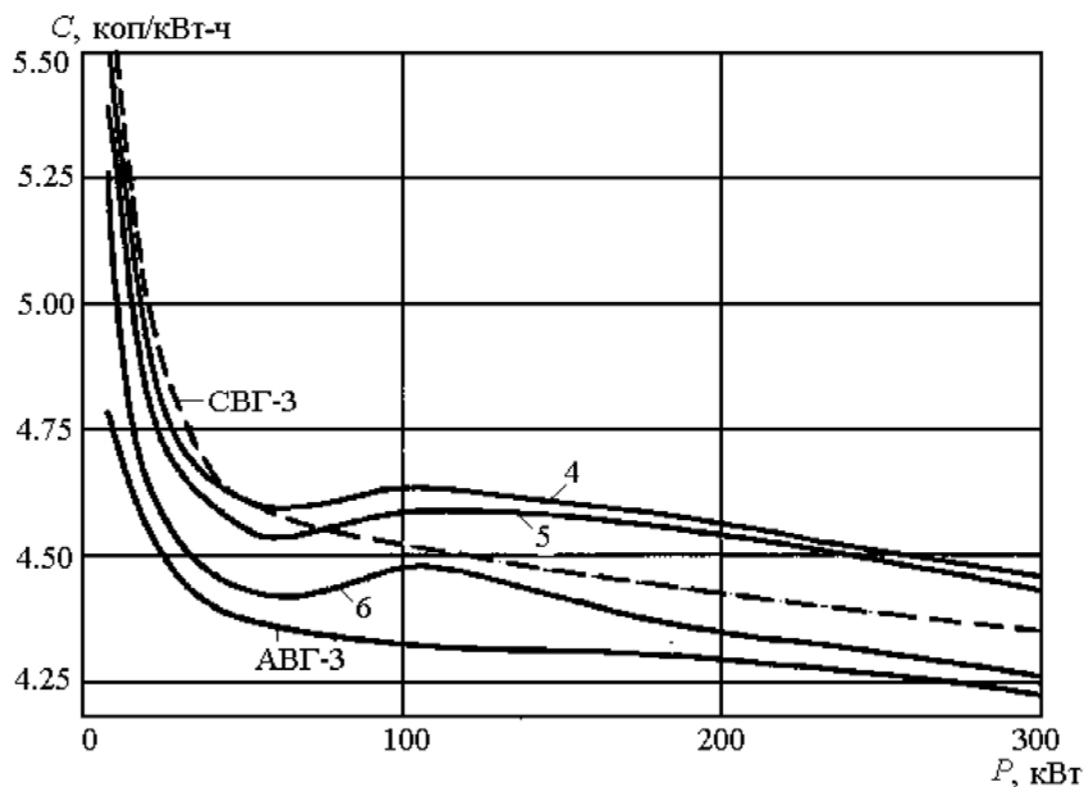


Рис. 5. Зависимость стоимости электроэнергии многопоточных валогенераторов от мощности

Для данного типового распределения вероятностей частот вращения гребного винта были рассчитаны значения среднего к. п. д. в зависимости от мощности валогенераторных установок (рис. 6). Средний по времени к.п.д. многопоточного валогенератора оказывается значительно выше, чем у эксплуатируемых валогенераторов

ГПТ-ДПТ-СГ и предлагаемых устройств на основе электромагнитных муфт скольжения (см. рис. 6).

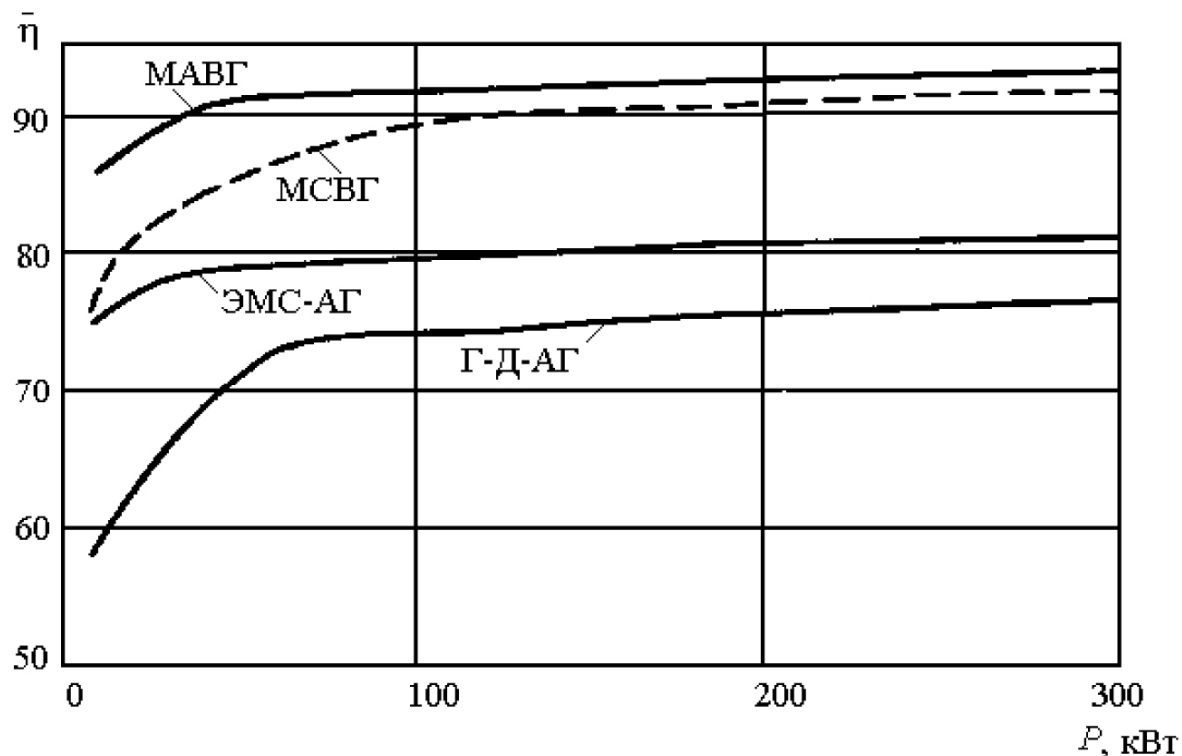


Рис. 6. Зависимость среднего к.п.д. многопоточных валогенераторов от мощности

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вишневский Л.В., Веретенник А.М. Энергетические показатели многопоточных валогенераторов переменной частоты вращения // Електромашинобудування та електрообладнання. – Вип. 65. – К.: Техніка, 2005. – С.34-38.
2. Вишневский Л.В., Пасс А.Е. Системы управления асинхронными генераторными комплексами. – Киев-Одесса: Лыбидь, 1990. – 68 с.

УДК 629.12

Тарапата В.В.
ОНМА

ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ СИНТЕЗА ТЕХНОЛОГИЙ УПРОЧНЕНИЯ И ВОССТАНОВЛЕНИЯ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ПРИ РЕМОНТЕ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Мировое экономическое сообщество в конце XX – начале XXI веков представляет собой единое пространство с высокой степенью прогрессирующей глобализации – качественно нового этапа развития интернационализации хозяйственной жизни [1]. Неотъемлемым условием его существования является усиление взаимосвязи и взаимозависимости экономик отдельных стран, осуществляемые посредством международной торговли. Решающую роль в ее обеспечении играют мульти- и интермодальные перевозки товаров морским, железнодорожным и автомобильным транспортом.

В настоящее время, как в связи с мировым экономическим кризисом, так и с особенностями развития экономики в переходный постсоветский период, перевозчики Украины не имеют возможности пополнять парк имеющихся в их распоряжении транспортных средств продукцией отечественных производителей и вынуждены зачастую использовать при перевозках транспортные средства (ТС), взятые в лизинг.

Однако это не избавляет лизингополучателя от необходимости производить ремонт износившейся техники, особенно в случае т.н. международного "чистого" лизинга. При внутреннем лизинге ремонтные работы становятся его прямой обязанностью и требуют квалифицированного исполнения или собственными силами, или правильно выбранными исполнителем и технологией ремонта.

В настоящее время в мировой практике при изготовлении и восстановлении изношенных деталей используются преимущественно отдельные технологии: термической и химико-термической обработки, наплавки, осаждения электролитических и химических покрытий, нанесения плазменных, детонационных покрытий и др. [2]. Их характеризует достаточно высокая стабильность получаемых, далеко не всегда максимальных результатов – с одной стороны, и недостаточная гибкость в управлении – с другой.

Такой подход к созданию технологий, с учетом ярко выраженного специфического неравномерного массового и размерного износов

детали, нельзя признать рациональным. Так, в поршневых канавках головок поршней малооборотных судовых дизелей для нижней опорной поверхности канавки его величина по наружному диаметру превышает износ по внутреннему на 0,5...1,2 мм, вследствие чего канавка из прямоугольной становится трапециевидной. Это порождает две абсолютно ненужные проблемы (рис. 1, а):

- при подготовке к восстановлению снимается излишний слой "родного" материала детали для придания поверхности правильной формы;
- возникающую из-за этого необходимость преодолевать трудности, связанные с получением на подготовленной поверхности правильной формы равномерного и более толстого слоя материала, необходимого для компенсации износа.



Рис. 1. Традиционная (а) и предлагаемая (б) укрупненные схемы восстановления изношенных поверхностей деталей ТС

Целью настоящего исследования являлась разработка методологии синтеза гибких технологий с повышенной управляемостью, спо-

способных обеспечить требуемые качества трибоповерхностей и долговечность деталей ТС (на примере морского транспорта).

В работе [3] нами было предложено рассматривать долговечность с общей позиции — термодинамики необратимых процессов — как результат взаимодействия потоков массы $\sum_{i=1}^n J_i^m$, уноси-

мой с рабочей поверхности детали ТС или наносимой на нее под действием различных полей:

$$\sum_{i=1}^n J_i^m = L_c^m \frac{\partial C}{\partial x} + L_t^m \frac{\partial T}{\partial x} + L_u^m \frac{\partial U}{\partial x} + L_p^m \frac{\partial p}{\partial x} + L_h^m \frac{\partial H}{\partial x}, \quad (1)$$

где слагаемые — локальные потоки массы вещества, создаваемые полями концентрации, температурным, электрическим, силовым и магнитным (соответственно $i = c, t, \dots, h$).

Такой подход дает возможность при восстановлении поверхностей произвольной конфигурации, в том числе и при наличии неравномерного износа, после удаления только дефектного слоя обеспечить неравномерные потоки массы наносимого вещества путем создания неоднородных управляемых полей (рис. 1 б). При этом:

- не происходит удаления материала самой детали, обладающего, как правило, оптимальным уровнем конструкционной прочности;
- снижается трудоемкость, энергоемкость и продолжительность восстановления за счет нанесения меньшего объема материала;
- слой, компенсирующий износ, при меньшей толщине легче "адаптируется" к материалу матрицы детали, в нем ниже внутренние напряжения на границе раздела "покрытие – деталь".

С учетом сказанного и выражения (1), уравнение суммарного потока наносимого вещества при восстановлении в n — мерном поле, обеспечивающего компенсацию неравномерного износа $h_{\text{изн}}$ в зависимости от координаты поверхности $x_{\text{пов}}$, можно представить в виде (рис. 2):

$$\sum_{i=1}^n J_i^m = F_{\text{восст}}^{\text{пов}}(h_{\text{изн}}, x_{\text{пов}}) = F_{\text{ном}}^{\text{пов}}(y_{\text{ном}}, x_{\text{пов}}) - F_{\text{изн}}^{\text{пов}}(y_{\text{изн}}, x_{\text{пов}}). \quad (2)$$

В данном выражении (2) $h_{\text{изн}}$ представляет собою не что иное, как эпюру износа рабочей поверхности:

$$h_{\text{изн}}(x_{\text{пов}}) = y_{\text{ном}}(x_{\text{пов}}) - y_{\text{изн}}(x_{\text{пов}}) \quad (3)$$

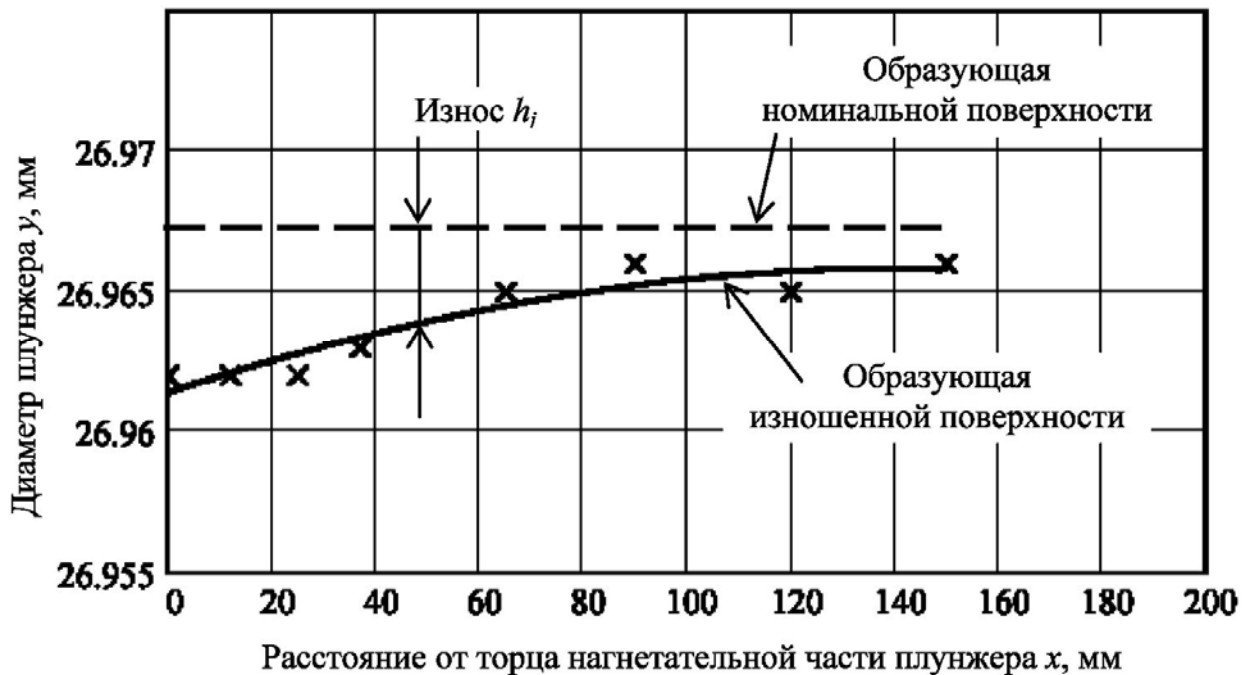


Рис. 2. Изменение износа прецизионной поверхности плунжера ТНВД среднеоборотного судового дизеля "Пилстик 2-2" по его длине

Определение 1-го слагаемого в этом выражении принципиальных трудностей не составляет, т.к. номинальные поверхности в подавляющем большинстве трибосопряжений просты: плоскость, цилиндр и пр. Так, в рассматриваемом примере образующей является прямая

$$y_{\text{ном}}(x_{\text{пов}}) = \text{const} = 26,967. \quad (4)$$

Учитывая сложный характер и трудности описания координат поверхности износившейся поверхности какой-либо одной аналитической зависимостью, можно для наших целей с использованием пакета математических программ MathCAD PLUS 7.0 PRO [4] выполнить линейную регрессию общего вида и представить ее результаты комбинацией простых произвольных функций $f_j(y_{\text{изн}_j}, x_{\text{пов}})$ и соответствующих им весовых коэффициентов K_j ($j = 1, 2, \dots, m$):

$$F_{\text{изн}}^{\text{пов}}(y_{\text{изн}_j}, x_{\text{пов}}) \approx K_1 f_1(y_{\text{изн}_1}, x_{\text{пов}}) + K_2 f_2(y_{\text{изн}_2}, x_{\text{пов}}) + \dots + K_m f_m(y_{\text{изн}_m}, x_{\text{пов}}). \quad (5)$$

Тогда для изношенного плунжера образующая поверхности износа может быть представлена следующим аналитическим выражением:

$$F_{\text{изн}}^{\text{пов}}(y_{\text{изн}_i}, x_{\text{пов}}) \approx 25,749 + 1,199 \cdot e^{5x \cdot 10^{-5}} - 12,356 \cdot 10^{-8} \cdot x^{2,1}. \quad (6)$$

Таким образом, уравнение эпюры износа с учетом (3)-(6) для рассматриваемого примера будет иметь вид:

$$h_{\text{изн}}(x_{\text{нов}}) = 0,218 - 1,199 \cdot e^{5x \cdot 10^{-5}} + 12,356 \cdot 10^{-8} \cdot x^{2,1}, \text{ мм.} \quad (7)$$

Полученные аналитические выражения типа (7) позволяют перейти к синтезу и регулированию общего потока $\sum_{i=1}^n J_i^m$ вещества на

неравномерно изношенные поверхности при восстановлении, создавая с помощью исполнительных механизмов технологического оборудования необходимые градиенты того или иного поля. Примером реализации такого подхода является ХТО в низкотемпературной плазме, при которой используются градиенты поля концентраций, температурного и электрического поля.

Рассмотрим более подробно физическую сторону механизма формирования потока вещества и его структурных составляющих, которую необходимо учитывать при синтезе технологий ремонта изношенных деталей и регенерации свойств их трибоповерхностей (рис. 3).

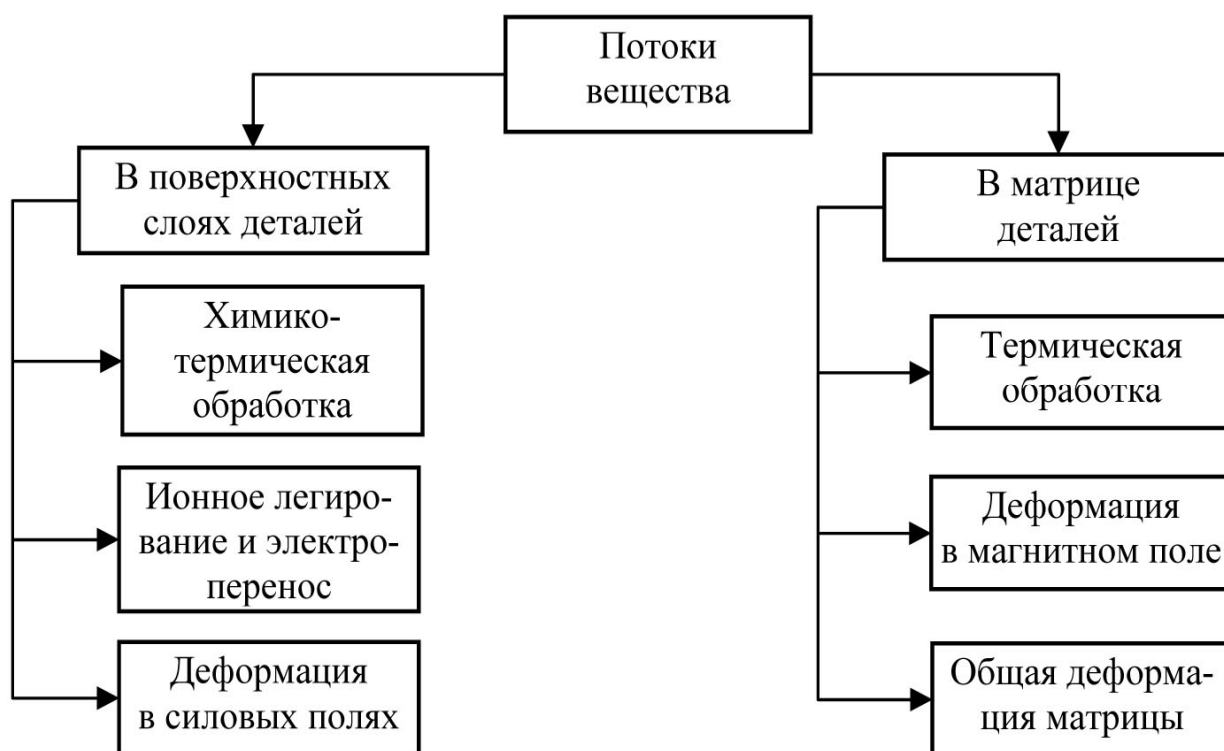


Рис. 3. Структуризация потоков вещества и основных способов их создания при восстановлении изношенных деталей средств транспорта

А. Потоки вещества в поверхностных слоях детали.

Химико-термическая обработка является одной из наиболее известных и распространенных технологий улучшения качества поверхности за счет диффузии вглубь матрицы атомов одного или нескольких наносимых веществ в поле их градиентов концентрации

$J_c^m = L_c^m \frac{\partial n}{\partial x}$. Основные элементы режима технологической операции:

состав внешней химически активной среды, температура и длительность процесса.

Ионное легирование предполагает имплантацию в поверхность детали атомов наносимого элемента из плазмы в потоке $J_u^m = L_u^m \frac{\partial U}{\partial x}$

с последующим его перераспределением при отжиге. Предназначено для создания приповерхностных областей твердых растворов с низкой концентрацией внедряемого элемента — до 3...5%. Основные элементы режима технологической операции: доза имплантата, энергия ионов, температура и время выравнивающего отжига.

Деформация поверхностного слоя происходит в силовых полях, возникающих при обкатке наружных (чаще) или дорнировании внутренних поверхностей трибосопряжений. Возникающие под действием приложенных к рабочему инструменту (ролику, шарiku и пр.) усилий потоки вещества самой детали $J_p^m = L_p^m \frac{\partial p}{\partial x}$, не меняя

химсостава поверхности, приводят к измельчению зерна и вытекающим из этого изменениям в ее свойствах. Основные элементы режима технологической операции: усилие прижима рабочего инструмента, скорость и подача обкатки.

Б. Потоки вещества в матрице детали.

Термическая обработка, предполагающая прогрев всей детали до определенной температуры, может обеспечить поток материала

$J_p^m = L_p^m \frac{\partial p}{\partial x}$ этой детали различной направленности за счет появле-

ния внутренних напряжений при фазовых превращениях [5]: аустенитно-мартенситном, ведущем к увеличению объема детали, и на происходящем при более высоких температурах распаде мартенсита на более компактную ферритно-цементную смесь. Таким образом, размеры охватываемой поверхности могут быть увеличены, а охва-

тывающей – уменьшены. Суммарный размерный эффект при восстановлении с использованием только тепловой обработки обеих деталей, изготовленных из объемно-закаленных сталей, составляет $\Delta_{\text{восст}} = |\Delta D_{\text{штулки}} + \Delta D_{\text{вала}}|$. Основные элементы режима технологической операции: температуры равномерного прогрева деталей и время выдержки при этой температуре.

Деформация в магнитном поле, основанная на непосредственном преобразовании энергии изменяющегося с большой скоростью магнитного поля в механическую работу при взаимодействии с заготовкой (т.е. изношенной деталью), создает поток материала

$$J_h^m = L_h^m \frac{\partial H}{\partial x}, \text{ направленный на увеличение ее наружного или}$$

уменьшение внутреннего диаметра, в зависимости от формы и расположения магнитной обмотки. Основные элементы режима технологической операции: напряженность создаваемого магнитного поля и скорость его изменения.

Деформация детали, в соответствии с основными положениями [6], может быть интерпретирована как суммарный поток вещества матрицы, появляющийся в результате взаимодействия используемых в технологиях полей: при неравномерном нагреве, при магнитоимпульсной обработке, при структурных и фазовых превращениях и др.

С учетом того, что соотношение между массами износа и оставшейся матрицы составляет $M_{\text{изн.дет}} : M_{\text{нов.дет}} \approx 0,0005 : 0,9995$, практически всегда должна учитываться проблема обеспечения минимально возможного уровня деформаций неповрежденных поверхностей и участков детали.

Тогда математическое условие бездеформационного восстановления детали можно представить следующим образом:

$$\sum_{i=1}^n J_i^{\text{матрица}} = 0 \quad (8)$$

Таким образом, для полного исключения (уменьшения) создаваемых в процессе восстановления или упрочнения деформаций отдельных рабочих поверхностей детали следует действующие поля подбирать таким образом, чтобы создаваемые ими векторы локальных потоков вещества матрицы в направлении, перпендикулярном рассматриваемой поверхности, имели разные знаки.

ВЫВОДЫ.

1. В подавляющем большинстве трибосопряжений средств транспорта наблюдается неравномерный износ рабочих поверхностей деталей, для устранения которого целесообразно использование потоков наносимого вещества, одновременно создаваемых в неоднородных полях: концентрации, температуры, электрического и др.
2. Количественная оценка суммарного потока наносимого вещества при восстановлении деталей СТ может быть проведена с учетом эпюр износа рабочей поверхности, получаемых путем обработки данных обмеров с использованием соответствующих пакетов математических программ.
3. Синтез технологий упрочнения и восстановления изношенных деталей СТ необходимо производить с учетом выражений (2) и (8), отражающей как условия получения максимального приближения формы восстанавливаемой поверхности к номинальной, так и минимизации деформаций в матрице детали.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Менеджмент в России и за рубежом. № 3, 2001. Интернет-ресурсы.
2. Тарапата В.В. Современные методы восстановления и упрочнения деталей / В.В. Тарапата, Е.Г. Киперник, В.И. Сидоренко, Ю.П. Модзелевская. – М.: В/О "Мортехинформреклама". – 1988. – 82 с.
3. Тарапата В.В. Повышение долговечности трибосопряжений судовых дизелей как процесс оптимизации массопереноса при их эксплуатации, техническом обслуживании и ремонте / В.В. Тарапата // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – № 8. – Одесса: ОГМА. – С. 148-156.
4. Дьяконов В.П. Справочник по MathCAD PLUS 7.0 PRO / В.П. Дьяконов. – М.: СК Пресс, 1998. – 352 с.
5. Тарапата В.В. Способ восстановления подвижных сопряжений прецизионных деталей / В.В. Тарапата, В.М. Лукьянов, А.А. Левченко, В.И. Шикуть / А.с. СССР № 1488324. – 1989.
6. Агеев Е.П. Неравновесная термодинамика в вопросах и ответах // Электронная версия – М.: МГУ им. Ломоносова, 2000.

УДК 621.313.3

Козырев И.П.
ОНМА

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО ДИАПАЗОНА ПРИМЕНЕНИЯ ВАЛОГЕНЕРАТОРОВ И УТИЛЬТУРБОГЕНЕРАТОРОВ

Тенденция современного судостроения к увеличению водоизмещения судов морского флота приводит к естественному стремлению судостроителей увеличивать мощность валогенератора пропорционально мощности судовой энергетической установки (СЭУ). Однако энергия на судовую электростанцию может подаваться как от гребного вала, так и с использованием тепловой энергии выхлопных газов главного дизеля. Очевидно, что эффективность второго способа выше.

Известно [1], что с увеличением мощности СЭУ возможности судовой утилизационной установки растут быстрее, чем нужды судна в паре и электроэнергии. Поэтому существует такая мощность СЭУ, при которой энергии пара утилизационного котла (УК) достаточно, чтобы покрыть все нужды судна в электроэнергии. Применение валогенераторов на таких судах нецелесообразно.

На судах с меньшей мощностью СЭУ эффективно будут работать комбинированные установки отбора мощности от вала и от утилизационного котла. Поэтому практически важным является как определение соотношения мощностей, отбираемых от гребного вала P_v и от утилизационного котла $P_{ук}$, в зависимости от мощности дизельной СЭУ так и определение максимальной мощности валогенератора на судах с УК.

Исследования, выполненные в работах [2, 3], показывают, что паропроизводительность УК ($D_{ук}$), величина тепловой энергии пара ($D_{п}$), необходимой для нужд судна и мощности судовой электростанции (СЭ) ходового режима ($P_{сэкр}$) в зависимости от эксплуатационной мощности СЭУ могут быть аппроксимированы следующими тремя прямыми:

$$D_{ук} = k_{ук} N_e; D_{п} = d_{п} + k_{п} N_e; P_{сэкр} = a (d_э + k_э N_e),$$

где $k_{ук}$ — коэффициент, определяющий паропроизводительность УК, кг/час; a — коэффициент, согласующий единицы измерения, кВт·час/кг; $k_{п}$, $k_э$, $d_{п}$, $d_э$ — коэффициенты аппроксимации; $N_э$ — эксплуатационная мощность СЭУ, тыс. кВт.

Коэффициенты согласно [4], для сухогрузных судов для среднеоборотных дизелей могут быть выражены следующими значениями:

$$k_{\pi} = 0,053 \text{ кг/час кВт}; k_3 = 0,19 \text{ кг/час кВт}; d_{\pi} = 0,7 \text{ тыс. кг/час}; \\ d_3 = 0,6 \text{ тыс. кг/час}, a = 1/7,0 \text{ кВт-час/кг}.$$

Статистические исследования показывают, что коэффициент $k_{\text{ук}}$ изменяется в пределах от 0,47 до 0,73 кг/кВт-час, со средним значением 0,57 кг/кВт-час и может быть определен из формулы [4]:

$$k_y = \phi \cdot C_p \cdot B_e \cdot L \cdot \frac{t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}}}{i_{\pi} - i_{\text{пв}}},$$

где ϕ — коэффициент, учитывающий потери тепла в окружающую среду; C_p — теплоемкость выпускных газов дизеля, ккал/кг·град; B_e — удельный расход топлива, кг/кВт час; L — количество воздуха, необходимое для сжигания 1 кг топлива, кг/кг; $t_{\text{вх}}$ — температура выпускных газов перед котлом, град; $t_{\text{вых}}$ — температура газов за котлом, град; i_{π} , $i_{\text{пв}}$ — энтальпия пара и питательной воды, ккал/кг.

Как видно из приведенных уравнений, с увеличением мощности СЭУ паропроизводительность растет быстрее, чем нужды судна в электроэнергии и в паре. Поэтому возможны три режима работы судовой утилизационной установки:

1) УК питает судовые потребители пара, при этом на СЭ в ходовом режиме может работать только валогенератор;

2) УК работает на судовые потребители пара и совместно с валогенератором на судовые потребители;

3) УК обеспечивает потребителей и пара и электроэнергии, а избыточная мощность может отдаваться на вал.

В связи с этим, мощности, отбираемые на СЭ от вала и от УК, определяются из уравнений:

$$P_{\text{сэкр}} = P_{\text{ук}} + P_{\text{в}} = a(d_3 + k_3 N_e);$$

$$P_{\text{ук}} = \begin{cases} 0, & \text{при } N_e < \frac{d_e}{k_{\text{ук}} - k_{\pi}} = N_{e1} \\ a[-d_{\pi} + (k_{\text{ук}} - k_{\pi}) N_e], & \text{при } N_{e1} \leq N_e \leq \frac{d_{\pi} + d_3}{k_{\text{ук}} - k_{\pi} - k_3} = N_{e2} \\ a(d_3 + k_3 N_e), & \text{при } N_e > N_{e2} \end{cases} \quad (1)$$

$$P_B = \begin{cases} a(d_3 + k_3 N_e) & \text{при } N_e < N_{e1} \\ a[d_3 + d_{\Pi} + (k_{\Pi} + k_3 - k_{\text{ук}}) N_e] & \text{при } N_{e1} \leq N_e \leq N_{e2} \\ 0 & \text{при } N_e > N_{e2} \end{cases}$$

Графики этих функций приведены на рисунке для среднего значения коэффициента паропроизводительности $k_{\text{ук}}$.

Систему (1) можно представить в виде:

$$P_{\text{ук}} = \delta \cdot P_{\text{сэпр}}; P_B = (1 - \delta) \cdot P_{\text{сэпр}}; \quad \delta = \frac{-d_{\Pi} + (k_{\text{ук}} - k_{\Pi}) N_e}{d_3 + k_3 N_e},$$

где δ определяет отношение мощности УК к мощности СЭ.

Анализ приведенных выше уравнений показывает, что мощность, отбираемая от вала в комбинированной системе отбора мощности на

СЭ, имеет максимум при $N = \frac{d_{\Pi}}{k_{\text{ук}} - k_{\Pi}}$:

$$P_{B \max} = a(d_3 + \frac{k_3 d_{\Pi}}{k_{\text{ук}} - k_{\Pi}}).$$

В случае если комбинированная система отбора мощности не применяется, то утилизационный турбогенератор в состоянии обеспечить энергией СЭ в ходовом режиме при мощности

$N_{\Pi} \geq \frac{d_{\Pi} + d_3}{k_{\text{ук}} - k_{\Pi} - k_3}$, поэтому максимальная мощность валогенератора равна:

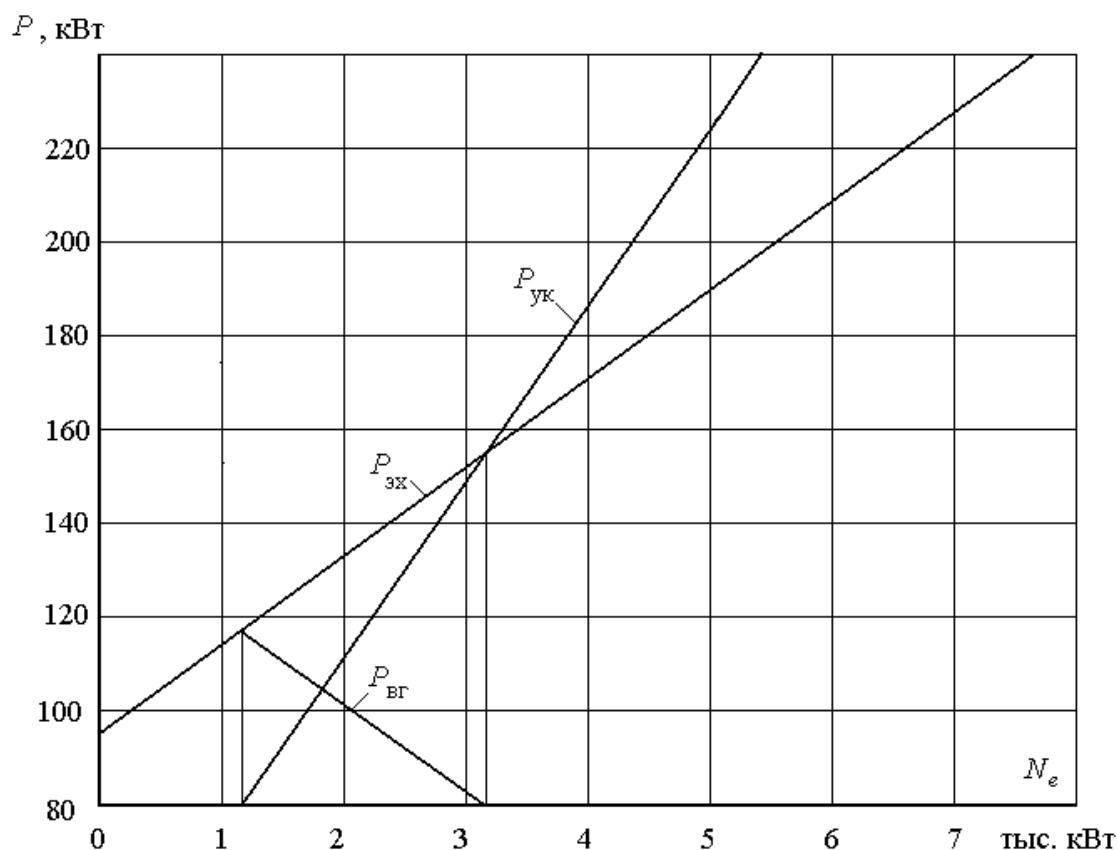
$$P_{B \max} = a(d_3 + \frac{k_3 (d_{\Pi} + d_3)}{k_{\text{ук}} - k_{\Pi} - k_3}).$$

На основании сказанного можно сделать следующие выводы:

1. С целью повышения к.п.д. судовой энергетической установки у сухогрузных судов с мощностью главного двигателя до 1,2...2,0 тыс. кВт, необходимо устанавливать валогенератор.

2. При помощи ГД от 1,2...2,0 до 3,2...5,8 тыс. кВт рационально применение комбинированной системы с соотношением мощностей, отбираемых от вала и от УК.

При помощи ГД более 3,2...5,8 тыс. кВт целесообразно применение турбогенератора с системой передачи мощностей от УК на гребной вал.



Зависимости мощностей судовой электростанции ходового режима, утильтурбогенератора и валогенератора в комбинированной установке от мощности главного двигателя

Даже при минимальном коэффициенте паропроизводительности УК сухогрузного судна не целесообразно выбирать мощность валогенератора более 250 кВт.

Применение валогенераторов на турбоходах не целесообразно, т.к. энергии отработанного пара или газа мощных энергических установок этих судов достаточно для покрытия нужд судовой электростанции.

Другим аспектом проблемы рационального использования валогенераторов является определение диапазона частот вращения ГД, при которых валогенератор подключен на шины судовой электростанции.

Проведенное исследование ходовых режимов работы ряда судов показало, что 96-97 % времени ГД судна работает на полном или среднем ходу, что соответствует скоростям вращения гребного вала от 0,8 до 1,0 от номинальных скоростей.

Выбор рабочего диапазона вращения валогенератора от 80 до 100 % номинальной скорости обеспечит его работу практически на все ходовое время судна.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баранов А.П. Судовые автоматизированные электроэнергетические системы. – М.: Транспорт, 1988. – 328 с.
2. Вишневский Л.В. Теория, методы расчета систем управления и рабочие режимы судовых электроустановок с асинхронными генераторами: Дис. ... докт. техн. наук. – СПб., 1991. – 400 с.
3. Вишневский Л.В., Пасс А.Е. Системы управления асинхронными генераторными комплексами. – Киев-Одесса: Лыбидь, 1990. – 68 с.
4. Голубев В.К. Современные системы управления судовыми теплоэнергетическими комплексами. – М.: Мортехинформреклама, 1986. – 36 с.

УДК 621.313.322

Абудура Салам, Аболешкин С.Е.
ОНМА

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ ДВИГАТЕЛЯ ПО ВЕЛИЧИНЕ ИНДИКАТОРНОГО КПД

В современных условиях эксплуатации судна и судовой энергетической установки, когда значительно выросли требования к экологической безопасности, надежности, экономичности, техническому состоянию судовых двигателей, особую актуальность приобретает задача оперативного контроля параметров работы двигателей для своевременного принятия мер к назначению безопасного и экономичного режима работы, устранению возможных неисправностей, предотвращения аварий. Вместе с тем, высокая стоимость не позволяет в необходимом объеме обеспечить средствами контроля судовые двигатели, а сокращение численности экипажей судов делает задачу безопасной и экономичной эксплуатации судовых двигателей еще более затруднительной.

Эксплуатационный режим судового двигателя может быть определен основными тремя режимными показателями: частотой вращения вала n , средним индикаторным давлением p_{mi} (мощностью), расходом топлива $B_{\text{ч}}$.

В практике эксплуатации судовых двигателей внутреннего сгорания сложностей в определении частоты вращения вала двигателя и расхода топлива не возникает. Поэтому основное внимание уделяется определению среднего индикаторного давления. Особенно вопрос оценки мощности актуален для современных мощных среднеоборотных двигателей, где отсутствует индикаторный привод, современные средства диагностики, а параметры рабочего процесса высоки и требуют постоянного контроля.

Кроме средств диагностики, в эксплуатационных условиях нашли применение косвенные методы определения нагрузки двигателя. В этом случае используются доступные, определяемые с достаточной степенью точности параметры работы двигателя. Кроме того, использование косвенных методов требует получения коэффициентов моделей для каждой серии двигателей, что требует проведения масштабных экспериментальных исследований или большого количества статистических данных.

Выполненный анализ многочисленных результатов стендовых и эксплуатационных испытаний различных типов двигателей показал, что наиболее удобным и стабильным показателем в эксплуатационном изменении режимов работы двигателя является индикаторный КПД η_i .

В общем случае индикаторный КПД представляет собой долю теплоты сгоревшего топлива, превращенную в работу:

$$\eta_i = \frac{L_i}{b_{\text{ц}} Q_{\text{н}}} = \frac{p_{mi} V_s}{b_{\text{ц}} Q_{\text{н}}}, \quad (1)$$

где L_i — работа, совершаемая в замкнутом цикле; $b_{\text{ц}}$ — цикловая порция топлива; $Q_{\text{н}}$ — низшая теплота сгорания топлива.

Если выразить среднее индикаторное давление из формулы (1) и далее отнести его к значению для номинального режима (здесь и далее индекс «0» означает соответствующее значение параметра для номинального режима), можно записать

$$\frac{p_{mi}}{p_{mi0}} = \frac{b_{\text{ц}}}{b_{\text{ц}0}} \frac{\eta_i}{\eta_{i0}} \frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{н}0}} = \frac{B_{\text{ч}}}{B_{\text{ч}0}} \frac{n_0}{n} \frac{\eta_i}{\eta_{i0}} \frac{Q_{\text{н}0}}{Q_{\text{н}}},$$

или

$$p_{mi} = p_{mi0} \left(\frac{B_{\text{ч}}}{B_{\text{ч}0}} \frac{n_0}{n} \frac{\eta_i}{\eta_{i0}} \frac{Q_{\text{н}0}}{Q_{\text{н}}} \right). \quad (2)$$

Так как значения расхода топлива $B_{\text{ч}}$ и частоты вращения n достаточно точно и легко могут быть замерены, при таком подходе к оценке нагрузки двигателя задача сводится к определению индикаторного КПД η_i для эксплуатационного режима. Что касается низшей теплоты сгорания $Q_{\text{н}}$, последняя достаточно просто определяется по номограмме, предложенной фирмой MAN B&W, в зависимости от плотности топлива ρ_{15} и содержания серы S_{T} . Обработка номограммы методом наименьших квадратов позволила получить математическую модель для определения низшей теплоты сгорания

$$Q_{\text{н}} = 54972 - 15186\rho_{15} - 364,2S_{\text{T}} + 44,7\rho_{15}S_{\text{T}} + 1011\rho_{15}^2.$$

Методам аналитического и эмпирического расчета индикаторного КПД посвящен целый ряд работ, среди которых особое место занимают труды Д.А. Портнова [1], С.И. Погодина [2], Ю.Я. Фомина [3]. Д.А. Портнов, приняв допущение, что среднее индикаторное давление является производным от индикаторного КПД η_i , предло-

жил эмпирический графоаналитический метод расчета, основанный на обобщении экспериментальных данных по индикаторному процессу однотипных по смесеобразованию дизелей.

Зависимость, предложенная Д. А. Портновым, имеет вид

$$\eta_i = \eta_{i0} \bar{\eta}_\alpha \bar{\eta}_j \bar{\eta}_n, \quad (3)$$

где η_{i0} — исходное (базовое) значение индикаторного КПД при теоретическом составе смеси (коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1$; плотность воздуха $\gamma_s = 1,2 \text{ кг/м}^3$) и оптимальной частоте вращения; $\bar{\eta}_\alpha$ — коэффициент состава смеси, учитывающий изменение η_i при переходе от теоретического состава смеси к смеси с коэффициентом избытка воздуха $\alpha > 1$; $\bar{\eta}_j$ — коэффициент плотности, отражающий изменения индикаторного КПД из-за изменения плотности воздуха; $\bar{\eta}_n$ — скоростной коэффициент, учитывающий отклонение индикаторного КПД при отклонении частоты вращения от номинальной, соответствующей максимальному значению индикаторного КПД.

Исходное (базовое) значение индикаторного КПД при теоретическом составе смеси

$$\eta_{i0} = \bar{\eta}_p (1 - \varepsilon^{-a}) \bar{\eta}_\lambda,$$

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

В работе [1] дана таблица для определения показателя степени a , а также номограмма для непосредственного определения базового значения КПД η_{i0} в зависимости от степени сжатия ε и повышения давления λ . Изложенная в данной работе методика представляет собой графоаналитический метод, не совсем удобный для расчетов. Н. И. Худов вместо графических зависимостей предложил аппроксимирующие выражения для значений степени сжатия $\varepsilon = 10 \dots 14$ [4]. Так, например, базовый индикаторный КПД определяется по формуле

$$\eta_{i\bar{0}} = 0,96 \cdot 10^{-2} \varepsilon G ,$$

где $G = 0,01657 - 0,23\lambda + 0,04277\lambda^2$.

Показатель степени может быть определен с помощью зависимости

$$a = 0,256 - \frac{0,359}{8,38\lambda - 5,37}.$$

Коэффициент динамичности аппроксимирован уравнением

$$\bar{\eta}_{\lambda} = 1 + (\lambda - 1)(P - z\lambda),$$

где $P = 0,978 - 0,0267\varepsilon$; $z = 0,253 - 0,86 \cdot 10^{-2} \varepsilon$.

Уравнение для расчета коэффициента равномерности распределения топлива в камере сгорания

$$\bar{\eta}_p = 1 - 1 / F + 1 / [B(\lambda - 1) + F],$$

где $F = 2,206 + 0,0298\varepsilon$, $B = 18,46 - 0,858\varepsilon$.

Скоростной коэффициент $\bar{\eta}_n$ рекомендуется описывать уравнением вида

$$\bar{\eta}_n = c + b\bar{n} + d\bar{n}^2 ,$$

где c, b, d — коэффициенты.

Однако предложенная Д. А. Портновым методика не может считаться удачной, так как совершенно исключает взаимосвязь действительного и теоретического циклов. Кроме того, отдельные коэффициенты, входящие в уравнение (3), не учитывают взаимного влияния параметров рабочего процесса на закономерности изменения η_i .

Более правильное представление об индикаторном процессе и степени его совершенства можно получить, если индикаторный КПД представить в виде, рекомендованном С. И. Погодным [2].

При рассмотрении идеальных циклов, не имеющих потерь теплоты, кроме неизбежной ее отдачи холодному источнику, термический КПД определяется в зависимости от параметров идеального обобщенного цикла, у которого те же начальные параметры рабочего тела в начале сжатия, что и у реального цикла.

Рассмотрим цикл адиабатного двигателя, имеющего те же начальные параметры, что и реальный. Согласно первому закону термодинамики количество теплоты, подведенной в цикле, равно сумме

работы L_t , совершенной в цикле, и разности внутренних энергий рабочего тела в конце расширения U_{bt} и в начале сжатия U_a .

$$b_{\text{ц}} Q_{\text{н}} = L_t + (U_{bt} - U_a). \quad (4)$$

Для цикла двигателя внутреннего сгорания при отсутствии недожога топлива и утечек рабочего тела, можно записать

$$b_{\text{ц}} Q_{\text{н}} = L_i + Q_w + (U_b - U_a), \quad (5)$$

где L_i — работа в реальном индикаторном процессе; Q_w — количество теплоты, теряемой во время теплообмена; U_b — внутренняя энергия в конце индикаторного процесса.

Приравняв правые части уравнений (4) и (5) и разделив обе части на $b_{\text{ц}} Q_{\text{н}}$, получим уравнение эталонных индикаторных диаграмм

$$\eta_i + g_w + \frac{U_b - U_a}{b_{\text{ц}} Q_{\text{н}}} = \eta_t + \frac{U_{bt} - U_a}{b_{\text{ц}} Q_{\text{н}}},$$

или

$$\eta_i = \eta_t - g_w + \frac{U_{bt} - U_b}{b_{\text{ц}} Q_{\text{н}}}.$$

Если принять, что $\psi_i = q_w - \frac{U_{bt} - U_b}{b_{\text{ц}} Q_{\text{н}}}$, получим

$$\eta_i = \eta_t - \psi_i, \quad (6),$$

где η_t — термический КПД теоретического цикла с адиабатическим сжатием и расширением; ψ_i — относительные потери индикаторной работы в действительном цикле в относительных долях от теплоты, подведенной с топливом.

Относительную долю теплоты, передаваемой через стенки цилиндра можно определить по эмпирической зависимости, полученной из выражения теплового потока, предложенной А.К. Костиным [5].

$$q_w = b \frac{T_s F_w}{Q_{\text{н}} D^{2.5} (\eta_{\text{н}} S n)^{0.438}},$$

где b — коэффициент; F_w — площадь теплообмена; D , S — размеры цилиндра двигателя; n — коэффициент наполнения.

Как видно, определение доли потерь теплоты в стенки цилиндра представляет собой достаточно сложную задачу. Еще более сложной

задачей является определение внутренних энергий U_{bt} и U_b . Однако, имея результаты натурных испытаний различных типов дизелей, представляется возможным рассчитать значение величин ψ_i и η_t .

Термический КПД дизеля может быть представлен в виде

$$\eta_t = 1.985 \frac{l_0}{Q_H} \alpha \left[\frac{\mu_0 T_z}{k_2 - 1} (k_2 - \delta^{1-k_2}) - \lambda T_c - \frac{T_c - T_a}{k_1 - 1} \right],$$

где l_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива; μ_0 — коэффициент молекулярного изменения; T_z , T_c , T_a — температуры в характерных точках цикла, соответственно максимальная в конце процесса сгорания, в конце и начале адиабаты сжатия; k_1 , k_2 — показатели адиабат сжатия и расширения; δ — степень последующего расширения.

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

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

где $\Delta \eta_t = K_\varepsilon \Delta \varepsilon + K_\alpha \Delta \alpha + K_\lambda \Delta \lambda$.

Здесь K_ε , K_α , K_λ — коэффициенты влияния.

Температура T_a в уравнении не учитывается, так как ее влияние на термический КПД незначительно.

Характер изменения относительных потерь индикаторной работы ψ_i , входящих в уравнение, был установлен авторами путем обработки данных экспериментов, и выражается зависимостью

$$\frac{\psi_i}{\psi_{i0}} = \left(\frac{\alpha}{\alpha_0} \right)^{-a_1} \left(\frac{\lambda}{\lambda_0} \right)^{-a_2} \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} \right)^{a_3} \left(\frac{\gamma_s}{\gamma_{s0}} \right)^{a_4} \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-a_5},$$

где ψ_{i0} — эталонное значение относительных потерь, определяемое для прототипа.

Показатели степени, по мнению авторов, зависят от типа смесеобразования, характеристик топливной системы, охлаждения двигателя, параметров α , λ , ε , γ_s , характеризующих условия ведения индикаторного процесса. Значение коэффициентов $a_1 \dots a_5$ получены путем обработки статистических экспериментальных данных для средне- и быстроходных дизелей со струйным смесеобразованием.

$$a_1 = -0,8 + 0,3\lambda_{cp} + (4,1 - 1,5\lambda_{cp})\beta_{cp}, \quad (\beta = 1 / \alpha)$$

$$a_2 = -0,5 + (\lambda_{cp} - 1,5)^3, \quad a_4 = -0,13 + 0,031\gamma_{cp}^2;$$

$$a_3 = 0,2; \quad a_5 = 0,35 \dots 0,70$$

где $\beta_{cp} = 0,5(\beta + \beta_0)$; $\lambda_{cp} = 0,5(\lambda + \lambda_0)$; $\gamma_{cp} = 0,5(\gamma_s + \gamma_{s0})$.

Меньший из указанных показателей a_5 относится к дизелям при $S/D = 1,1 \dots 1,2$ и $\alpha = 1,8 \dots 2,2$, больший — к дизелям при $S/D \leq 1$, $\alpha = 1,5 \dots 1,6$.

Полученные экспериментальные данные в большей степени относятся к средне- и высокооборотным дизелям. Судовые дизели, в частности, малооборотные, имеют существенно большие значения соотношения $S/D = 2 \dots 3,7$. Кроме того, использование формул для определения индикаторного КПД требует большого числа предварительных расчетов основных показателей индикаторного процесса и эксплуатационных параметров двигателя. Существенным недостатком рассмотренных методик является необходимость пересчета коэффициентов и показателей степени в уравнениях, а также громоздкость расчета эталонного термического КПД для текущего эксплуатационного режима. Вместе с тем, следует отметить, что использование теоретических зависимостей, связывающих показатели рабочих процессов теоретических и реальных циклов позволить снизить погрешности определения нагрузки двигателей косвенными методами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Портнов Д.А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. — М.: Машгиз, 1963. — 638 с.
2. Погодин С.И. Рабочие процессы транспортных турбопоршневых двигателей. — М.: Машиностроение, 1978. — 312 с.
3. Фомин Ю.Я. Определение эффективной мощности дизеля по данным универсальной характеристики // Морской транспорт. Сер. Техническая эксплуатация флота: Экспресс-информация / — М.: Мортехинформреклама, 1986. — Вып. 17 (637). — С. 12-18.
4. Худов Н.И. Аппроксимация графических функций по Д.А. Портному для определения индикаторного КПД дизеля // Двигатели внутреннего сгорания: Сб. науч. трудов ХПИ. — Харьков, 1979. — Вып. 29. — С. 30-35.

-
5. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлив Л.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания. Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1978, – 222 с.

УДК 621.431.74

Логішев І.В., Бондаренко В.О.
ОНМА**МОДЕРНІЗАЦІЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА 6ЧСП 18/22
МОРСЬКОГО БУКСИРУ «ПРАВДИНСЬК»**

На замову судновласника морського буксиру «Правдинск» (порт Ізмаїл) з метою модернізації головного двигуна 6ЧСП 18/22 для підвищення його потужності було виконано наступні розрахунково-конструкторські роботи.

1. *Теоретично обґрунтовано підвищення потужності двигуна.* Для цього промодельовано на комп'ютері робочий процес цього двигуна з метою визначення приросту потужності при його наддуванні.

Тепловий розрахунок двигунів 6ЧСП 18/22 і 6ЧСПН 18/22 проводимо за методикою [1].

Вихідні дані та результати моделювання індикаторного процесу двигунів наведено відповідно в таблицях 1 і 2.

Таблиця 1. Вихідні дані моделювання індикаторного процесу

Показник	Позн.	6ЧСП 18/22	6ЧСПН 18/22
1. Діаметр циліндра	D	0,18	0,18
2. Хід поршня	S	0,22	0,22
3. Геометричний ступінь стискання	ε_c	13,4	12,1
4. R/L	λ	0,25	0,25;
5. Кут випередження упорскування	φ_0	-24	-24
6. Максимальний тиск згоряння	$p_{\max}$	5880	7350
7. Кут початку стискання	φ_a	210	208;
8. Кут початку випуску	φ_b	150	165
12. Циклова подача палива	$b_{\text{ц}}$	0,000187	0,000268
13. Нижча теплота згоряння	$Q_{\text{нр}}$	42700	42700
14. Тиск наддування	p_s	101	145
15. Температура наддування	T_s	303	305
16. Температура залишкових газів	T_r	700	700
17. Коефіцієнт залишкових газів	γ_r	0,08	0,06
18. Втрата тиску наддування	ξ_a	0,9	0,95
19. Підігрів від стінок	dT_s	10	10
20. Порівн. умовна T стінок	T_w	570	570
21. Показник якості згоряння	m_0	-0,205	-0,2
22. Тривалість тепловиділення	φ_{z0}	80	65
23. Частота обертання	n	750	750
24. Крок рахунку	dT	1	1

Таблиця 2. Результати моделювання індикаторного процесу

Показник	Позн.	6ЧСП18/22	6ЧСПН18/22
1. Середній індикаторний тиск	p_i	644	990
2. Питома витрата палива	b_i	0,184	0,176
3. Циліндрова індикаторна потужність	N_{ic}	22,52	34,62
4. Індикаторний ККД	η_i	0,45	0,47
5. Коефіцієнт надлишку повітря	α	1,90	1,95
6. Коефіцієнт наповнення	η_n	0,756	0,822
7. Кут початку горіння палива	$\varphi_{нг}$	-5,6	-7,5
8. Тиск у момент початку згоряння	$p_{нг}$	2570	3035
9. Максимальний тиск згоряння	p_{max}	5880	7440
10. Температура в момент початку згоряння	$T_{нг}$	920	1050
11. Максимальна температура циклу	T_{max}	1763	1924

Графічні характеристики робочого процесу двигунів наведено на рис. 1, де p — тиск газів у циліндрі; T — температура газів у циліндрі; χ — частка вигорілого палива; $dx/d\phi$ — швидкість тепловиділення.

За результатами моделювання індикаторного процесу двигунів 6ЧСП 18/22 та 6ЧСПН 18/22 на номінальному режимі з урахуванням механічного ККД 0,80 одержимо:

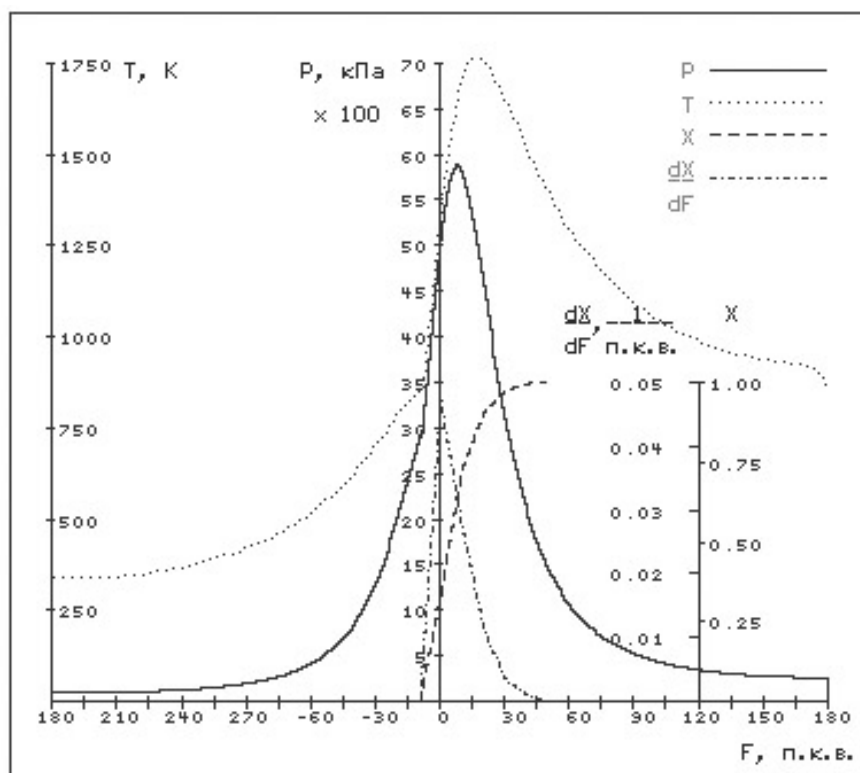
- 6ЧСП 18/22 — $n=750 \text{ хв}^{-1}$; $N_e=109,2 \text{ кВт}$;
- 6ЧСПН 18/22 — $n=750 \text{ хв}^{-1}$; $N_e=165,6 \text{ кВт}$.

Тобто наддування двигуна дозволяє підвищити його потужність на номінальній частоті обертання вала зі 110 кВт до 166 кВт.

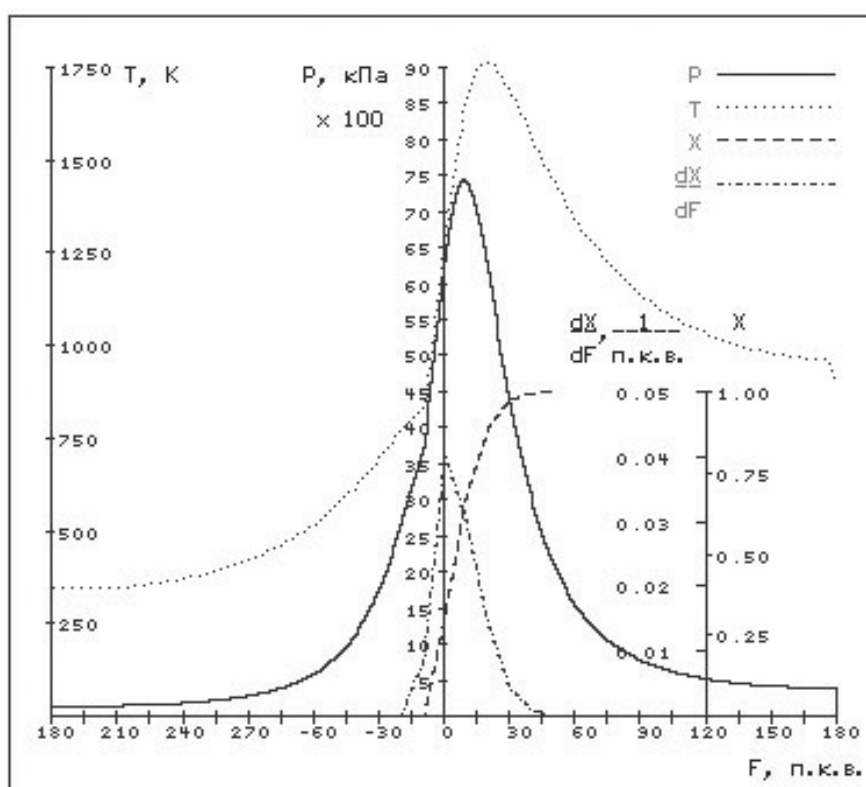
Слід врахувати, що двигун 6ЧСПН 18/22 є модернізацією дизеля 6ЧСП 18/22, який працює в складі дійсного пропульсивного комплексу судна. У цьому випадку двигуни будуть працювати по одній номінальній гвинтовій характеристиці і на номінальній частоті обертання 750 хв^{-1} . Але двигун 6ЧСПН 18/22 буде мати значний запас потужності ($\sim 55 \text{ кВт}$).

Збільшення потужності двигуна на номінальній частоті обертання вала дозволяє одержати:

- запас потужності на номінальній частоті обертання, необхідний у випадку погіршення зовнішніх умов плавання або технічного стану двигуна;
- можливість збільшення навантаження на головні двигуни (збільшення веза) на номінальній частоті обертання до досягнення номінальної потужності.



$p_z = 5,8 \text{ МПа}; N_{\text{ен}} = 18,2 \text{ кВт}$
6ЧСП 18/22



$p_z = 7,4 \text{ МПа}; N_{\text{ен}} = 27,6 \text{ кВт}$
6ЧСП 18/22

Рис. 1. Графічні характеристики робочого процесу двигуна до та після модернізації

У загальному випадку у межах малих відхилень можна прийняти

$$\frac{N_e^*}{N_e} = \left(\frac{n^*}{n} \right)^3.$$

2. Порівняно механічну напруженість двигуна до та після модернізації. Основними показниками механічної напруженості двигуна можуть бути:

- максимальний тиск згоряння, що визначає загальну механічну завантаженість двигуна;
- середня швидкість наростання тиску при згорянні палива, що характеризує динамічну навантаженість двигуна:

$$\omega_{cp} = \left(\frac{\Delta p}{\Delta \Phi} \right)_{cp} = \frac{p_{max} - p_{c1}}{\Phi_{max} - \Phi_{c1}} = \operatorname{tg} \alpha_c.$$

Для оцінки розбіжності теплового стану двигунів можна використати найпоширеніші критерії теплової напруженості.

- максимальна температура циклу, визначає загальний тепловий стан двигуна;
- критерій А. К. Костіна

$$q_k = b_k c_m^{0,5} \left(p_e b_e \frac{T_s}{T_0} \right)^{0,88} \left(\frac{D}{\eta_H p_s} \right)^{0,38};$$

- критерій М.К. Овсяннікова

$$q_o = b_o (p_s n)^{0,5} \left(\frac{\eta_H}{\alpha} \right)^{0,88}.$$

Результати числового моделювання дозволяють одержати необхідні параметри індикаторних процесів для порівняльного аналізу механічної й теплової напруженості двигунів 6ЧСП 18/22 і 6ЧСПН 18/22.

Порівняльний аналіз теплової напруженості двигунів 6ЧСП 18/22 і 6ЧСПН 18/22 зручно робити у відносному вигляді.

Тоді одержимо:

- критерій А.К. Костіна

$$\bar{q}_k = \frac{q_k^*}{q_k} = \left(\frac{p_i^* b_i^* T_s^*}{p_i b_i T_s} \right)^{0,88} \left(\frac{\eta_H p_s^*}{\eta_H^* p_s^*} \right)^{0,38};$$

- критерій М.К. Овсяннікова

$$\bar{q}_o = \frac{q_o^*}{q_o} = \left(\frac{p_s^*}{p_s} \right)^{0,5} \left(\frac{\eta_H^* \alpha}{\eta_H \alpha^*} \right)^{0,88}.$$

В результаті проведених розрахунків одержуємо:

$$\bar{q}_k = 1,19, \quad \bar{q}_o = 1,20.$$

Збільшення відносних показників теплової напруженості двигуна 6ЧСПН 18/22 порівняно з 6ЧСП 18/22 пояснюється, насамперед тим, що зросла у 1,5 рази потужність двигуна. Збільшення наддування дозволяє лише незначно знизити відносні показники теплової напруженості.

Через те, що двигуни працюють по одній і тій самій номінальній гвинтовій характеристиці у складі пропульсивного комплексу, відносні коефіцієнти теплової напруженості будуть нижче одиниці, що пояснюється появою наддування й поліпшенням параметрів робочого процесу в цілому. Для досягнення двигуном 6ЧСПН 18/22 номінальної потужності 165 кВт в складі наявного пропульсивного комплексу необхідно значно підвищити частоту обертання вала.

3. *Результати розрахунку зміни механічних напруг двигунів 6ЧСП 18/22 і 6ЧСПН 18/22 можна представити у вигляді*

$$\bar{\omega}_{cp} = \left(\frac{\omega_{cp}^*}{\omega_{cp}} \right).$$

За результатами моделювання індикаторного процесу одержуємо

$$\omega_{cp} = 1,21.$$

Збільшення динамічного навантаження на двигун відбувається в результаті покращення умов згоряння палива й збільшення циклової порції. Розрахунки виконано для номінальних режимів роботи двигунів 6ЧСП 18/22 і 6ЧСПН 18/22. Як було відзначено вище, модернізований двигун буде працювати на навантаженнях значно нижче від номінальних. Тоді динамічна складова не буде перевищувати номінальної величини для двигуна до модернізації.

4. *Зважаючи на те, що рухомі маси дизеля, валолінії й гвинта не було змінено, розрахунки крутильних коливань і відповідні випробування можна не робити, що узгоджується з вимогами Морського Регістру: «Подання розрахунку не потрібно, якщо документально підтверджено, що установка повністю аналогічна схваленій раніше або наявні в ній відмінності моментів інерції мас або піддатливості з'єднань не перевищують 10% і 5% відповідно [2].*

5. Розрахунок запасу міцності валолінії й гвинта здійснюється згідно вимогам [2]. Розрахунковий діаметр проміжного вала, мм, повинен бути не менше обумовленого формулою

$$d_{\text{пр}} = F \sqrt[3]{\frac{P}{n}},$$

де F — коефіцієнт, що приймається залежно від типу механічної установки, для механічної установки з ДВЗ $F=100$; P — розрахункова потужність на проміжному валу, кВт; n — розрахункова частота обертання проміжного вала, хв^{-1} .

Виконано розрахунок мінімально припустимого діаметра проміжного вала. Він показав наступне:

- дійсний діаметр проміжного вала $d = 100$ мм;
- мінімально допустимий діаметр проміжного вала до модернізації $d_{\text{пр1}} = 52,7$ мм;
- мінімально допустимий діаметр проміжного вала після модернізації $d_{\text{пр1}} = 57,7$ мм.

Таким чином, дійсний діаметр проміжного вала більше мінімально допустимого діаметра, що задовольняє вимогам Регістра.

6. Дообладнання дизелів 6ЧСП 18/22 системою наддування було виконано відповідно вимогам заводу-будівельника.

Для цього необхідно:

- 1) обладнати дизель системою наддування, що включає: забірник повітря, охолоджувач повітря, газотурбокомпресор, граничний вимикач, вихлопні труби, захисний кожух;
- 2) замінити кришки циліндрів, поршні, розподільний вал, охолодник води і мастила, трубний елемент охолодника мастила;
- 3) зробити невеликі зміни у трубопроводах охолоджувальної системи та системи мащення дизеля, щитка приладів тощо.

Витрачені кошти судновласником на модернізацію головного двигуна буксиру «Правдинськ» окупилися протягом трьох місяців.

ЛІТЕРАТУРА

1. Абоleshкин С.Е. Моделирование, расчет и анализ индикаторного процесса судового дизеля: Учебно-методическое пособие. – Одесса: ОНМА, 2003.
2. Российский Морской Регистр Судоходства. Правила классификации и постройки морских судов. Т. 2 – СПб, 2003.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М., Бузовский В.А., Шебанов А.Н.
ОНМА

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ЛУБРИКАТОРНОЙ СИСТЕМЫ В ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ УСЛОВИЯХ

Малоразмерные крейцкопфные дизели имеют хорошие перспективы по сравнению со среднеоборотными тронковыми дизелями благодаря повышенной способности работать на низкосортных тяжелых и вязких топливах, меньшим затратам на обслуживание.

В связи с новыми показателями отношения хода поршня к диаметру цилиндра у двигателей новых типоразмеров значительно увеличилась длина смазываемой части цилиндровой втулки, что требует особого внимания к вопросам эффективности работы лубрикаторных систем этих дизелей.

Изменения в конструкции коснулись и систем смазывания цилиндров. В результате испытаний проведенных фирмами, было установлено, что новые системы смазывания улучшают состояние цилиндропоршневой группы и обладают возможностью повышения экономических показателей работы двигателей по расходу дорогостоящих масел. Однако, как показала эксплуатация двигателей, применение новых систем не исчерпало все возможности улучшения распределения и эффективности использования масел. Как и прежде имеют место интенсивные износы деталей ЦПГ, натирки на втулках (рис. 1), поломка поршневых колец и закоксовывание окон.

Организация качественного смазывания трущихся деталей ЦПГ судовых дизелей обеспечивается за счет решения следующих основных задач [1]:

- обеспечение подачи дозированной порции цилиндрового масла непосредственно к поверхностям трения, в определенные моменты времени;
- создание масляной пленки равномерно распределенной по поверхности цилиндровой втулки, которая снижает к минимуму трения между втулкой и кольцами, а, следовательно, и их изнашивание;
- удаление из поверхностей трения продуктов сгорания, нагара, примесей, которые содержатся в топливе, частичек износа де-

талей и других компонентов путем постоянного восстановления масляной пленки;

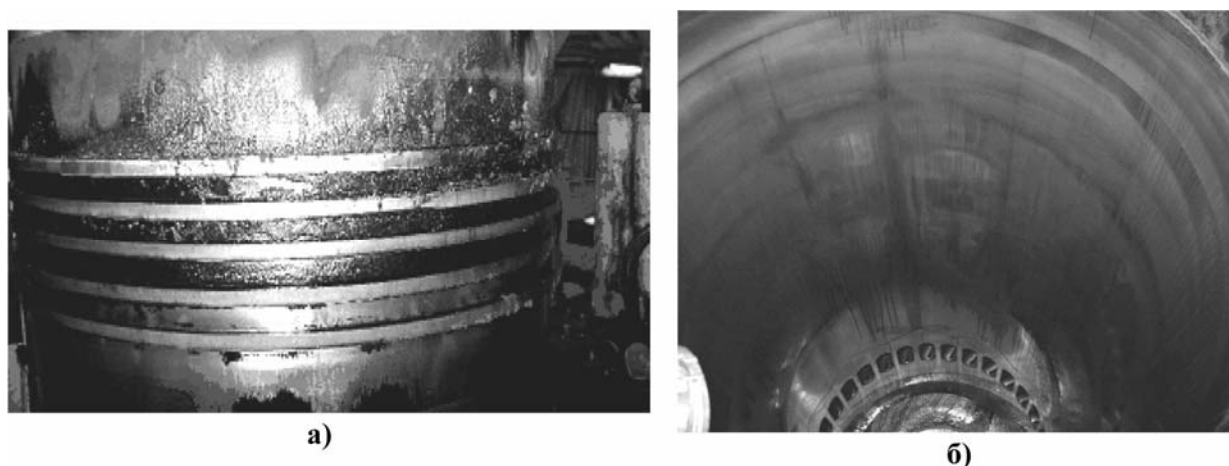


Рис.1. Нагары на поршне (а) и натиры на зеркале цилиндровой втулки (б)

Как показывает эксплуатация судовых дизелей, завышенные расходы масла приводят к увеличению продуктов загрязнения, образованию отложений на деталях ЦПГ (рис. 2 а, б), в продувочных окнах цилиндровой втулки, в продувочном ресивере и в газо-выпускном тракте. Наблюдается повышенное сбрасывание масла в подпоршневую полость.

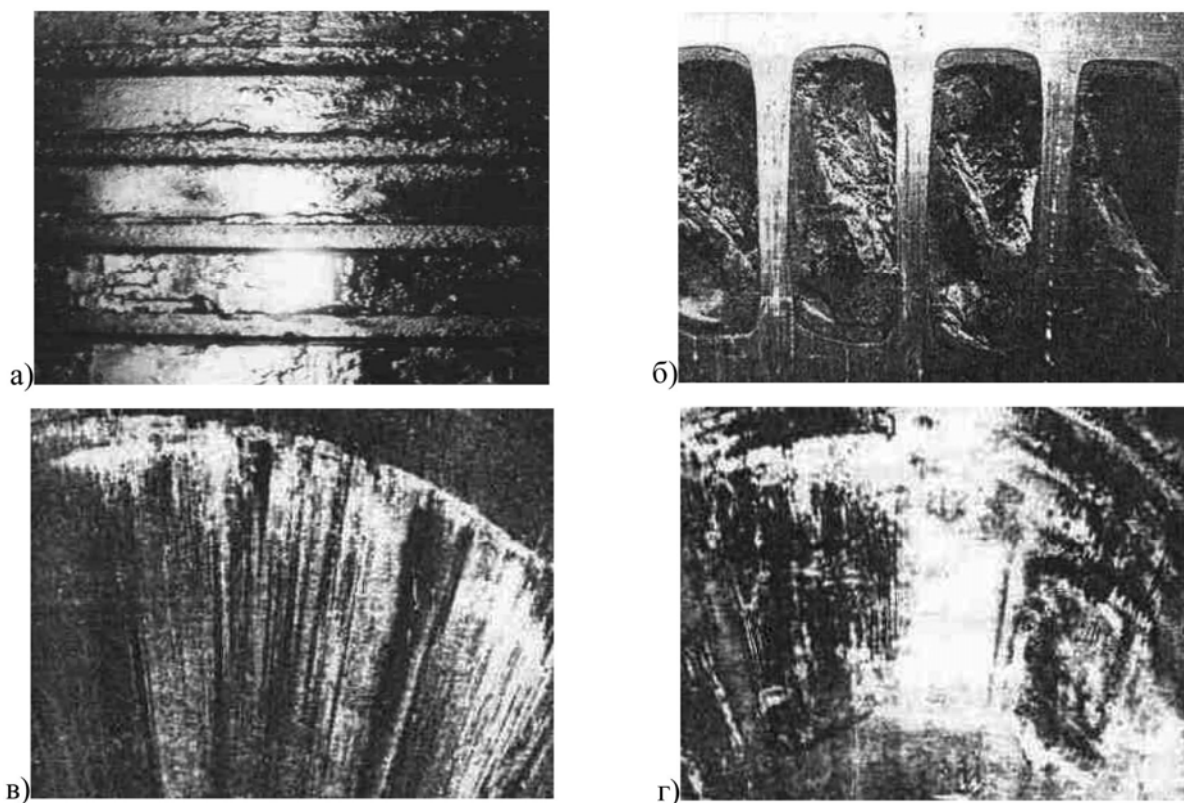


Рис. 2. Результаты неправильной дозировки масла: а, б — завышенная подача; в, г — заниженная маслоподача

В то же время, недостаточная подача смазывания служит причиной нарушения целостности масляной пленки на рабочей поверхности цилиндровой втулки (рис.2, в, г), и возникновения полусухого или сухого трения (появлению участков сухой поверхности на тронке поршня и зеркале цилиндра). Ухудшается подвижность, происходит защемление и пригорание поршневых колец.

Это сопровождается интенсивными износами, а иногда и "задирами" трущихся поверхностей, что приводит к вынужденным остановкам, снижает надежность и моторесурс дизелей.

Дизелестроительные фирмы применяют новые системы смазывания цилиндров, которые основаны на принципе впрыскивания определенного объема масла в цилиндр для каждого четырех (каждых пяти, шести, и т.д.) оборотов [2]. Кроме того, точный выбор времени впрыскивания, гарантирует (по мнению фирм), что все цилиндговое масло поступает непосредственно на поршневые кольца, где оно необходимо.

Анализ конструкции этих систем показывает, что фактически новым является:

- управляемый компьютером гидравлический привод плунжеров (вместо механического), что привело к изменению внешнего вида лубрикатора (рис. 3);
- обеспечение связи с нагрузкой двигателя.

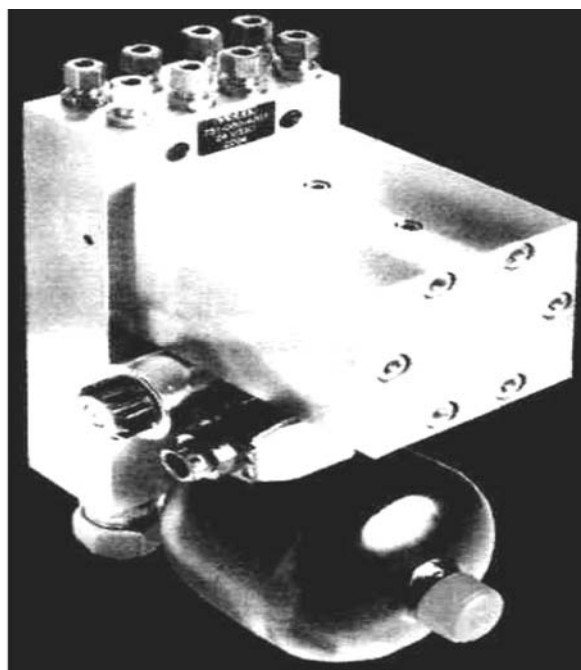
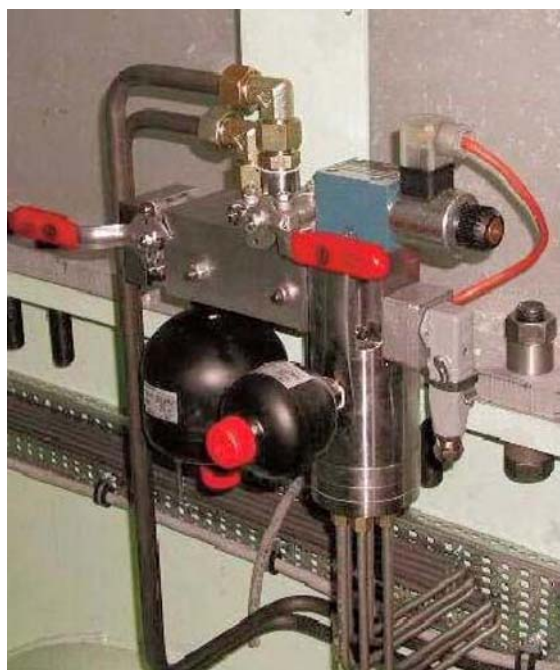


Рис. 3. Внешний вид блоков управления лубрикатором: а — двигатели MAN-B&W; б — двигатели RTA Zulser

Применение компьютера в электрической схеме лубрикатора создает предпосылки для регулирования порций масла в зависимости от процентного содержания серы в топливе и щелочного числа цилиндрического масла.

По нашему же мнению, имеющиеся натирки на поверхности зеркала втулки напротив маслоподводящих отверстий указывают на "выбросное" поступление масла и, как следствие этого, появление дорожек нагара на головке поршня (рис. 4), приводящих к заполнению зазора между поршнем и втулкой и возникновению абразивного износа.

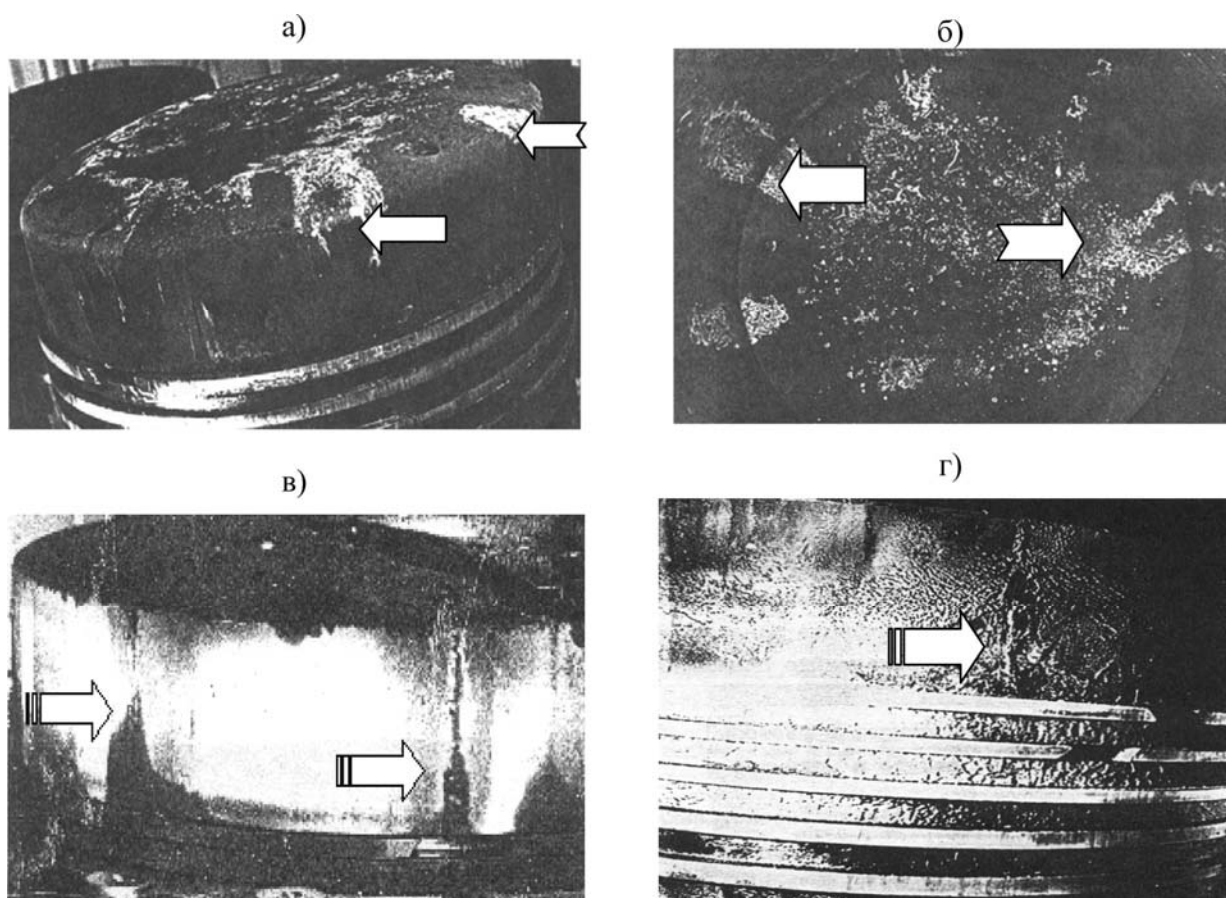


Рис. 4. Характер нагаров на поршне: а, б — днище поршня; в, г — боковая поверхность головки поршня

Известно, что существует взаимосвязь между содержанием серы в топливе и износом цилиндрических втулок. До некоторого критического содержания серы увеличение износа втулок происходит линейно. После критического значения содержания серы в топливе, происходит резкое увеличение износа.

Поэтому часто исследуется путь, при котором смазка, подающая в каждый цилиндр, изменяется как прямая или косвенная функция

содержания серы в поступающем топливе, в том же самом направлении, как и изменение содержания серы.

Однако целесообразнее непрерывно измерять содержание серы в поступающем топливе и изменять количество подаваемой смазки при изменении содержания серы.

Другое направление — когда для определения фактического износа деталей ЦПГ производится непрерывный контроль содержания железа в отработанном масле, который сравнивается с допустимыми значениями содержания железа в отработанной смазке как функция содержания серы в топливе, это дает возможность принимать необходимые меры в случае недопустимых отклонений.

На некоторых двигателях применяются лубрикаторы с устанавливаемыми на них блоками автоматического регулирования подачи масла (БАРМ).

Такой лубрикатор оборудован устройством — блоком, автоматически изменяющим цикловую подачу масла в цилиндры дизеля в зависимости от нагрузки.

В переписке специалистов (представителей судовладельца) с судовыми экипажами встречаются данные подтверждающие, как отмечалось выше, имеющее место поступление масла на головку поршня. Результат такой маслоподачи — нагары на головке поршня над первым компрессионным кольцом.

Ниже приводятся выдержки из сервисного письма "Дозировка цилиндрического масла":

"Как показывает опыт эксплуатации, несовместимость использования масел BN70 в случаях частого использования топлив с низким содержанием серы (0,8-1,5%), приводит в некоторых случаях к проблемам в состоянии цилиндропоршневой группы.

Главная проблема заключается в накоплении неиспользованных добавок цилиндрического масла, заканчивающаяся чрезмерными отложениями на поверхности поршня. Это приводит к увеличению износов, и к ситуации, при которой увеличение подачи масла не улучшает состояние ЦПГ. Напротив, увеличение смазки увеличивает формирование отложений на поршне..."

Многочисленные исследования подтверждают [3], что наличие таких нагаров на поршне есть не что иное, как результат неудовлетворительной работы системы смазывания цилиндров, а не накопление неиспользованных добавок цилиндрического масла (как отмечается в письме).

Оказывается, что у всех дизелей, независимо от перечисленных существующих особенностей лубрикаторных систем, на головках поршней выше первого кольца напротив маслоподводящих отверстий имеются одинаковые следы встречи масла с поршнем (см. рис. 4).

Эти следы, в сочетании с результатами осциллографирования, ставят под сомнение соответствие времени поступления масла в цилиндр периоду открытия невозвратного клапана.

Исследования процесса маслоподдачи электронной системой, применяемой на двигателях RTA Sulzer, осуществлялись в эксплуатационных условиях на различных режимах работы. Визуальные наблюдения и кинокадры, полученные на двигателе, показывают, что под действием импульса давления газов, действующего из рабочего цилиндра, на свободной поверхности масла, находящегося в канале, возникает волновое движение, обуславливающее замыкание газовых объемов. При резком падении давления у среза канала под действием энергии расширения замкнутых объемов газа движение формируется из канала к цилиндру и сопровождается поступлением части масла со значительной скоростью за пределы среза канала.

Осциллографированием процесса подачи масла (рис. 5) установлено, что пополнение канала происходит в результате нагнетательного хода плунжера, после чего с запаздыванием происходит выход основной части масла на зеркало в течение одного – двух оборотов, а затем наступает перерыв в подаче до следующего нагнетательного хода плунжера.

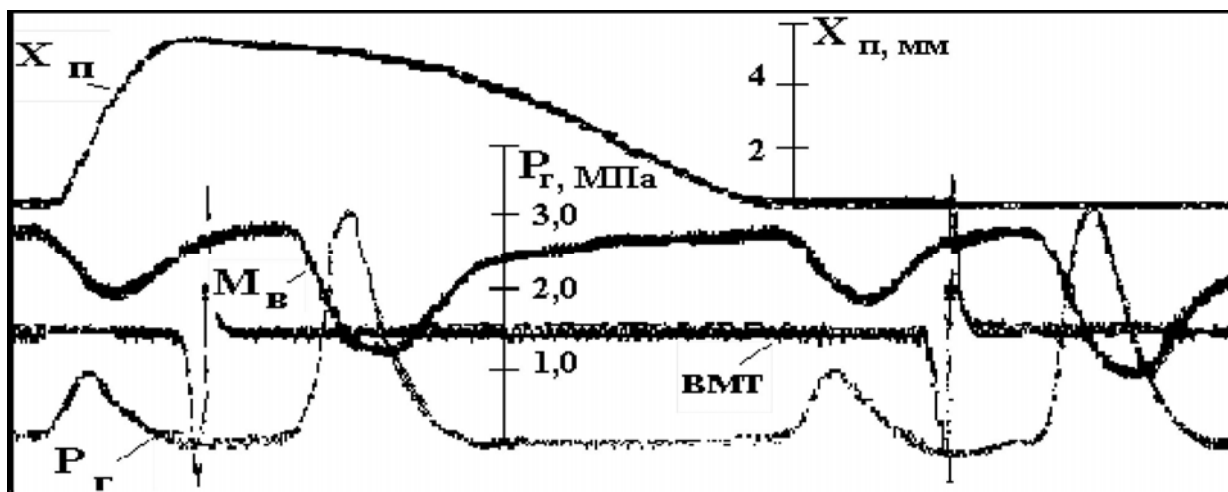


Рис. 5. Осциллограмма процесса маслоподдачи: X_p — ход плунжера; P_g — давление газов; M_b — момент истечения масла; BMT — отметка верхней мертвой точки

Таким образом, количество оборотов, в течение которых пополняется канал, близко к количеству оборотов, на которых происходит

основная подача масла в цилиндр. На режимах снижения мощности отмечалось струйное истечение масла (рис. 6) за пределы маслоподводящего отверстия с траекторией, достигающей нескольких десятков миллиметров, и обуславливающее его заброс на головку поршня. Повышение мощности двигателя и соответствующее этому увеличение давления газов, противодействующих истечению масла в цилиндр, сопровождалось появлением периодов, в течение которых наблюдались перерывы в подаче смазки.



Рис. 6. Кинокадры движения масла за пределами канала

Особенно резко они проявляются на маневренных режимах, сопровождающихся частыми пусками и остановками двигателей.

Выполненные экспериментальные исследования системы смазывания двигателей RTA Sulzer позволили установить ее основные недостатки, к которым относятся:

- значительная неравномерность расхода масла по оборотам в течение всего периода маслоподачи на установившемся режиме работы двигателя;
- струйное поступление масла в полость цилиндра на переходном режиме снижения мощности двигателя;
- перерывы в подаче масла на зеркало цилиндра при повышении мощности двигателя;
- неудовлетворительное распределение смазки по окружности цилиндровой втулки, вследствие поступления мимо маслораспределительных канавок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Богач В.М., Пилюгин А.С., Довиденко Ю.Н. Характеристики маслоподачи аккумуляторной системы двигателей RND "Зульцер" // Двигатели внутреннего сгорания: Экспресс-информация. – М.: ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, 1988, 4-88-2. -С. 2-8.

2. Задорожный А.А. Повышение эффективности систем смазывания цилиндров судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 14. – Одесса: ОНМА. – С. 79-91.
3. Богач В.М., Задорожный А.А., Колиев И.Д. Экспериментальный стенд и методика исследований систем смазывания цилиндров СДВС // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – № 12. – Одесса: ОНМА. – С.11-22.

УДК 536.24:621.791.55

Лебедев Б.В.
ОНМА

ФИЗИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ СРЕДСТВ ТРАНСПОРТА ПАЯЛЬНО-СВАРОЧНЫМИ МАТЕРИАЛАМИ

В последние годы значительно возрос интерес к ремонтно-восстановительным технологиям в различных областях эксплуатации различных транспортных средств. Связано это с двумя основными причинами — необходимостью поддерживать оборудование средств транспорта в рабочем состоянии и относительной дешевизной этих работ по сравнению с закупкой новой техники. Сложившаяся в настоящее время экономическая ситуация в большинстве случаев не позволяет приобретать новое оборудование и комплектующие взамен устаревшему, обветшавшему [1], что остро ставит вопрос восстановления деталей транспортных средств.

Одним из наиболее распространенных способов восстановления деталей машин является восстановление рабочих поверхностей путем наплавки. Ее использование при ремонте позволяет решать следующие задачи.

- Восстановление геометрии – восстановление рабочих поверхностей штока, ремонт плунжера, ремонт вала, втулок, восстановление посадочных мест и пр. (Последующая механическая позволяет вернуть детали исходную геометрию).
- Создание коррозионно-стойкого покрытия – на поверхность наносится нержавеющий металл, близкий по электрохимическим характеристикам к материалу детали. В особо агрессивных средах применяются двухслойные покрытия. При необходимости подбирается материал, защищающий и от коррозии, и от эрозионного износа.

Покрытия, полученные наплавкой, характеризуются отсутствием пор, высокими значениями предела пропорциональности и предела прочности на разрыв. Адгезия этих покрытий соизмерима с прочностью материала детали.

На сегодняшний день наиболее распространенные: электродуговая наплавка под слоем флюса, в среде защитных газов; вибродуговая, плазменная, электромагнитная, лазерная, наплавка и др. [2 - 5].

Все эти способы наплавки не лишены определенных недостатков. К ним, в первую очередь, относится необходимость использования

сложного и дорогостоящего оборудования, на котором должен работать высококвалифицированный персонал. Это можно обеспечить только в стационарных условиях при хорошей энергообеспеченности. На практике же довольно часто возникают ситуации, когда необходимо произвести ремонт оперативно, например, в период рейса судна.

С этой точки зрения наплавка энергонезависимыми сварочными средствами обеспечивает значительные преимущества по сравнению с другими сварочными технологиями, связанными с ремонтом СТС.

Являясь "квазиэлектродами", термохимические сварочные и режущие стержни не требуют для своего использования никакого сварочного оборудования и никаких внешних источников энергии

При использовании этих средств не требуется специальная подготовка квалифицированного персонала. Требования, предъявляемые охраной труда к защитной одежде и другим средствам защиты, также значительно ниже, чем при обычной сварке и наплавке.

Основным условием для осуществления процесса сварки или наплавки поверхности необходимо подвести к зоне наплавки определенное количество энергии, которое должно быть достаточным как для расплавления основного материала, так и компенсации тепловпотерь.

В случае же использования экзотермических средств их Тепловая мощность должна быть определена заранее как можно точнее, так как от ее значения будет зависеть выбор экзотермического стержня, его габариты, строение и химический состав.

Исходя из технологии изготовления и применения, экзотермические стержни можно разделить на 3 группы:

- безгазовые, выделяющие термитный металл, – по существу чистые термитные стержни, причем термитный металл служит средой нагрева детали;
- сложные экзотермические, выделяющие многокомпонентный состав в виде термитного металла, газов, шлаков и легирующих элементов, причем весь этот состав является средой нагрева детали;
- экзотермические из высокоэнергетичных металлов и сплавов, горящие в струе кислорода; эти стержни выделяют только расплавленный оксид, который и является нагревательной средой.

Горение теплоэнергетических средств (ТЭС) – характеризуется:
а) наличием подвижной зоны реакции, имеющей высокую температуру и отделяющей ещё не прореагировавшие вещества от продук-

тов горения; б) отсутствием скачка давления в зоне реакции, что существенно отличает процесс горения от процесса взрыва.

Горение ТЭС — это окислительно-восстановительная реакция, в которой окисление горючих компонентов идет одновременно с восстановлением окислителей. Оно может быть: а) гетерогенным — горение топлива за счет кислорода воздуха, и б) гомогенным — горение индивидуальных взрывчатых веществ или гомогенных смесей.

Постоянство горения ТЭС осуществляется теплопередачей из зоны реакции к зонам, в которых идет подготовка к процессу горения. На этом же принципе основано и воспламенение ТЭС. Для возникновения горения необходимо создать местное повышение температуры в составе, что обычно достигается непосредственным воздействием на определенный участок смеси высокой температуры (горящего воспламеняющего состава).

Исходя из технологических требований, химический состав ТЭС должен обеспечить следующее.

1. Необходимую тепловую мощность для сварки изделий определенной толщины.
2. Необходимый химсостав присадочного металла для обеспечения прочного шва.
3. Необходимый химсостав шлаков, обеспечивающий температуру кристаллизации шлака ниже температуры кристаллизации присадочного металла, для того, чтобы жидкий шлак вытеснялся из кристаллизующегося металла в процессе остывания.

Опытным путем было установлено, что в шлаке должна быть составляющая с низкой температурой кристаллизации, которая будет выносить из кристаллизующегося металла твердый шлак.

Расчеты теплоты сгорания ТЭС сводятся в общем случае к аналитическому определению количества теплоты, необходимого для наплавки металла на воздухе стержнями первой группы.

Тепловую мощность можно подсчитать с достаточной степенью точности, используя классические представления [6], т. е. рассматривая процесс нагрева поверхности детали некоторым сосредоточенным источником тепла. Тогда выражение для расчета условной тепловой мощности источника тепла можно представить в виде:

$$q = \frac{3T_{\varepsilon}D^{1,05}v^{0,5}}{\eta \cdot \exp\left(\frac{-z^2v}{4\alpha D}\right)}, \quad (1)$$

где T — температура К; D — диаметр стержня, м; ε — коэффициент тепловой активности Дж/(м²·К^{0,5}); v — скорость перемещения стержня вдоль шва, м/с; z — толщина металла, м; α — коэффициент температуропроводности, м²/с; η — КПД.

Как видно, в формуле (1) КПД термитного стержня не известен. Для его определения необходимо рассмотреть процесс его нагрева при данном виде наплавки. Так как теплоперенос осуществляется расплавленной смесью металла, приближенно можно считать, что он идет по следующей схеме: а) перегрев металла до температуры 2600...2800 °С в ядре реакции, б) перенос металла на холодную поверхность детали, кристаллизация части металла с выделением теплоты кристаллизации, в) теплообмен между кристаллизованным и свариваемым металлом.

Учитывая, что часть металла, попадающая на холодную поверхность свариваемого изделия, кристаллизуется с высокой скоростью, этот процесс теплообмена может быть описан с достаточной корректностью граничными условиями четвертого рода. В этом случае КПД термитного стержня будет равен:

$$\eta = \frac{\varepsilon_T}{\varepsilon_T + \varepsilon_M}, \quad (2)$$

где ε_T , ε_M — коэффициенты тепловой активности металла ($\varepsilon = \sqrt{\lambda C \rho}$) свариваемой детали и металла из ядра экзотермической реакции измеряемый в кг/(К·с^{2,5}) [8].

Выражение (2) показывает, что тепловой КПД термитного стержня тем выше, чем больше разность между коэффициентами тепловой активности выделяющегося и свариваемого металла.

Расчеты по выражениям (1) и (2) мощности сварочного стержня (представленные на рис. 1) показывают, что для нагрева до одинаковой температуры образцов одинаковой толщины, термитный стержень с железным термитом должен обладать мощностью в 1,4 раза большей, чем такой же стержень с медным термитом.

Как видно из расчетов (рис. 1), получение высоких температур нагрева свариваемого материала за счет использования стержня с термитом выделяющим сталь, сопряжено со значительными проблемами, так как для наплавки изделий из железоуглеродистых сплавов температура нагрева должна составлять 1550 °С, что потребует

очень большой тепловой мощности, получение которой при использовании экзотермического термитного стержня требует весьма больших размеров последнего.

Более рациональным является применение термитов выделяющих медь.

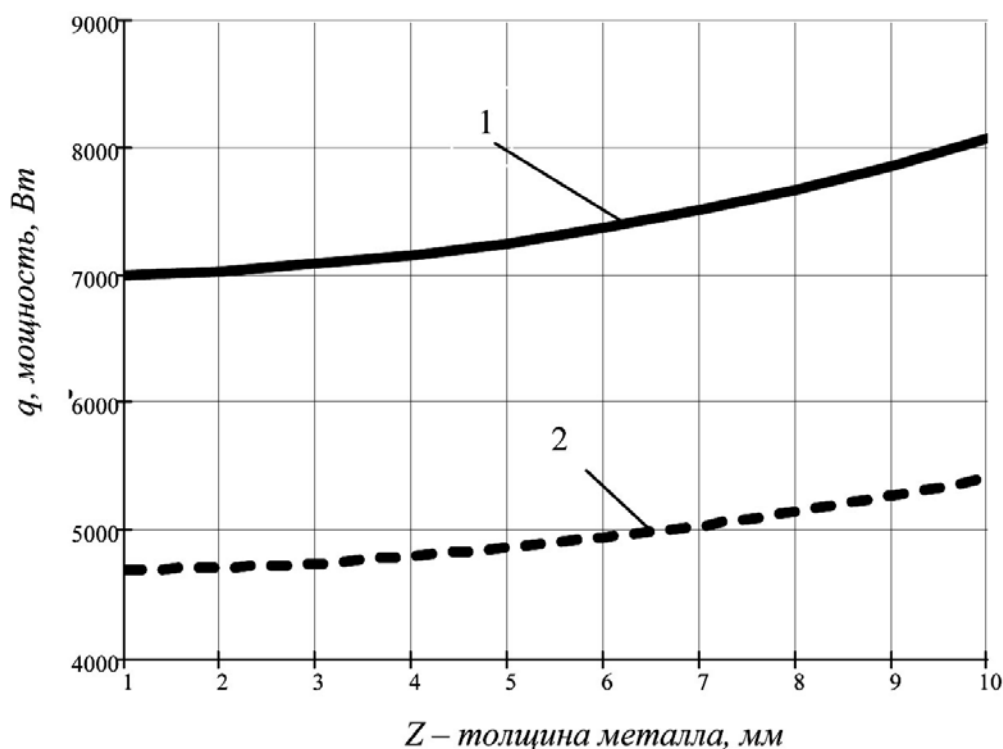


Рис. 1. Необходимая тепловая мощность термитных стержней, выделяющих: 1 — сталь; 2 — медь (для сварки-резки стали)

При наплавке значительное влияние на процесс оказывает не только мощность теплового источника, но и время, за которое устанавливается необходимая температура нагрева — время теплового насыщения.

В настоящей работе время теплового насыщения определялось путем моделирования процесса повышения температуры свариваемого металла (рис. 2 и 3) с учетом теплообмена по граничным условиям четвертого рода [7].

$$T_{M(Z,\tau)} = \frac{(T_{OT} - T_{OM}) \varepsilon_T}{\varepsilon_T + \varepsilon_M} \left[1 - \exp\left(-\frac{v^2 \tau}{4\alpha}\right) \right] \cdot \left[1,26 \cdot \exp\left(-\frac{z}{2\sqrt{\alpha\tau}}\right) \right], \quad (3)$$

где: T_{OT} , T_{OM} — начальные температуры свариваемого и термитного металлов; ε_T и ε_M — коэффициенты тепловой активности свариваемого и термитного металлов; Z — толщина свариваемого металла; τ — время нагрева.

Результаты расчетов приведены на рис. 2 и 3.

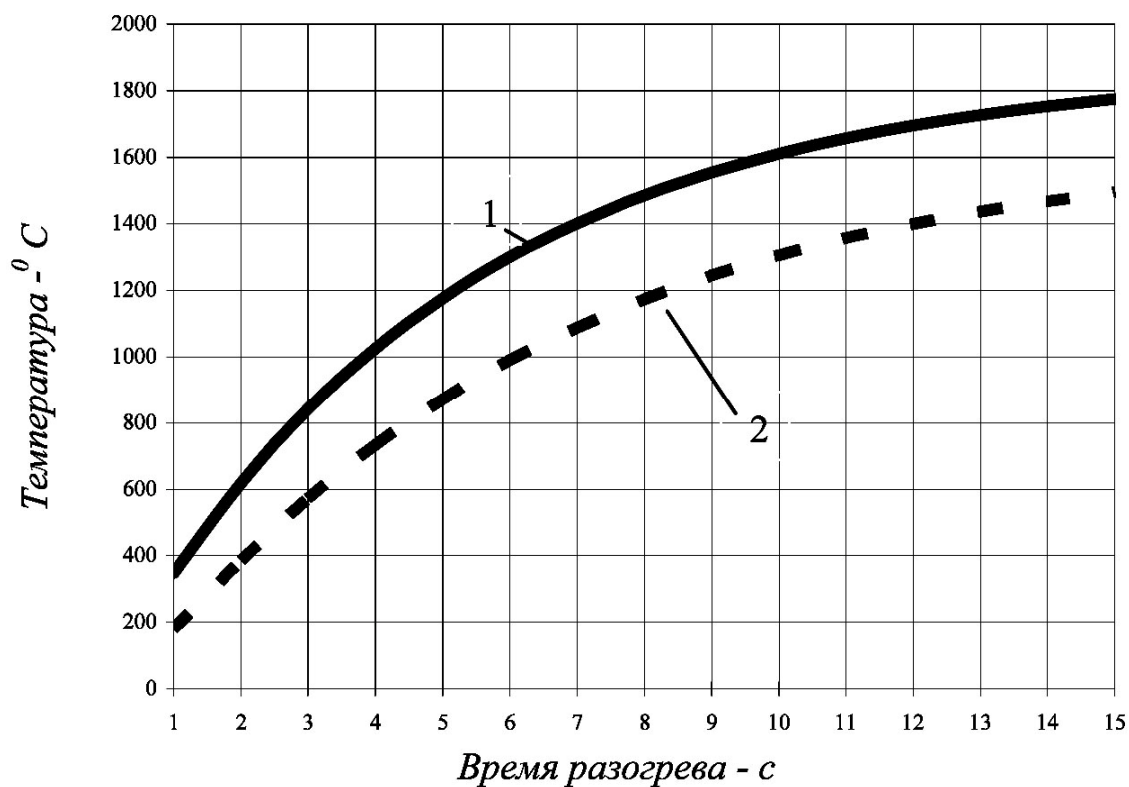


Рис. 2. Зависимость температуры стальной подложки, при наплавке стержнем, выделяющим медь, от времени разогрева: 1 – на поверхности; 2 – на глубине 3 мм

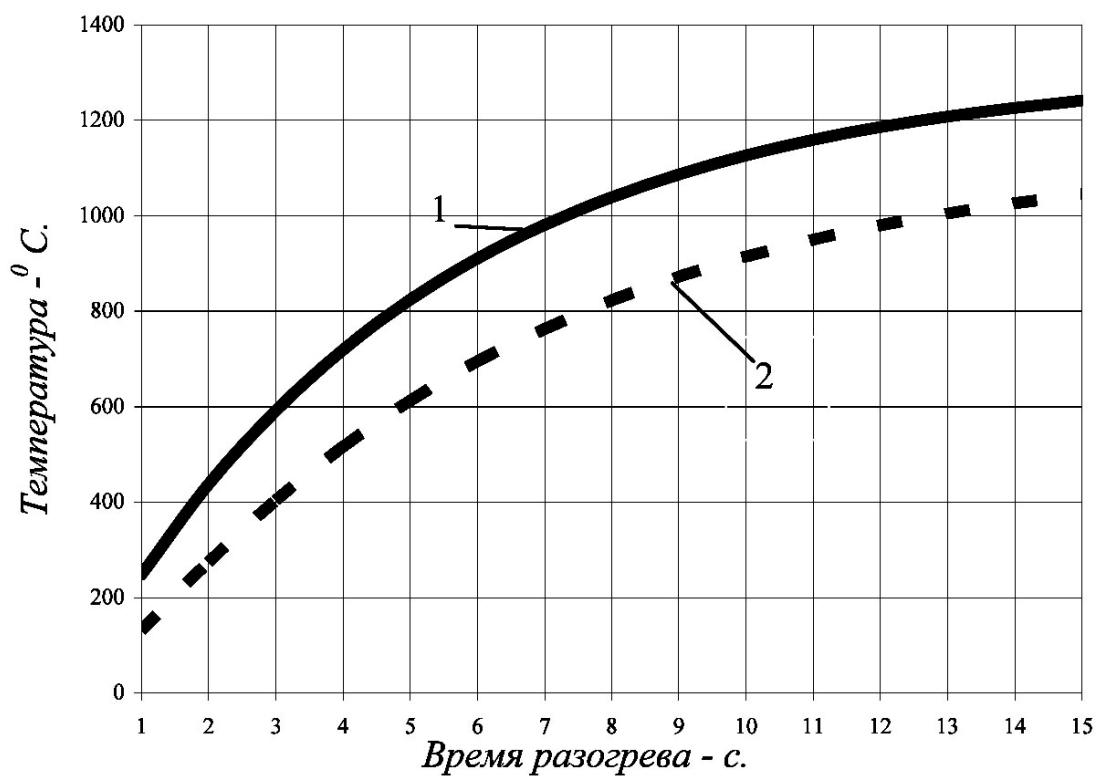


Рис. 3. Зависимость температуры стальной подложки от времени разогрева при наплавке стержнем, выделяющим железо: 1 – на поверхности; 2 – на глубине 3 мм

Как видно, в системах "медь – сталь" нагрев металла на глубинах 3...4 мм до температуры плавления меди или даже до температуры плавления стали осуществляется за приемлемый промежуток времени до 15 с и может быть сокращен за счет большего перегрева термитного металла при использовании соответствующей рецептуры.

Термитные стержни системы "железо – сталь", имеющие обычную длину 150...200 мм, при наиболее распространенных скоростях горения 5...8 мм/с не могут обеспечить разогрев свариваемого металла до необходимой температуры за время своего горения, в результате чего наплавка невозможна.

ВЫВОДЫ.

Основываясь на вышеизложенном, можно утверждать, что термохимические сварочные средства являются перспективной разработкой для оперативного ремонта и восстановления деталей транспортных средств в условиях эксплуатации.

Разработка и усовершенствование научно обоснованной методики расчета характеристик сварочных термохимических стержней является актуальной и многоплановой задачей.

Основная проблема, возникающая при разработке термохимических средств — недостаточная мощность, выделяемая в процессе реакции горения.

Исследования должны быть направлены как на разработку новых, более энергоемких смесей для ТЭС так и на повышение термодинамической мощности уже существующих ТЭС другими (физическими) методами.

Отдельной областью исследований должна стать разработка и усовершенствование технологии применения энергонезависимых средств для восстановления деталей средств транспорта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пантелеенко Ф.И. Восстановление деталей машин: Справочник / Ф.И. Пантелеенко, В.П. Лялякин, В.П. Иванов, В.М. Константинов; Под ред. В.П. Иванова. – М.: Машиностроение, 2003. – 672 с.
2. Восстановление изношенных деталей автоматической вибродуговой наплавкой. – Челябинск: Кн. изд., 1956. – 207 с.
3. Восстановление изношенных деталей наплавкой трубчатыми электродами. – М.: ЦБТИ, 1960. – 33 с.

4. Сидоров А.И. Восстановление деталей машин напылением и наплавкой. / А.И. Сидоров. – М.: Машиностроение, 1987.
5. Гусенков А.П. Методы и средства упрочнения поверхностей деталей машин концентрированными потоками энергии. / А.П. Гусенков – М.: Наука, 1992.
6. Рыкалин Н. Н. Расчеты тепловых процессов при сварке / Н. Н. Рыкалин – М.: Гос. науч.-техн. издат. машиностроит. лит-ры, 1987. – 298 с.
7. Лыков А.В. Теория теплопроводности / А.В. Лыков – М.: Высшая школа, 1967. - 600 с.
8. Лебедев В.Г. Шлифование зубчатых колес абразивными, алмазными и эльборовыми кругами / В.Г. Лебедев. – К.: Техника, 1973. – 48 с.

УДК 681.5

Левинский В.М., Левинский М.В.
ОНАПТ, ОНМА

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОНТРОЛЛЕРОВ SIMATIC ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ ВЯЗКОСТИ ТЯЖЕЛОГО ТОПЛИВА

Процессы подготовки тяжелого топлива для дизельных двигателей судов предусматривают поддержание требуемой вязкости в цистернах запаса и при сепарации, причем точность поддержания вязкости должна быть достаточно высокой. Такую точность способны обеспечить системы автоматического регулирования, реализованные на современных микропроцессорных контроллерах.

Широкая номенклатура выпускаемых изделий требует от инженеров и проектировщиков, использующих продукцию SIMATIC, изучения значительного объема технической документации [1].

Основная задача настоящей статьи — показать пример практической реализации системы автоматического регулирования вязкости на базе контроллеров SIMATIC, что позволит сократить время на их изучение.

Для процессов регулирования в установках с высокими требованиями к быстродействию, надежности, резервированию используются аппаратные регуляторы, являющиеся автономными регулирующими устройствами. Программные регуляторы реализуют на базе центральных процессоров (CPU) контроллеров S7-200, S7-300, S7-400. Они уступают аппаратным регуляторам по быстродействию и надежности, т.к. при отказе или зависании процессора не могут далее выполнять свои функции. Поэтому сегодня в системах управления агрегатами и установками на передний план выходят смешанные формы регуляторов (управляющие программные регулирующие структуры с подчиненными резервными аппаратными регуляторами).

Для облегчения знакомства с продукцией SIMATIC в области регулирования, целесообразно вначале изучить понятия и определения, а также условные обозначения, принятые в стандартах Германии, международных нормах IEC 1131-3, сопоставив их с понятиями, определениями и обозначениями, принятыми в отечественной литературе.

В таблице 1 показаны некоторые примеры взаимосвязи понятий и их обозначение в SIMATIC.

Таблица 1. Примеры взаимосвязи понятий и их обозначение в SIMATIC

Значение формульного обозначения	Обозначение по DIN 19226 или DIN 19221	Обозначение по SIMATIC S7	Понятие в международном употреблении
Интервал считывания (период квантования)	T_A	CYCLE	Sample time
Номинал (заданное значение)		SP	Set point
Действующее значение (регулируемой координаты)		PV	Process value
Регулирующая разность (сигнал ошибки)	$u(t)$	ER	Error signal
Управляющее значение (сигнал управления)	$V(t)$	LMN	Loop manipulated value
Коэффициент передачи (регулятора)	K_p	GAIN	Gain
Время установки (время изодрома)	T_n	TN	Reset time
Упреждение (время предварения)	T_v	TV	Rate time
Постоянная времени задержки	T_1	TM_LAG	Delay time

Передаточная функция ПИД-регулятора в обозначениях SIMATIC примет вид:

$$W(s) = \frac{LMN(s)}{ER(s)} = GAIN \left(1 + \frac{1}{TN \cdot s} + \frac{TV \cdot s}{TM_LAG \cdot s + 1} \right)$$

В зависимости от требований к качеству регулирования, динамике процесса, надежности системы, используемых исполнительных устройств и сенсоров, средств сетевого обмена проектировщик может выбрать определенный продукт SIMATIC, исходя из данных таблицы 2 [2].

При большом количестве контуров регулирования (до 8 у SIMATIC S7-300 и до 16 у SIMATIC S7-400) и невысоких требованиях к динамической точности регулирования предпочтительнее программные решения. Там же, где выставлены высокие требования к динамике, надежности, качеству регулирования, предпочтительнее использовать функциональные модули FM x55.

При любом виде реализации ПИД-регулятора непрерывные нормированные входные электрические сигналы действующего значе-

Таблица 2. Примеры продуктов SIMATIC

Продукт	Вид реализации	Форма поставки	Преимущества
PID Control в S 7-200	Программная	Составная часть STEP 7-MicroWIN	PID - регулятор для простых задач регулирования
PID Control в STEP 7	Программная	Составная часть STEP 7	PID - регулятор для простых задач регулирования
PID Control в CFC	Программная	Составная часть CFC	PID - регулятор для простых задач регулирования
PID Temperature Control в STEP 7	Программная	Составная часть STEP 7	PID – регулятор для регулирования температуры со встроенной автонастройкой, аналоговым либо импульсным выходом
Standard PID Control	Программная	Оptionный пакет	PID- регулятор с подготовленной регулирующей структурой от простых до средних задач с 5 примерами
Modular PID Control	Программная	Оptionный пакет	Модульный набор для комплексных задач регулирования, короткое время установки и минимальная потребность в памяти, 12 примеров
PID Self-Tuner	Программная	Оptionный пакет	Функциональный блок для автоматической самонастройки в реальном времени температурных PID-регуляторов, Standard PID Control и FMx55, 3 примера
Fuzzy Control	Программная	Оptionный пакет	Легкое внесение информации о процессе для параметрической адаптации PID-регуляторов
FM 355 C FM 355 S	Аппаратная	FM 355C, FM 355 S с пакетом проектирования	Набор подготовленных структур регулирования с возможностью резервирования, плата согласования с периферией
FM 355-2 C FM 355-2 S	Аппаратная	FM 355 2 C, FM 355 2 S с пакетом проектирования	Усовершенствованный набор с интегрированной автооптимизацией объектов температурного регулирования (нагрева / охлаждения)
FM 455 C FM 455 S	Аппаратная	FM 455 C, FM 455 S с пакетом проектирования	Набор подготовленных структур регулирования с возможностью резервирования, плата согласования с периферией

ния регулируемой координаты либо заданного значения в модулях аналогового ввода или в функциональных модулях преобразуются в дискретные цифровые сигналы, которые далее часто нормируются в диапазоне 0...100%. После вычислений в CPU управляющий сигнал LMN в модуле аналогового вывода вновь преобразуется в непрерывный электрический сигнал и изменяет положение пропорционального исполнительного механизма.

Для управления нагревателями и другими неинтегрирующими исполнительными механизмами с двумя состояниями «Вкл» и «Выкл» сигнал LMN подвергается широтно-импульсной модуляции (ШИМ) и подается на один из дискретных выходов контроллера.

Управление положением интегрирующего исполнительного механизма в SIMATIC, как правило, осуществляется по отдельному алгоритму релейного ПИД-регулятора с трехпозиционной характеристикой и сигнал LMN в этом случае преобразуется в двуполярные ШИМ сигналы “больше” (QLMNUP) и “меньше” (QLMNDN), которые подаются на два дискретных выхода. В качестве дополнительного параметра в алгоритме учитывается время установки (время полного хода) MTR_TM электродвигателя исполнительного механизма.

Для объектов управления с запаздыванием и стабильной асимптотической переходной характеристикой параметры ПИД-регулятора можно определить автоматически в реальном времени, используя опционный пакет PID Self-Tuner.

Первоначальное знакомство с регулированием в SIMATIC целесообразно провести на основе примеров программ, например из пакета PID Temperature Control в STEP 7. Для этого достаточно в программе SIMATIC Manager открыть пример zEn01_13_Step7_PID-Temp, в котором предложены 5 вариантов программной реализации ПИД-регулятора.

Выбор данного пакета не случаен, так как, с одной стороны, он содержит в своем составе функциональный блок FB58 “TCONT_CP”, в котором интегрированы алгоритмы ПИД-регулирования, самонастройки и ШИМ-преобразования, а, с другой стороны, он содержит также блок данных DB58, в котором параметры этих алгоритмов можно просматривать и редактировать не только в табличном виде, а и с помощью графического интерфейса.

С руководством пользователя пакета PID Temperature Control [3] на русском языке можно ознакомиться на сайте [4] по идентификационному номеру документа A5E00125039-01.

Рассмотрим более детально пример реализации программного ПИД-регулятора для управления процессом нагрева на базе контроллера SIMATIC S7-300 CPU 313C-2DP. Последовательность действий может быть такой:

а) выполнить электрические подключения датчика к модулю ввода-вывода аналоговых сигналов SM 334 и промежуточного реле, управляющего нагревателем, к дискретному выходу контроллера;

б) с помощью программы HW Config, входящей в состав пакета Step 7, провести конфигурирование аппаратной части проекта как показано на рис. 1;

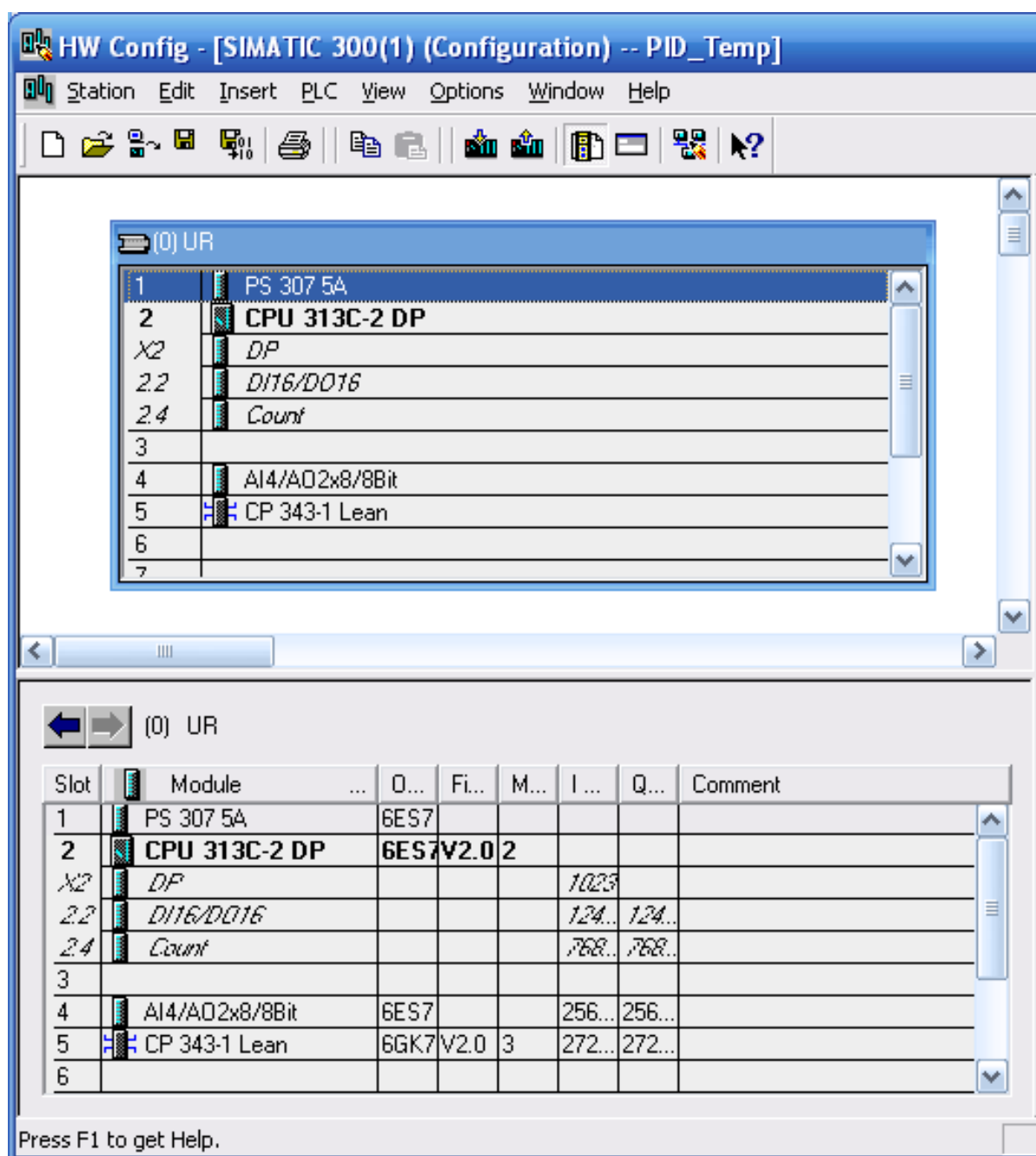


Рис. 1. Конфигурирование аппаратной части системы

в) в редакторе программ LAD/STL/FBD в организационный блок циклических прерываний по времени, например в OB35 (CYCLE=100 мс), вставить функциональный блок FB 58 (рис. 2) и связать его с блоком данных DB 58. Здесь следует отметить, что специалистам по автоматизации легче освоить языки программирования LAD или FBD [5].

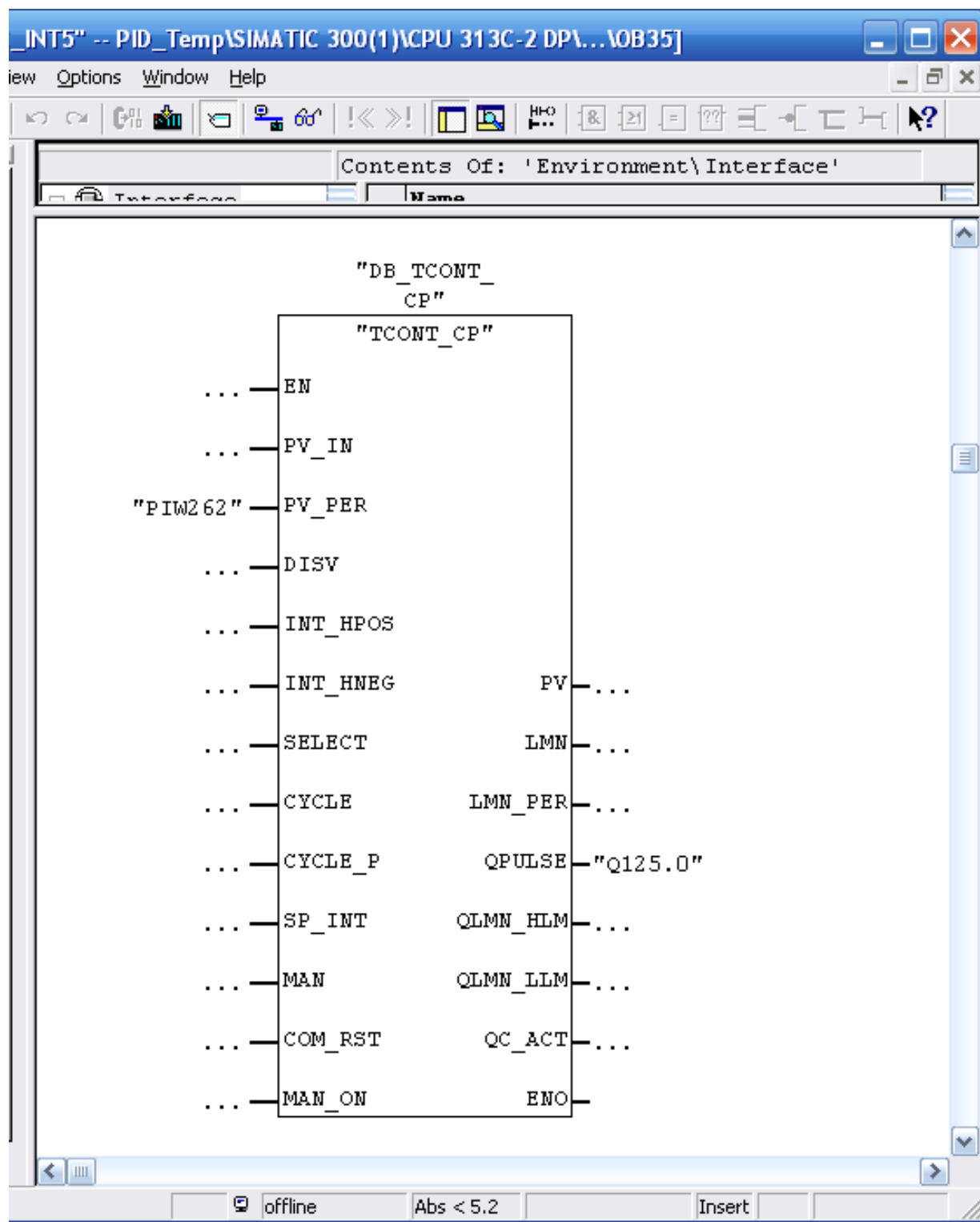


Рис. 2. Пример вызова FB 58 на языке FBD

Аналоговый входной сигнал от датчика (в примере переменная PIW62) следует «подать» на вход PV_PER блока FB58, а дискретный выход контроллера Q125.0, который управляет нагревателем, «подключить» к выходу QPULSE блока FB58;

г) из программы SIMATIC Manager загрузить в контроллер аппаратную и программную части проекта и вызвать в режиме “Online” блок данных DB58, в графической среде которого можно будет ввести необходимые настройки ПИД-регулятора (рис. 3);

д) перевести контроллер из режима “Stop” в режим “Run” и с помощью утилиты “Commissioning” графической среды DB58 установить требуемое заданное значение регулируемой координаты, а затем перевести ПИД-регулятор из режима “Manual” в режим “Automatic”;

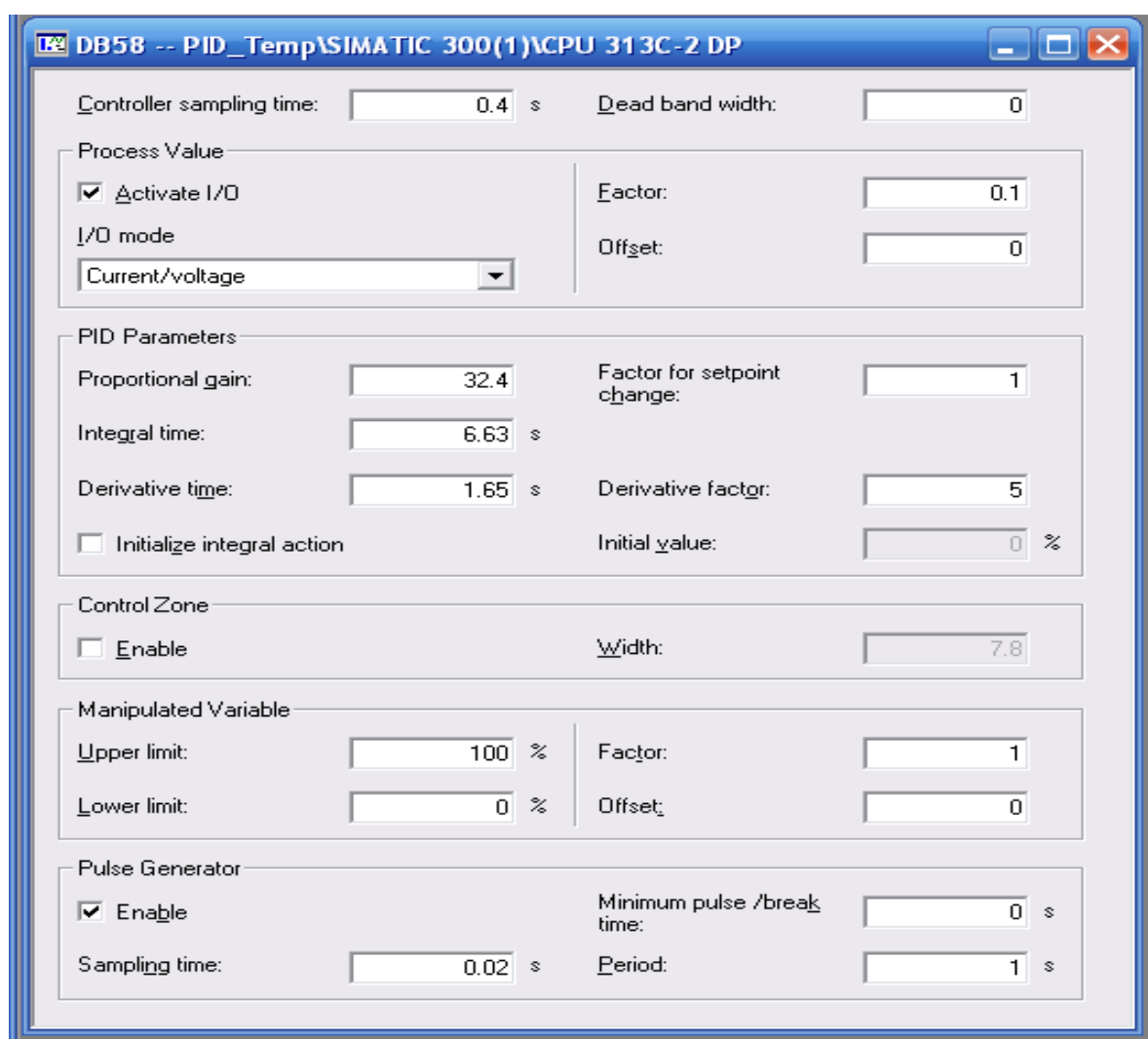


Рис. 3. Графическая оболочка блока DB58

е) наблюдать за ходом процесса регулирования можно с помощью утилиты “Curve Recorder” графической среды DB58.

Выводы.

Предложенный «алгоритм» использования программного ПИД-регулятора позволяет быстро построить систему регулирования вязкости.

Для предварительной отладки программного регулятора можно воспользоваться программой S7-PLCSIM, имитирующей работу контроллера S7-300.

Далее для нормализации входного и выходного сигналов, более детальной настройки алгоритма регулирования блок DB58 следует открыть в режиме таблицы и редактировать необходимые параметры, общее количество которых составляет 86. Поэтому дальнейшая работа будет состоять в детальном изучении рекомендованной литературы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Каталог ST70 “SIMATIC – Компоненты для комплексной автоматизации”. – Siemens AG, 2007. – 862 с.
2. Юрген Мюллер Управление с помощью систем SIMATIC – Практическое руководство для управления посредством S7 и PCS7”. – MCI Publicis Verlag. – 2002. – 220 с.
3. ПИД - управление температурой. Руководство пользователя. – Издание 11/2001, A5E00125039-01, Siemens AG, 2001. – 128 с.
4. [Электронный ресурс]: <http://support.automation.siemens.com>
5. Ганс Бергер. Автоматизация с помощью программ Step 7 LAD и FBD, 6ES7810-4CA05-8AR0, Siemens AG, 2001. – 605 с.

УДК 656.615

Чимшир В.И.
ОНМА

ИНФОРМАЦИОННОЕ ОКРУЖЕНИЕ ПРОЦЕССОВ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ РЕМОНТОПРИГОДНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Для большинства украинских предприятий и компаний, основным фондом которых являются ремонтпригодные технические системы (РТС), главной проблемой является стареющая инфраструктура, постоянная необходимость обновления выработавших свой ресурс объектов основных производственных фондов, высокие затраты на поддержание их работоспособности.

В этих условиях важной составляющей успеха становится эффективное управление основными фондами: снижение времени простоев РТС и издержек на их обслуживание и ремонт; сокращение общих затрат на эксплуатацию, в том числе своевременное выведение нерентабельных активов; предотвращение аварий и т. д. Важной задачей в управлении функционированием РТС является определение и прогнозирование фактического состояния системы и ее элементов методами безразборной диагностики [1].

Для крупных компаний с развитой инфраструктурой большое значение приобретает применение автоматизированных систем позволяющие реализовать подход приоритетной замены активов, то есть направление инвестиций к тем объектам, которые по соображениям безопасности, надежности работы и рентабельности первыми нуждаются в замене. В связи этим *целью данной статьи является определение составляющих информационной модели обмена информации процессов функционирования РТС.*

Традиционно, такие задачи реализуется с помощью CMMS (Computerized Maintenance Management Systems) и EAM-систем (Enterprise Asset Management). Внедрение таких систем позволяет решить такие подзадачи, как оптимизация трудозатрат обслуживающего персонала, совершенствование логистики запасных частей и оптимизация издержек на ремонты, адекватное планирование регламентных работ, учет технического состояния оборудования, калькуляция и учет стоимости ремонтов и др. (рис. 1).

Основное отличие между CMMS- и EAM-системами заключается в том, что последние управляют всем жизненным циклом РТС, начиная с проектирования, изготовления, монтажа, сборки и после-

дующего обслуживания, сервисных и профилактических работ, модернизации, реконструкции и списания [3]. Другое отличие ЕАМ-систем, которое отмечает Aberdeen Group [2], в том, что они основаны на Web и, как следствие, являются более гибкими и позволяют получать и вводить информацию удаленно, через Интернет-порталы.

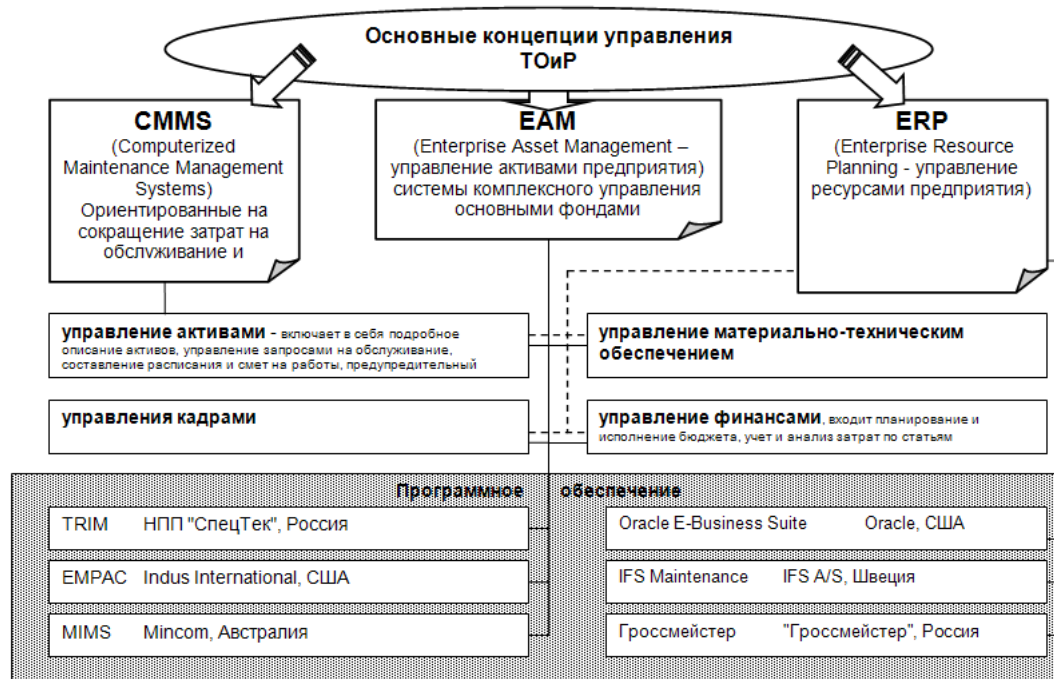


Рис. 1. Основные концепции и программное обеспечение

Параллельно существуют системы ACP (Asset-Centric Procurement) для осуществления закупок с учетом потребностей в ремонтах и модернизации [4].

На Западе в середине 2003 года ЕАМ-системы использовало лишь около 18% предприятий, столько же — старые CMMS-системы, а 46% — «бумажные системы» [3].

Отдельно необходимо отметить концепцию MRO (Maintenance, Repair & Operations; Maintenance, Repair & Overhaul — техобслуживание, ремонты и модернизация/капремонты). Данная концепция, в основном, используется в таких отраслях, как судостроение, авиация, городской и железнодорожный транспорт и вооруженные силы для автоматизации процессов ТОиР сложных технических комплексов, транспортных средств и систем вооружения. Решения для MRO, используя некоторые стандартные для ЕАМ-систем возможности, обладают большим числом дополнительных возможностей. Прежде всего, они позволяют хранить полную конфигурацию каждой единицы обслуживаемой техники, хранить полную историю модифика-

ций, поломок и ремонтов, историю замены деталей, эксплуатационные данные и т.д. [5].

Современные MRO-системы могут интегрироваться с бортовыми информационными системами, автоматически получая от них сведения о возникших во время эксплуатации неисправностях. Такие системы поддерживают международные стандарты хранения и обмена данными о транспортных средствах, директивы годности, работу с бюллетенями промышленности и т.д.

Современные концепции управления ТОиР — ремонты "по состоянию", TPM (Total Productive Maintenance) и "ремонты, ориентированные на надежность" (RCM — Reliability Centered Maintenance) — поддерживаются такими развитыми EAM-системами, как IFS Applications [6]. В этой системе также впервые реализован новый подход к управлению жизненным циклом основных фондов в интеграции с управлением жизненным циклом других важных активов — продукции, персонала, отношений с заказчиками. Такой подход носит название 3LM (Integrated Lifecycle Management = EAM/ALM, Asset Lifecycle Management + Customer Lifecycle Management + PLM, Product Lifecycle Management). Наличие интегрированной системы позволяет исключить необходимость повторного ввода данных, минимизировать их искажения, принимать решения на основе знания всех факторов, учитывать производственные планы при планировании ТОиР и наоборот.

В ряде источников [3] есть ссылки на развитие совершенно новой концепции Asset Performance Management (APM, термин использует американская ARC Group), которая расширяет EAM за счет функций мониторинга, контроля, анализа эффективности работы и обслуживания основных фондов.

Аналитическая компания ТЕС [7] отмечает рост спроса на различные системы поддержки и управления жизненным циклом основных фондов после серии аварий и техногенных катастроф. Это и сбои в энергосистемах России, США, Великобритании и Италии и т.д. В ряде стран ужесточено законодательство, само общество стало более серьезно относиться к надежности основных фондов. Поскольку затраты на ремонты высоки, необоснованная замена оборудования на новое обходится дорого.

Однако, несмотря на значительный спектр представленных систем класса EAM, а также возрастающий спрос, есть ряд ограничений с позиций комплексного управления жизненным циклом РТС: они

не дают возможности оценивать эффективность РТС, прогнозировать наиболее адекватные варианты воспроизводства и его финансирования, выбирать приоритетные проекты замены РТС на основе технологических и финансовых факторов и т. д.

Для реализации поставленной задачи предлагается проектно-ориентированный подход в управлении процессами функционирования РТС [1], который должен быть *интегрирован в единое информационное пространство управления предприятием, единицей которого она представлена и сторонними предприятиями, которые имеют к ней отношение* (рис. 2).

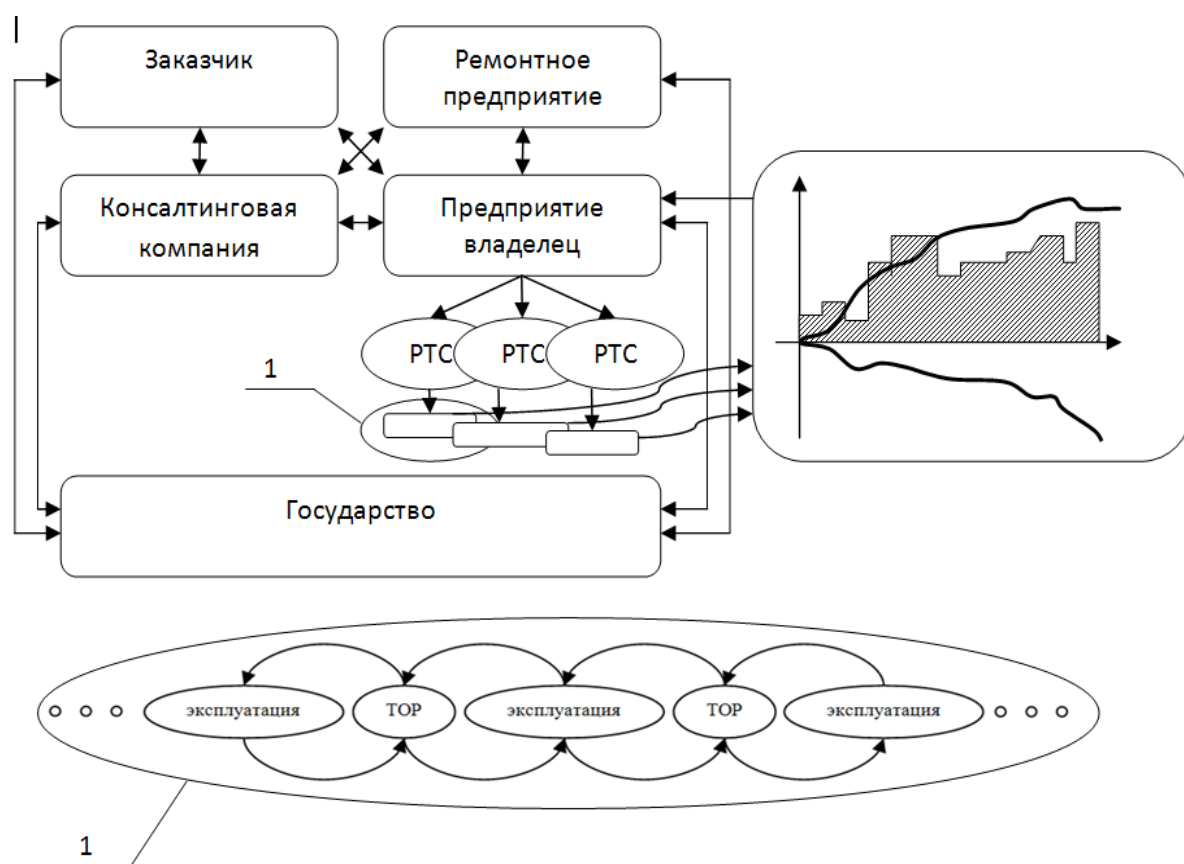


Рис. 2. Единое информационное пространство обмена информации процессов функционирования РТС

Данный подход подразумевает наряду с реализацией функций ЕАМ целенаправленный сбор и анализ всей информации, связанной с РТС и предприятиями, с целью дальнейшего планирования мероприятий по всем аспектам управления функционированием РТС. Таким образом, система управления активами дополняется функциями консолидации информации по ремонтнопригодным техническим системам в едином информационном пространстве с взаимосвязанными предприятиями.

Так как функционирование РТС с позиции проектно-ориентированного управления представляет собой последовательную смену процессов эксплуатации и проектов ремонта, центральным звеном такого подхода является модель межпроектного обмена информации по состоянию и эффективности функционирования отдельно взятой РТС.

Модель обмена информации процессов функционирования РТС и внешних процессов должна состоять из следующих основных элементов:

- математического обеспечения (формального описания закономерностей функционирования РТС в течение её жизненного цикла в взаимосвязанной системе внешних процессов);
- информационного обеспечения (информационной структуры, которая обеспечивает своевременную обработку основных характеристик надежности, безопасности, эффективности функционирования РТС);
- программного обеспечения, которое реализует математическую и информационную модели;
- организационного обеспечения (требований к человеческим ресурсам);
- методического обеспечения (совокупности методик и регламентов, определяющих процесс управления РТС).

Таким образом, посредством данной модели будет возможно регистрировать фактическое состояние РТС и эффективность ее функционирования на момент инициации проекта ее ремонта, а также проводить перспективный и ретроспективный анализ этого состояния и эффективности для прогнозирования основных параметров последующих проектов ремонта в единой системе функционирования предприятия.

Фактически такой подход позволяет ответить на вопросы: в каком состоянии РТС или взаимосвязанная группа таких систем сегодня; какие ресурсы (материальные, финансовые, человеческие) необходимы для поддержания требуемых характеристик РТС в перспективе; что необходимо делать с РТС (ремонтировать, модернизировать, утилизировать) в перспективе.

Литература

1. Шахов А.В., Чимшир В.И. Управление проектом функционирования ремонтпригодных технических систем. // ОНМУ. – Одесса: Феникс, 2007. – 180 с.

2. Шехватов Д.А. Эволюция систем управления техобслуживанием и ремонтами // Оборудование (приложение к журналу "Эксперт"). – 2004. – № 2. – С. 21-25.
3. Шехватов Д.А. Управление основными фондами: как автоматизировать ремонты и техническое обслуживание [Электронный ресурс] // Режим доступа: www.cfsystems.ru/publschl1.htm, свободный. – Загл. с экрана. – Яз. рус.
4. Ушаков Р.А., Сницаренко Е.П. АСУ РТО на ТЭЦ-5 АК "Киев-энерго". Хроника внедрения [Электронный ресурс] // – Режим доступа: www.prostoev.net, свободный. – Загл. с экрана. – Яз. рус.
5. Якименко А.В. Ремонт без проблем. Автоматизированные системы технического обслуживания и ремонтов // ММ Деньги и Технологии. – 2004. – №4. – С. 58-62.
6. Березовский С.В., Зубенко А.В., Крицков В.О. Система управления ремонтно-техническим обслуживанием. // Корпоративные системы. – 2002. – №5. – С. 48-50.
7. Руцков Е.С., Данилова Е.Ф. ПО для автоматизации процессов управления ТОиР // Intelligent. Аналитика и исследования. – 2004. – № 9. – С. 96-100.

УДК 621. 791.92

Воробьева Л.А., Усов А.В.
ОНПУ

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЗАДАЧИ ВОССТАНАВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ СУДОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

В судоремонте в Украине наблюдается интенсивное повышение потребности в технологиях восстановления функциональных способностей деталей машин и механизмов посредством нанесения износостойких покрытий. В связи с этим приобретают особую актуальность современные ремонтно-восстановительные технологии, которые позволяют восстанавливать работоспособность деталей машин непосредственно в условиях их эксплуатации [1]. Одним из направлений современных ремонтных технологий для восстановления размеров и функциональных свойств изношенных деталей является использование различных методов формирования покрытий из износостойких материалов. Обычно такие материалы применяются при восстановлении деталей машин, которые вышли из строя или утратили свои эксплуатационные свойства вследствие изнашивания рабочих поверхностей. В таких случаях восстановление изношенных деталей путем нанесения износостойких покрытий, чаще всего более целесообразно, чем замена новыми, так как их нормативный ресурс еще до конца не исчерпан. Однако для выбора типа покрытия указанного назначения и способа нанесения необходимо обосновать требования к их износостойкости и физико-механическим свойствам с учетом особенностей условий эксплуатации, а также свойств материала самой восстанавливаемой детали. Таким образом, обоснование эффективности восстановления изношенных деталей судовых конструкций является актуальной научной проблемой.

Размерная механическая обработка деталей после нанесения на их рабочие поверхности износостойких покрытий связана с появлением на них дефектов типа отслоений или трещин [2]. Особенно интенсивно формирование этих дефектов на финишных операциях.

При исследовании механических свойств покрытий обычно предполагают, что их разрушение происходит непосредственно в зоне воздействия нагрузки, в особенности, если последняя локализована в малой зоне. Прочность покрытия определяют по возникающим в них напряжениям скалывания, сдвига и отрыва, а основания — по максимальным контактными напряжениям.

Целью работы является определение коэффициентов интенсивности нормальных и касательных напряжений в вершинах отслоений, определяющих качество покрытия.

Рассмотрим (рис. 1) задачу для упругого слоя глубиной H_c , полностью сцепленного с бесконечным покрытием толщиной $2h$ и нагруженного нормальной $q_3(x,y)$ и касательными $q_j(x,y)$ ($j=1, 2$) нагрузками (ось Oz направим внутрь упругого слоя, оси Ox и Oy расположены в срединной плоскости покрытия).

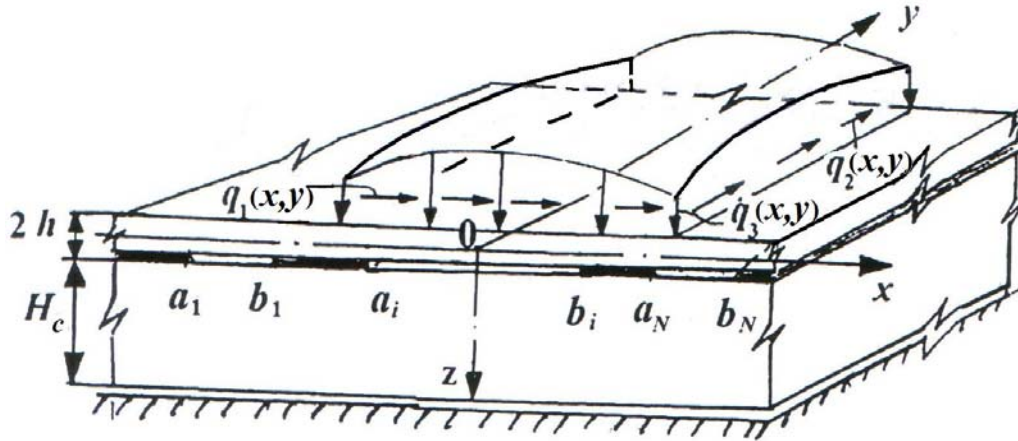


Рис. 1.

Здесь и в дальнейшем нижним индексом $j=1, 2, 3$ обозначены величины, изменяющиеся в направлениях осей Ox , Oy , Oz соответственно.

Между покрытием, моделируемым как бесконечная пластинка, и упругим слоем расположены полосовые отслоения (трещины).

Обозначая $p_j(x,y)$ контактные напряжения между покрытием и упругим слоем $U_j(x,y)$ перемещения срединной плоскости покрытия ($j=1, 2, 3$), запишем следующие дифференциальные уравнения [3]:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 U_1(x,y)}{\partial x^2} + v_2 \frac{\partial^2 U_2(x,y)}{\partial x \partial y} + v_1 \frac{\partial^2 U_1(x,y)}{\partial y^2} = \theta^{-1} [p_1(x,y) - q_1(x,y)] \\ \frac{\partial^2 U_2(x,y)}{\partial y^2} + v_2 \frac{\partial^2 U_1(x,y)}{\partial x \partial y} + v_1 \frac{\partial^2 U_2(x,y)}{\partial y^2} = \theta^{-1} [p_1(x,y) - q_1(x,y)], \end{cases}$$

$$D \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right)^2 U_3(x,y) = q_3(x,y) - p_3(x,y) +$$

$$+ h \frac{\partial}{\partial x} [q_1(x,y) + p_1(x,y)] + h \frac{\partial}{\partial y} [q_2(x,y) + p_2(x,y)] \quad (1)$$

$$\theta = \frac{2Eh}{1-\nu^2}; \quad D = \frac{\theta h^2}{3}; \quad \nu_{1,2} = \frac{1 \mp \nu}{2}; \quad (|x|, |y| < \infty),$$

где E — модуль упругости, ν — коэффициент Пуассона материала покрытия – пластинки.

Перемещения $V_{j,k}(x,y)$ ($j=1, 2, 3$) поверхностных точек упругого слоя определяются формулами [4]:

$$V_j(x) = \theta_j \sum_{m=1}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} K_{jm}(x-s, y-\eta) p_m(s, \eta) ds d\eta; \quad (2)$$

$$K_{jm}(x, y) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} H_{jm}(\alpha, \beta) e^{-ix\alpha - iy\beta} d\alpha d\beta; \quad j = 1, 2, 3,$$

где $H_{jm}(\alpha, \beta)$ — преобразования Фурье перемещений поверхностных точек упругого слоя от единичных сил, направленных по осям Ox ($j=1$), Oy ($j=2$), Oz ($j=3$). Эти функции зависят от материала слоя, его толщины H_c и от условий закрепления нижней границы слоя [4, 5]:

1) если слой лежит без трения на жестком основании, то

$$H_{jj}^{(1)}(\alpha, \beta) = \frac{ch2H_c |\alpha| \pm 1}{|\alpha| \Delta_1(\alpha, \beta)}; \quad |\alpha| = \sqrt{\alpha^2 + \beta^2} \quad (3)$$

$$H_{k3}^{(1)}(\alpha, \beta) = H_{3k}^{(\alpha)}(-\alpha, -\beta) = \gamma \frac{sh2H_c |\alpha| - 4(\chi - 1)^{-1}}{i\alpha \Delta_1(\alpha, \beta)};$$

2) если слой жестко зашпелен по нижней границе, то

$$H_{jj}^{(2)}(\alpha, \beta) = \frac{c\chi sh2H_c |\alpha| \pm 4H_c |\alpha|}{|\alpha| \Delta_2(\alpha, \beta)};$$

$$H_{k3}^{(2)}(\alpha, \beta) = R_{3k}^{(2)}(-\alpha, -\beta) = \gamma \frac{4\chi sh2H_c |\alpha| - 8H_c^2 \alpha^2 (\chi - 1)^{-1}}{i\alpha \Delta_2(\alpha, \beta)}; \quad (5)$$

$$\Delta_1(\alpha, \beta) = sh2h |\alpha| + 2H |\alpha|;$$

$$\Delta_2(\alpha) = 2\chi ch2H_c |\alpha| + 4H_c^2 |\alpha|^2 + \chi^2 + 1,$$

(знак «+» берется для $j = 1, 2$; знак «-» — для $j = 3$).

$$\theta_1 = \theta_3 = \theta_0 = 2(1 - \nu_0^2) / E_0; \quad \theta_2 = \theta_0(1 + \nu_0) / 2;$$

$$\gamma = (1 - 2\nu_0) / (2 - 2\nu_0); \quad \chi = 3 - 4\nu_0.$$

Здесь E_0 — модуль упругости; ν_0 — коэффициент Пуассона материала упругого слоя.

Если глубина слоя достаточно большая ($H_c \gg 1$), то упругий слой можно считать упругим полупространством. В этом случае отличные от нуля функции $H_{jm}(\alpha, \beta)$ будут вычисляться по формулам [6]:

$$\begin{aligned} H_{11}(\alpha, \beta) &= |\alpha|^{-1} + \zeta_0 \beta^2 |\alpha|^{-3}; & H_{22}(\alpha, \beta) &= |\alpha|^{-1} + \zeta_0 \alpha^2 |\alpha|^{-3}; \\ H_{12}(\alpha, \beta) &= -\zeta_0 \alpha \beta |\alpha|^{-3}; & H_{13}(\alpha, \beta) &= -\alpha_0 i \alpha |\alpha|^{-2}; \\ H_{23}(\alpha, \beta) &= -\alpha_0 i \beta |\alpha|^{-2}; & H_{21} &= H_{1/2}; & H_{3j} &= -H_{j3}; & (j = 1, 2); \\ \zeta_0 &= \nu_0 / (1 - \nu_0); & \alpha_0 &= (1 - 2\nu_0) / (2 - 2\nu_0). \end{aligned} \quad (4)$$

Перемещения покрытия и поверхностных точек упругого слоя в зоне контакта должны удовлетворять следующим условиям:

$$\begin{aligned} U_1(x, y) - h \frac{\partial U_3(x, y)}{\partial x} &= V_1(x, y); & U_2(x, y) - h \frac{\partial U_3(x, y)}{\partial y} &= V_3(x, y); \\ U_3(x, y) &= V_3(x, y), & x \notin (\alpha_i, \beta_i), & i = \overline{1, N}, & |y| < \infty. \end{aligned} \quad (5)$$

При обработке тел с покрытием возникает вопрос о возможном расширении существующих отслоений (трещин), т.е. когда в точках $x = a_i + 0$, $x = b_i - 0$, наступает состояние подвижного равновесия, определяемого условием [7]

$$N_{0,m,i}^\mp(y) = \frac{1}{\pi} K_m, \quad m = 1, 2, 3; \quad i = \overline{1, N}, \quad |y| < \infty, \quad (6)$$

где K_m — коэффициенты сцепления на сдвиг ($m=1, 2$) и на отрыв ($m=3$) покрытия, которые определяются экспериментально; $N_{0,m,i}^\mp(y)$ — коэффициенты интенсивности контактных напряжений для i -го отслоения в точках конца и начала участка сцепления, полученные на основе линейной теории упругости, определяются по формулам

$$\begin{aligned} N_{0,m,i}^-(y) &= \lim_{x \rightarrow a_i - 0} \sqrt{a_i - x} p_m(x, y), \\ N_{0,m,i}^+(y) &= \lim_{x \rightarrow b_i + 0} \sqrt{x - b_i} p_m(x, y), \\ (m = 1, 2, 3; \quad i = 1, 2, \dots, N). \end{aligned} \quad (7)$$

Следуя работе [8], введем функции, определяющие величины раскрытия полосовых отслоений

$$\begin{aligned}
\chi_1(x, y) &= U_1(x, y) - h \frac{\partial U_3(x, y)}{\partial x} - V_1(x), \\
\chi_2(x, y) &= U_2(x, y) - h \frac{\partial U_3(x, y)}{\partial y} - V_2(x), \\
\chi_3(x, y) &= U_3(x, y) - V_3(x, y), \\
\chi_j(x, y) &= 0; \quad x \notin (\alpha_i, \beta_i), \quad |y| < \infty; \quad j = \overline{1, 3}; \quad (i = \overline{1, N}).
\end{aligned} \tag{8}$$

Применяя преобразование Фурье по переменным x, y с параметрами α, β к формулам (1)-(8), получим следующие уравнения:

$$\begin{aligned}
&\begin{cases} \alpha^2 U_1^{\alpha\beta} + v_2 \alpha \beta U_2^{\alpha\beta} + v_1 \beta^2 U_1^{\alpha\beta} = \theta^{-1} [q_1^{\alpha\beta} - p_1^{\alpha\beta}]; \\ \beta^2 U_2^{\alpha\beta} + v_2 \alpha \beta U_1^{\alpha\beta} + v_1 \alpha^2 U_2^{\alpha\beta} = \theta^{-1} [q_2^{\alpha\beta} - p_2^{\alpha\beta}]; \end{cases} \\
&D(\alpha^2 + \beta^2)^2 U_3^{\alpha\beta} = q_3^{\alpha\beta} - p_3^{\alpha\beta} + i\alpha h [q_1^{\alpha\beta} + p_1^{\alpha\beta}] + i\beta h [q_2^{\alpha\beta} + p_2^{\alpha\beta}]; \\
&V_k^{\alpha\beta} = \theta_0 \sum_{j=1}^3 H_{kj}^{\alpha\beta} p_j^{\alpha\beta}; \quad (k = 1, 2, 3), \\
&\chi_1^{\alpha\beta} = U_1^{\alpha\beta} + i\alpha h U_3^{\alpha\beta} - V_1^{\alpha\beta}; \quad \chi_2^{\alpha\beta} = U_2^{\alpha\beta} + i\beta h U_3^{\alpha\beta} - V_2^{\alpha\beta}; \\
&\chi_3^{\alpha\beta} = U_3^{\alpha\beta} = V_3^{\alpha\beta}; \\
&[U_j^{\alpha\beta}, V_j^{\alpha\beta}, \chi_j^{\alpha\beta}, q_j^{\alpha\beta}, p_j^{\alpha\beta}] = \\
&= \int \int_{-\infty}^{\infty} [U_j^{\alpha\beta}(x, y), V_j^{\alpha\beta}(x, y), \chi_j^{\alpha\beta}(x, y), q_j^{\alpha\beta}(x, y), p_j^{\alpha\beta}(x, y)] e^{-i\alpha x - i\beta y} dx dy.
\end{aligned} \tag{9}$$

Разрешив эту систему относительно $p_j^{\alpha\beta}$ и применив обратное преобразование Фурье по переменной β , получим такие интегро-дифференциальные уравнения [8]:

$$\begin{aligned}
&\begin{pmatrix} p_1^\beta(x) \\ p_2^\beta(x) \\ p_3^\beta(x) \end{pmatrix} \Big|_{x \notin (a_i, b_i)} = \\
&= \Big|_{x \notin (a_i, b_i)} - \left(\frac{d^2}{dx^2} - \beta^2 \right) \sum_{j=1}^N \int_{a_j}^{b_j} \begin{pmatrix} K_{11}^{\beta,1}(x-s) & K_{12}^{\beta,1}(x-s) & K_{13}^{\beta,1}(x-s) \\ K_{21}^{\beta,1}(x-s) & K_{22}^{\beta,1}(x-s) & K_{23}^{\beta,1}(x-s) \\ K_{31}^{\beta,1}(x-s) & K_{32}^{\beta,1}(x-s) & K_{33}^{\beta,1}(x-s) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \chi_{1,j}^\beta(s) \\ \chi_{2,j}^\beta(s) \\ \chi_{3,j}^\beta(s) \end{pmatrix} ds +
\end{aligned} \tag{10}$$

$$+ \sum_{j=1}^N \int_{-\infty}^{\infty} \begin{pmatrix} K_{11}^{\beta,0}(x-s) & K_{12}^{\beta,0}(x-s) & K_{13}^{\beta,1}(x-s) \\ K_{21}^{\beta,0}(x-s) & K_{22}^{\beta,0}(x-s) & K_{23}^{\beta,0}(x-s) \\ K_{31}^{\beta,0}(x-s) & K_{32}^{\beta,0}(x-s) & K_{33}^{\beta,0}(x-s) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} q_1^{\beta}(s) \\ q_2^{\beta}(s) \\ q_3^{\beta}(s) \end{pmatrix} ds \Big|_{x \in (\alpha_0, \beta_0)} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (10)$$

$$K_{pm}^{\beta,r}(z) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\alpha^{2r} e^{-iz\alpha}}{\Delta^{\beta}(\alpha)} L_{pm}^{\beta}(\alpha) d\alpha; \quad p, m = \overline{1,3}; \quad i = \overline{1,N}.$$

Здесь $\Delta^{\beta}(\alpha), L_{j,m}^{\beta}(\alpha)$ — определитель и элементы обратной матрицы для матрицы $L^{\beta}(\alpha)$:

$$L^{\beta}(\alpha) = \begin{pmatrix} \beta^2 + H_{11}^{\alpha\beta} & \alpha\beta + H_{12}^{\alpha\beta} & i\alpha h + H_{13}^{\alpha\beta} \\ \alpha\beta + H_{21}^{\alpha\beta} & \alpha^2 + 2v_1\beta^2 + H_{22}^{\alpha\beta} & i\beta h + H_{23}^{\alpha\beta} \\ -i\alpha h + H_{11}^{\alpha\beta} & i\beta h + H_{32}^{\alpha\beta} & 1 + H_{11}^{\alpha\beta} \end{pmatrix}. \quad (11)$$

Второе равенство в (10) является матричной системой интегральных уравнений для определения трансформант Фурье раскрытия j -х отслоений.

Первое равенство в (10) определяет трансформанты Фурье контактных напряжений между отслоениями.

Из представления для $K_{jj}^{\beta,1}(x)$ и формул (4), (5), (12) следует, что эти функции имеют логарифмическую особенность при $x = 0$. Поэтому решения системы интегро-дифференциальных уравнений из (10) при $x \in (\alpha_r, \beta_r)$ разыскивается в виде ряда по многочленам Чебышева второго рода $U_m(x)$ [9]:

$$\chi_{j,i}(s) = \ell_i^{-2} \sqrt{(\beta_i - s)(s - \alpha_i)} \sum_{m=0}^{\infty} \phi_{m,j}^{(i)} U_m \left(\frac{s - \zeta_i}{\ell_i} \right), \quad (12)$$

$$\ell_i = (\beta_i - \alpha_i) / 2; \quad \zeta_i = (\beta_i + \alpha_i) / 2; \quad j = \overline{1,3}; \quad i = \overline{1,N}.$$

Подставив (12) в формулу (10), получим

$$\begin{aligned} & \phi_{m,j}^{(i)} || \cdot || I_{m,1}^{(i)}(\xi) || + \int_{-\infty}^{\infty} || K_{mj}^{\beta,0}(x-s) || \cdot || q_j^{\beta}(s) || ds = \\ & = \begin{cases} || 0 ||, & x \in (\alpha_r, \beta_r) \\ || p_j^{\beta}(x) ||, & x \notin (\alpha_r, \beta_r) \end{cases} \\ & (j = \overline{1,3}; \quad r = \overline{1,N}); \end{aligned} \quad (13)$$

$$I_{m,i,j}^{(k)}(\xi) = \int_0^\infty s^{2k} R_j(s) \left[I_{m,i}^{(0)}(s) \cos(\xi - \zeta_i)s + I_{m,i}^{(1)}(s) \sin(\xi - \sigma_i)s \right] ds,$$

$$I_{m,i}^{(0)}(s) = \left[1 + (-1)^m \right] \frac{1}{\pi} \int_0^1 \cos(\ell_i s t) \sqrt{1-t^2} U_m(t) dt,$$

$$I_{m,i}^{(1)}(s) = \left[1 - (-1)^m \right] \frac{1}{\pi} \int_0^1 \sin(\ell_i s t) \sqrt{1-t^2} U_m(t) dt.$$

Учитывая представление $U_m(t) = n_m^1(t)$, где $n_m^1(t)$ – многочлены Гегенбауэра и воспользовавшись формулами из [10], последние коэффициенты в (14) перепишем в виде

$$I_{m,i}^{(p)}(s) = \mu_m^{(p)} \frac{J_{m+1}(s\ell_i)}{s}; \quad \mu_m^{(p)} = \frac{1 + (-1)^{m+p}}{2(m+1)^{-1}} (-1)^{\frac{m-p}{2}}, \quad (p = 0, 1), \quad (14)$$

где $J_m(x)$ — функции Бесселя.

Используя формулы (14), коэффициенты $I_{m,i,j}^{(k)}(\xi)$ запишем в виде

$$\begin{aligned} I_{m,i,j}^{(k)}(\xi) &= \bar{\Phi}_{m,i,j}^{(k)}(\xi) + \tilde{\Phi}_{m,i,j}^{(k)}(\xi), \quad (k = 1, 2); \\ \bar{\Phi}_{m,i,j}^{(k)}(\xi) &= \frac{\mu_m^{(0)}}{\pi} \int_0^\infty s^{2k} R_j(s) \frac{J_{m+1}(\ell_i s)}{s} \cos(\xi s) ds, \\ \tilde{\Phi}_{m,i,j}^{(k)}(\xi) &= \frac{\mu_m^{(1)}}{\pi} \int_0^\infty s^{2k} R_j(s) \frac{J_{m+1}(\ell_i s)}{s} \sin(\xi s) ds. \end{aligned} \quad (15)$$

Для определения коэффициентов $\phi_{m,j}^{(i)}$ верхнего равенства в (13) получим следующую систему линейных алгебраических уравнений:

$$\sum_{i=1}^N \sum_{m=0}^\infty \phi_{m,j}^{(i)} I_{m,i,j}^{(i,r)} = \hat{f}_j^{(r)}, \quad (j = \overline{1,3}; \quad r = \overline{1,N}), \quad (16)$$

$$I_{m,k,j}^{(i,r)} = \frac{1}{\ell_r} \int_{\alpha_r}^{\beta_r} I_{m,i,j}^{(k)}(\xi) \sqrt{(\beta_r - \xi)(\xi - \alpha_r)} U_k \left(\frac{\xi - \zeta_r}{\ell_r} \right) d\xi,$$

$$\hat{f}_j^{(r)} = \frac{1}{\ell_j} \int_{\alpha_r}^{\beta_r} \left[\int_{-\infty}^\infty K_j^{(0)}(\xi - s) q_j(s) ds \right] \sqrt{(\beta_r - \xi)(\xi - \alpha_r)} U_k \left(\frac{\xi - \zeta_r}{\ell_r} \right) d\xi.$$

Коэффициенты $I_{m,i,j}^{(k,r)}$ с учетом (15) представим в виде

$$\begin{aligned}
I_{m,p,i,j}^{(k,r)} &= \bar{I}_{m,p,i}^{(r)} + \tilde{I}_{m,p,i,j}^{(k,r)}, \\
\bar{I}_{m,p,i}^{(r)} &= \frac{1}{2} \delta_{ir} (m+1)(-1)^m - \delta_{pm} + (1 - \delta_{mp})(m+1) \bar{\Phi}_{m,p,i}^{(r)}, \\
\bar{\Phi}_{m,p,1}^{(1)} &= \frac{1}{2} \int_0^\pi F_{m,i}^{(r)}(\phi) \sin(p+1)\phi d\phi, \\
F_{m,i}^{(r)}(\phi) &= \frac{\sin \phi}{\sqrt{\left(\cos \phi + \frac{\zeta_r - \zeta_i}{\ell_i}\right)^2 - 1}} \left[\left(\cos \phi + \frac{\zeta_r - \zeta_i}{\ell_i} \right)^2 - 1 \right]^{-m-1}, \quad (17) \\
\tilde{I}_{m,p,i,j}^{(k,r)} &= \int_0^\infty s^{2k} R_j(s) \left[\mu_{pm}^{(0)} \cos(\zeta_r - \zeta_i)s + \mu_{pk}^{(1)} \sin(\zeta_r - \zeta_i)s \right] \times \\
&\times I_{m+1}(\ell_i s) I_{p+1}(\ell_r s) \frac{ds}{s^2}.
\end{aligned}$$

Аналогичным образом вычисляются коэффициенты $\tilde{f}_{j,p}^r$. В результате получаем формулу

$$\begin{aligned}
\tilde{f}_{j,p}^{(r)} &= -(p+1) \int_0^\infty R_i(s) Q_j(s) \left[(-1)^{p/2} \frac{1 + (-1)^p}{2} \cos(\zeta_r s) - \right. \\
&\left. - (-1)^{(p+1)/2} \frac{1 + (-1)^p}{2} \sin(\zeta_r s) \right] J_{p+1}(\ell_r s) \frac{ds}{s}, \quad (18) \\
Q_j(s) &= \int_{-\infty}^\infty q_j(x) e^{isx} dx; \quad (j = \overline{1,3}; \quad r = \overline{1,N}; \quad p = \overline{0,\infty}).
\end{aligned}$$

Если коэффициенты $\phi_{m,j}^{(i)}$ найдены, то из второго равенства в формуле (13) определяются контактные напряжения $p_j^\beta(x)$ при $x \rightarrow \alpha_i - 0$ и $x \rightarrow \beta_i + 0$, ($i = \overline{1,N}$; $j = \overline{1,3}$).

Согласно формулам (8), (9) определим коэффициенты $N_{0,j,i}^\mp$, которые будут вычисляться по формулам

$$\begin{aligned}
N_{0,j,i}^- &= \sum_{m=0}^\infty (m+1)(-1)^{m+1} \phi_{m,j}^{(i)}, \\
N_{0,j,i}^+ &= \sum_{m=0}^\infty (m+1) \phi_{m,j}^{(i)}, \quad (i = \overline{1,N}; \quad j = \overline{1,3}).
\end{aligned} \quad (19)$$

Для одного отслоения в условиях плоской деформации приведенные выше формулы упрощаются. Приведем окончательные формулы для одного полосового отслоения длиной $2a$ между упругим полупространством и бесконечным покрытием при действии на покрытие единичной постоянной отрывающей нагрузки:

$$N_{0,3,1}^{\pm} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \sum_{m=0}^{\infty} \chi_{m,3} \frac{2^m (2m+1)^2}{m!}. \quad (20)$$

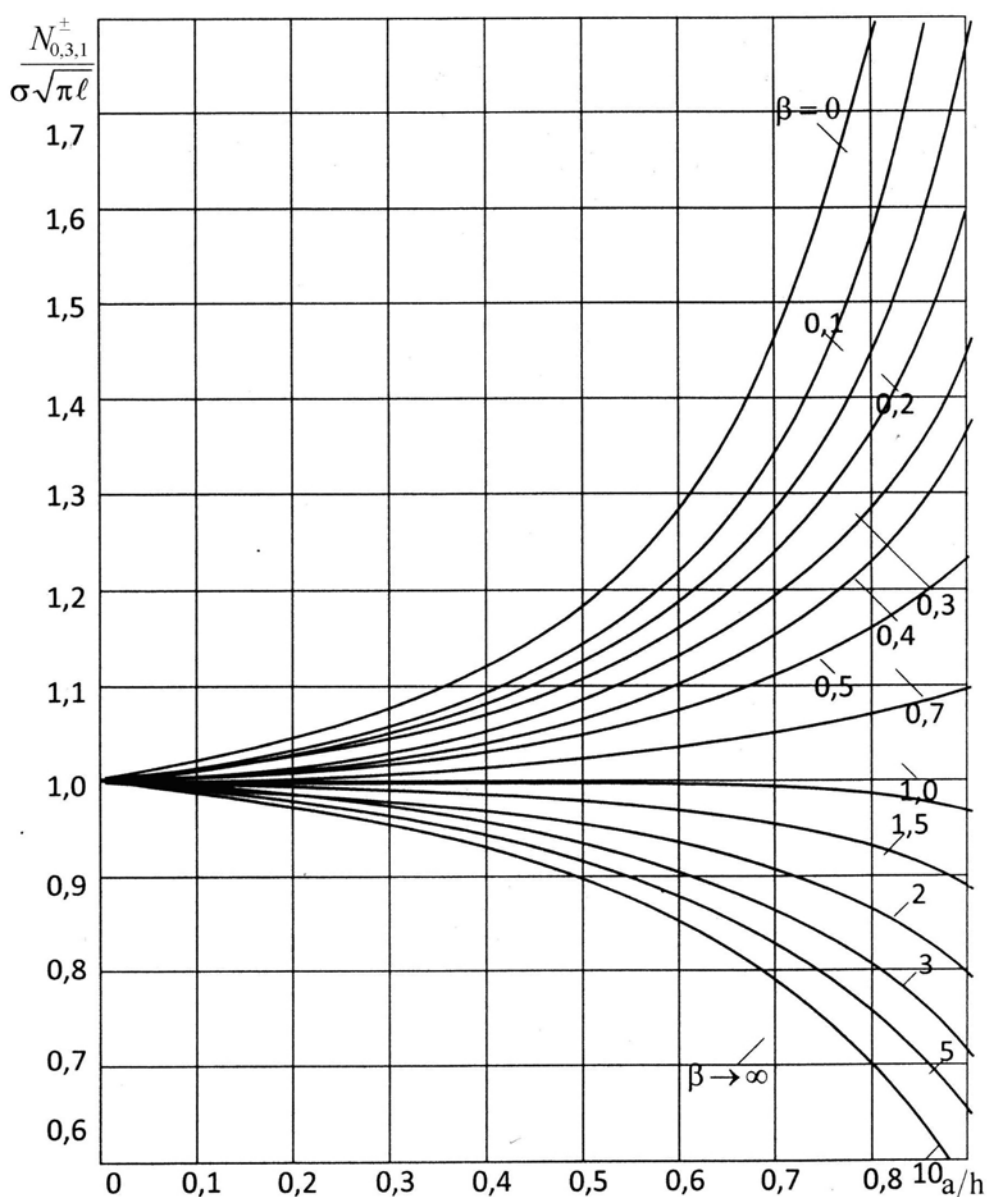


Рис. 2. Зависимость $N_{0,3,1}^{\pm} = 0,33\sigma\sqrt{\pi\ell}$ от отношения h/a

Коэффициенты $\chi_{m,3}$ находятся из бесконечной системы алгебраических уравнений ($\gamma = \pi(D_3\theta_0c)^{-1}$)

$$\chi_{m,3}(2m+1) - \sum_{n=0}^{\infty} \chi_n \frac{\sqrt{2m+1}}{\sqrt{2n+1}} d_{mn} = \hat{f}_m, \quad (m = \overline{0, \infty}),$$

$$d_{mn} = \frac{\gamma \pi^2 \partial(2+2n) \partial(2+2m)}{(2n)!(2m)!} \int_0^{\infty} \frac{\sin \alpha a}{\alpha^2(\gamma + \alpha^3)} J_{1+2m}(\alpha a) J_{1+2n}(\alpha a) d\alpha, \quad (21)$$

$$\hat{f}_m = \frac{(-1)^m \pi \partial(2m+2)}{a^2(2m)!} \int_0^{\infty} \frac{\sin \alpha a}{\alpha(\gamma + \alpha^3)} J_{1+2m}(a\alpha) d\alpha, \quad \gamma = \pi(D_3 \theta_0 c)^{-1}$$

Данную систему решаем приближенно методом редукции.

На рис. 2 представлены зависимости $N_{0,3,1}^{\pm} / \sqrt{\pi a}$ от отношения h/a при различных значениях параметра $\beta = D_3 / \theta_0$, ($D_3 = E_1 h^3 / 12(1 - \nu^2)$ – жесткость покрытия, $\theta_0 = 2(1 - \nu_0^2) / E_0$ – жесткость основного материала).

Выводы

Построенная модель для исследования напряженно-деформационных полей в деталях с покрытием позволяет выбирать оптимальные по производительности технологические параметры бездефектной обработки по исходным механическим характеристикам системы покрытие – матрица с учетом наследственных дефектов типа частичного отслоения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рыжов Э.В. Технологическое обеспечение качества деталей с покрытиями. / Э.В. Рыжов, С.А. Клименко, О.Г. Гуцаленко. – К.: Наукова думка, 1994. – 180 с.
2. Усов А.В. Теплофизика механической обработки. / А.В. Якимов, П.Т. Слободяник, А.В. Усов. – Киев-Одесса: Лыбидь, 1991. – 240 с.
3. Попов Г.Я. Контактные задачи для линейно-деформируемого основания. / Г.Я. Попов. – К.: Вища школа, 1982. – 167 с.
4. Александров В.М. Задачи механики сплошных сред со смешанными граничными условиями. / В.М. Александров, Е.В. Коваленко. – М.: Наука, 1986. – 336 с.
5. Бабешко В.А. Динамические смешанные задачи теории упругости для неклассических областей. / И.И. Ворович, В.А. Бабешко. – М.: Наука, 1979. – 320 с.

6. Лурье А.И. Теория упругости. / А.И. Лурье. – М.: Наука, 1970. – 386 с.
7. Черепанов Г.П. Механика хрупкого разрушения. / Г.П. Черепанов. – М.: Наука, 1971. – 420 с.
8. Попов Г.Я. Концентрация упругих напряжений возле штампов, разрезов, тонких включений и подкреплений. / Г.Я. Попов. – М.: Наука, 1982. – 428 с.
9. Градштейн Н.С. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений. / Н.С. Градштейн, И.М. Рыжик. – М.: Физматгиз, 1971. – 1108 с.
10. Ланцош К. Практические методы прикладного анализа. / К. Ланцош. – М.: Фитматгиз, 1961. – 387 с.

УДК 621.431.74

Слободянюк И.М.
ОНМА

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ СУДОВЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПОСЛЕ ЗАВОДСКОГО РЕМОНТА

В процессе эксплуатации судовых дизелей необходимо многократно восстанавливать работоспособность его сопряжений после наступления отказа. Заводской ремонт дорогостоящих высоколегированных деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ): головок поршней, втулок цилиндров и др. и их дальнейшая эксплуатация позволяет снизить расходы на ремонт и снизить стоимость перевозок грузов. Однако судовая документация по техническому обслуживанию (ТО) дизеля разработана для первого этапа жизненного цикла — эксплуатации двигателя с новыми деталями. При заводском ремонте деталей фирмами применяются разные технологии, которые обеспечивают физико-механические свойства отличные от новых, поэтому необходима корректировка сроков проведения ТО.

Другая малоисследованная задача заключается в том, что на момент ремонта дизеля износ деталей в отдельности может не достигать предельно допустимого значения, хотя в сопряжении зазор превышает предельно допустимое значение за счет износа обеих деталей. При этом часто заменяется только одна деталь, например, головка поршня или кольца, а втулка цилиндра, имеющая величину износа меньше предельно допустимой, остается. Для восстановления работоспособности сопряжения имеется несколько вариантов ремонта заменой ГП. Например, стоимость головки поршня восстановленной в лаборатории сварки УкрНИИМФ, — 1800 долларов, в фирме ДМИ — 3500 дол, а новая деталь стоит 12000 дол.

Какую деталь экономически целесообразно приобрести при имеющейся величине износа втулки цилиндра (менее предельно допустимой)? Как рассчитать ожидаемый ресурс узла ЦПГ?

В настоящее время отсутствует методика расчета долговечности всего узла при разных вариантах замены деталей, что снижает эффективность эксплуатации двигателя.

Цель работы — исследование влияния износа деталей в сопряжении на долговечность узла ЦПГ после ремонта.

Анализ литературы [1-5] по проблеме повышения надежности сопряжений ЦПГ судовых МОД показывает, что в основном рас-

считаются два сопряжения, состоящие из трех элементов системы: «кольцо-канавка» и «кольцо-втулка». Такой подход дает ответы на многие важные вопросы повышения долговечности деталей путем улучшения внутренних свойств при ремонте, совершенствования процесса смазывания втулок цилиндров и т. п., но он не учитывает всех существенных факторов, влияющих на скорость изнашивания и разрушения деталей сопряжения, в частности, влияния технического состояния деталей сопряжения на скорость изнашивания всего узла ЦПГ.

Для решения поставленной задачи предлагается системный подход, отличающийся тем, что рассматривается не два сопряжения ЦПГ, а одно, состоящее из трех элементов: «втулка – кольцо – канавка ГП» (рис. 1), а четвертым элементом является смазка. Причем под смазкой понимается только ее наличие или отсутствие, приводящее к возникновению адгезионного изнашивания, схватыванию, образованию белых слоев, и др.

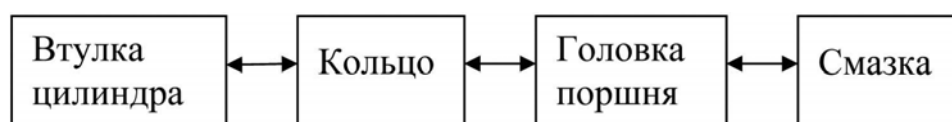


Рис. 1. Взаимосвязанные элементы, определяющие работоспособность ЦПГ

При таком рассмотрении сопряжения «кольцо – канавка» и «кольцо – втулка» можно рассматривать как подсистемы, что дает возможность использовать описанные в литературе закономерности изнашивания деталей в зависимости от различных внутренних и внешних факторов, таких как влияние степени форсирования двигателя на физическую природу изнашивания [1], влияние присадок в масле и т. п. Анализ причин вызывающих изнашивание и поломку каждой детали сопряжения представлен на рис. 2.

В отличие от описанных и исследуемых в литературе внешних и внутренних факторов, в работе дополнительно вводится в рассмотрение третий фактор — фактор технического состояния сопряженных деталей, который позволяет решать одну из важных задач — прогнозирование ресурса узла ЦПГ после ремонта в зависимости от технического состояния его сопряженных деталей.

При принятии любого решения основополагающая функция лежит в выборе критериев. Современный подход к повышению надежности судовых МОД предполагает следующие критерии оптимизации узла ЦПГ.



Рис. 2. Основные причины, вызывающие переход в неработоспособное состояние элементов ЦПГ

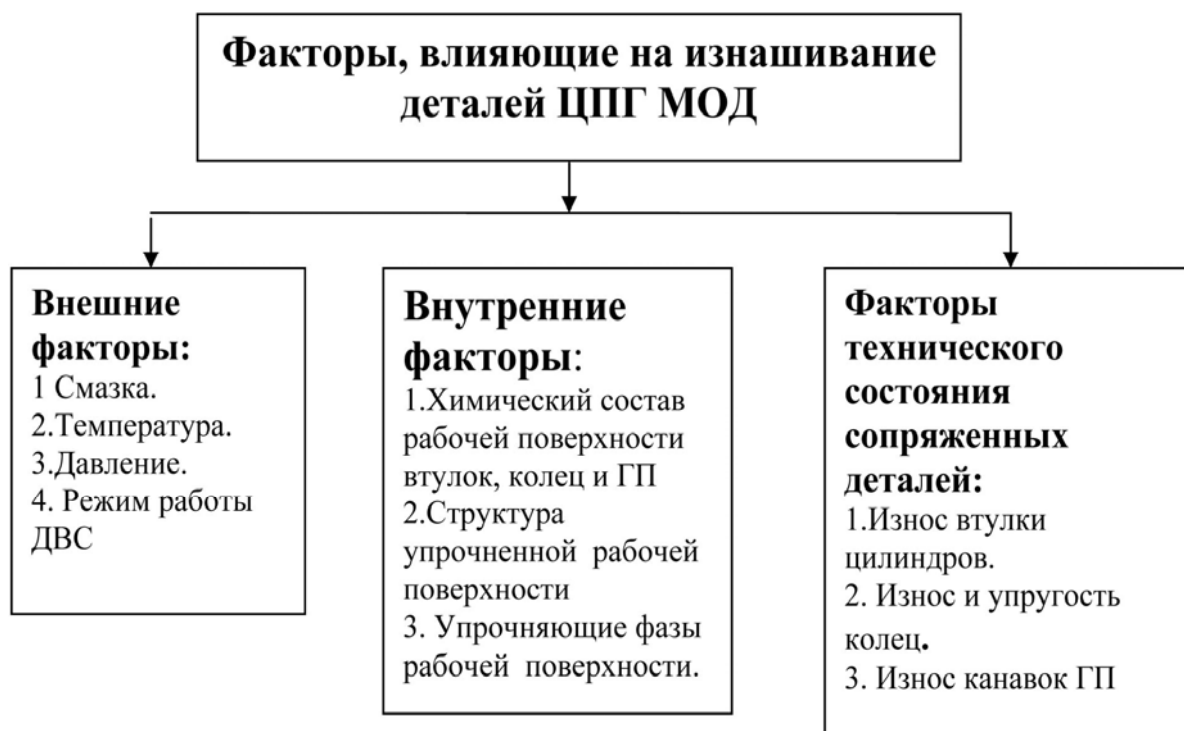


Рис. 3. Факторы, влияющие на ресурс сопряжения «втулка-кольцо-канавка ГП»

Таблица 1. Основные критерии восстановления работоспособности ЦПГ МОД

МАКСИМИЗАЦИЯ (↑↑)	МИНИМИЗАЦИЯ (↓↓)
надежности головок поршней	Скорости изнашивания и разрушения
надежности втулок цилиндров	Скорости изнашивания
долговечности колец	Скорости изнашивания и поломки
качество смазки сопряжения «втулка – кольцо – поршень»	Нарушение гидродинамических условий смазки

Как было ранее установлено [6], при заводском ремонте головок поршней МОД необходимо обеспечить свойства упрочненной поверхности канавок, представленные в таблице на рис. 5.

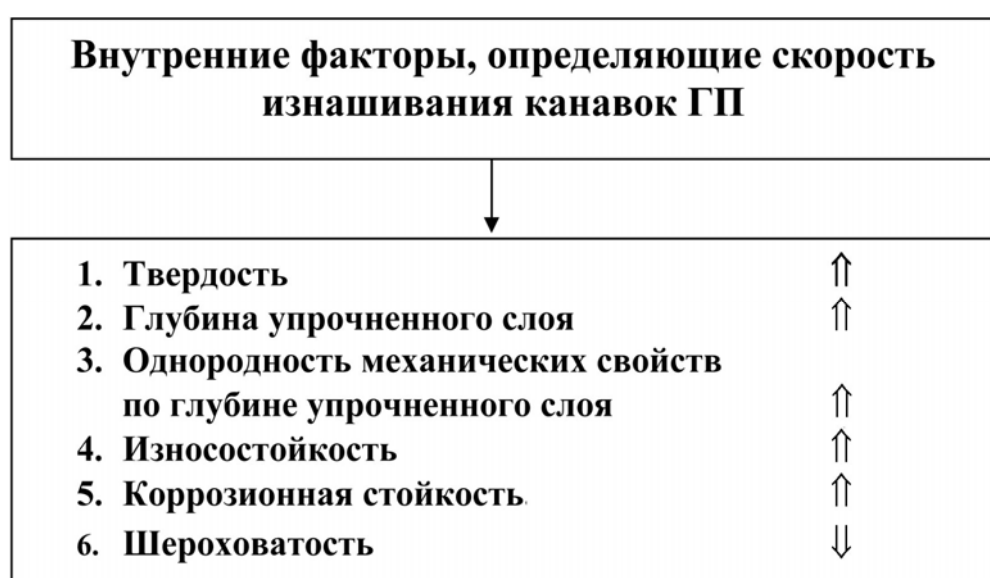


Рис. 5. Оптимизация параметров рабочего слоя торца канавки ГП

В результате длительных эксплуатационных испытаний [2, 6, 7] установлено:

- износ втулок цилиндров увеличивает скорость изнашивания канавок головок поршней;
- форма изнашивания канавок ГП влияет на величину напряжений и поломку уплотнительных колец.

Замеры, выполненные при проведении подконтрольной эксплуатации судовых дизелей [7], показали, что максимальное значение отклонения от плоскости определяется, главным образом, следующими факторами: твердостью, величиной износа втулки цилиндра и режимами нагружения цилиндров. При увеличении износа втулки цилиндра скорость отклонения от плоскости увеличивается, что приводит к увеличению динамических напряжений в компрессионных кольцах в осевом направлении и при достижении определенной

величины может привести к возникновению напряжений в кольцах, превышающих предел прочности чугуна, и их поломке.

При подконтрольной эксплуатации дизелей МАН с восстановленными ГП установлено, что допустимая величина конусности равна 0,45-0,5 мм, что хорошо совпадает с данными, полученными независимо в работе [8].

Увеличение изнашивания торца канавки к периферии определяется, главным образом, величиной твердости упрочненной рабочей поверхности канавки, так как деталь работает при значительных ударных нагрузках, возникающих в момент сгорания топлива. Поэтому проблема создания в восстанавливаемом рабочем слое канавки ГП поверхности с максимально высокой твердостью (не ограниченной возможностями механической обработки слоя) является главной, однако технологически сложной и требует применения особых мер и подходов к ее решению.

Для уменьшения вероятности поломок поршневых колец необходима разработка технологии ремонта и упрочнения, обеспечивающей твердость нижних торцов канавки ГП HRC 54-56 (и более), уменьшающей износ канавки в радиальном направлении.

Одновременные измерения величины износа втулок цилиндров и канавок ГП [7] показали тесную корреляционную зависимость между долговечностью ГП t и износом втулки цилиндра S . Полученные данные позволили описать эту зависимость эмпирической формулой, которая имеет параболический характер:

$$t = - 0,9S^2 + 0,4S + 11.$$

Более точное определение единичных показателей уровня надежности, полученное при исследовании изнашивания не отдельной детали, а сопряжения из трех деталей, позволяет с большей достоверностью выполнить работы по оценке и выбору способа восстановления, рассчитать долговечность восстановленных ГП и откорректировать сроки проведения ТО.

Единичный показатель уровня надежности по средней наработке до отказа [9] определяется по формуле

$$q_{\bar{t}} = \frac{\bar{t}_b}{t},$$

где, $\bar{t}_b$, t — точечные оценки средней наработки до отказа (замены) восстановленных и новых деталей соответственно, тыс. час.

При оценке способа восстановления этот показатель на самом деле характеризует наработку детали в данных условиях эксплуатации, т.е. с учетом технического состояния сопряженных деталей ЦПГ. Для того чтобы оценить долговечность эксплуатации ГП, обеспечиваемую только за счет способа восстановления, необходимо использовать уточняющие коэффициенты долговечности K , полученные из ее зависимости от величины износа втулки цилиндра и приведенные таблице 2.

Таблица 2. Значение коэффициентов долговечности восстановленных ГП

Величина износа втулки цилиндра S	Коэффициенты долговечности поршня K
$0 < S \leq 1,0$	1,0
$1,0 < S \leq 1,5$	0,88
$1,5 < S \leq 2,0$	0,75
$2,0 < S \leq 2,5$	0,63

С учетом уточняющего коэффициента, показатель уровня надежности, определяемый только способом восстановления эксплуатационных свойств равен:

$$q_{\bar{t}} = \frac{1}{K} \frac{\bar{t}_b}{\bar{t}}.$$

Скорость изнашивания перемычек ГП восстановленных упрочнением стальным диском цементированных поверхностей (ПУТ) с созданием белого слоя для новых втулок составляет 0,07–0,1 мм/1000 ч на номинальной нагрузке. Для втулок, имеющих при этой же нагрузке выработку свыше 1,5 мм, скорость изнашивания перемычек увеличивается до 0,12 – 0,20 мм/1000 ч.

Полученные данные подтверждаются также специальными эксплуатационными испытаниями ГП, восстановленными по различным технологиям материалами с повышенным содержанием хрома [8]. Интерес представляют результаты исследования изнашивания нижней опорной поверхности канавок ГП, установленных в новые цилиндрические втулки. Одна из головок — новая, другая головка ранее уже отработала 4,5 тыс. ч, поэтому в ее первую и вторую канавки после протоки были установлены поршневые кольца ремонтного размера. Кривые скорости изнашивания обеих головок совершенно идентичны за исключением начального участка. После наработки 1,5 тыс. ч. кривые сливаются.

Для новых ГП и восстановленных наплавкой проволоками Св-12Х13, Св-20Х13 при выработке втулок свыше 1,5 мм скорость изнашивания ОПК первой канавки составляет 0,12 – 0,15 мм/1000 ч. работы, т.е. в два раза больше чем для новых втулок, что подтверждает полученные в данной работе результаты.

Таким образом, наличие износа втулки цилиндра оказывает существенное влияние на скорость изнашивания канавок ГП как на новых, так и восстановленных. Поэтому при замене ГП необходимо учитывать величину износа втулки, особенно в районе ВМТ, где износ в крейцкопфных двигателях максимальный. При наличии износа втулки более 1 мм надо корректировать время проведения осмотров, ревизий и ремонтов, при проведении ТО.

К числу мер, позволяющих решить задачу долговечности ГП и узла ЦПГ, следует в первую очередь отнести периодическое восстановление геометрии рабочей поверхности цилиндрических втулок.

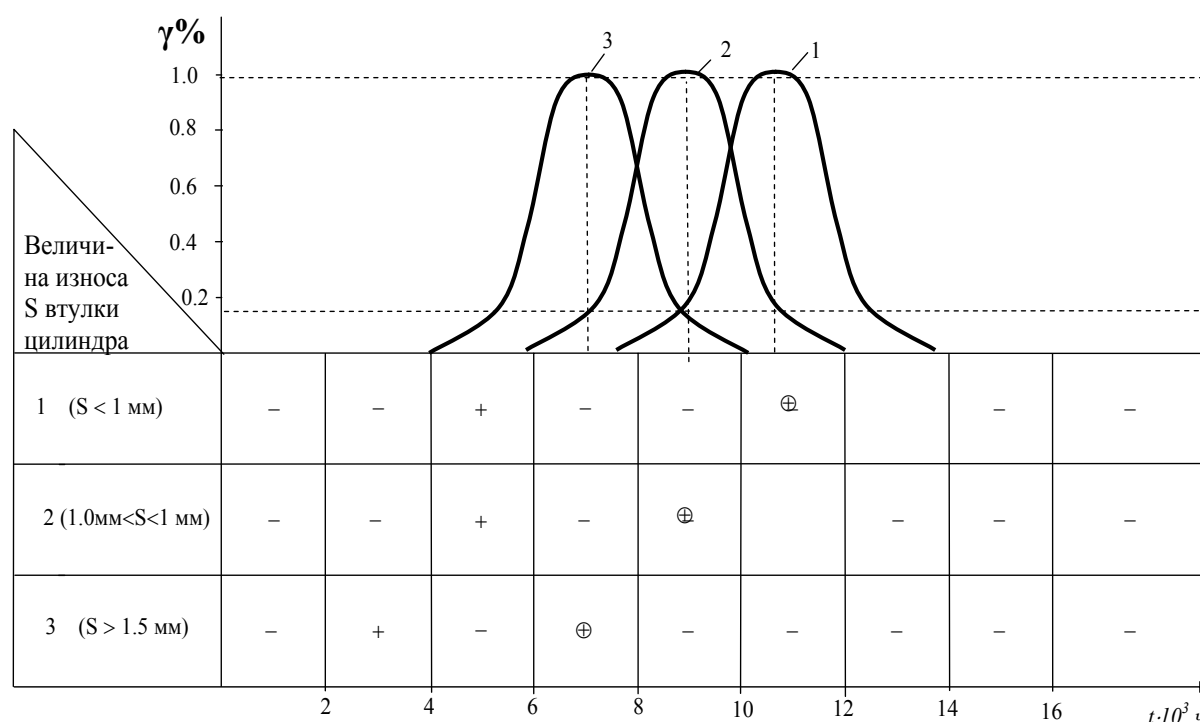


Рис. 6. Рекомендуемый план-график технического обслуживания рабочих цилиндров малооборотных дизелей: — — осмотр через выхлопные окна; + — выемка поршня, осмотр, чистка, обмеры; ⊕ — замена головки поршня для повторного восстановления или установка компрессионных колец ремонтного размера

На рис. 6 приведен рекомендуемый план-график технического обслуживания рабочих цилиндров двигателя МАН с учётом износа втулки цилиндра. При этом принято, что распределение вероятности

безотказной работы ГП подчиняется нормальному закону [9]. Из рисунка следует, что при наработке, соответствующей гамма-процентному ресурсу 18–20% рекомендуется производить выемку поршня для осмотра, очистки и обмеров. При выработке ресурса, равного средней наработке до отказа, рекомендуется установка поршневых колец ремонтного размера.

Из рис. 6 следует, что наличие износа втулки более 1,5 мм приводит к уменьшению долговечности ГП на 25 – 35%, что необходимо учитывать при составлении графиков ТО.

На основе полученных результатов разработаны рекомендации по использованию и техническому обслуживанию восстановленных ГП дизелей МАН, которые распространяются и на другие типы малооборотных дизелей «Зульцер» и «Бурмейстер и Вайн». Рекомендации содержат методику расчета заданной долговечности и остаточного ресурса. Остаточный ресурс детали $R_{\text{остат.}}$ рассчитывается с учетом значений назначенного заводом-изготовителем предельно допустимого износа $I_{\text{пред.}}$ и текущего износа $I_{\text{изн.тек.}}$, определяемого судовыми механиками, времени наработки $T_{\text{нараб}}$ с учетом уточняющего коэффициента.

$$R_{\text{остат}} = K T_{\text{нараб}} \left(\frac{I_{\text{пред.}}}{I_{\text{изн.тек.}}} - 1 \right),$$

где K — уточняющий коэффициент из таблицы 2.

Для уменьшения скорости изнашивания сопряженных деталей ЦПГ и предотвращения поломки колец разработаны с участием автора новые технологии ремонта ГП: упрочнением торцов канавок плазменной наплавкой коррозионно-стойким порошками на основе никеля (HRC 54-56) [7]; упрочнением комбинированным методом цементации и поверхностным трением быстровращающимся стальным диском, с созданием твердого, коррозионно-стойкого белого слоя (HRC 57-58) [2]; электродуговой наплавки, с формированием твердого коррозионного слоя с помощью кристаллодержателя, без последующей механической лезвийной обработки (HRC 57-60) [8].

Выводы.

1. Анализ долговечности узла ЦПГ работающего с восстановленными деталями, влияние внутренних и внешних факторов на скорость изнашивания показал, что при эксплуатации не учитываются все существенные факторы, влияющие на долговечность сопряженных деталей, а именно:

- влияние износа втулок цилиндров на скорость изнашивания канавок ГП и уплотнительных колец;
- влияние формы износа нижних торцов канавок на увеличение напряжений в кольцах и их поломку.

2. Для более полного учета действующих факторов на изнашивание деталей ЦПГ после ремонта предлагается рассматривать сопряжение из трех деталей «втулка цилиндра – кольцо – канавка поршня» вместо сопряжения из двух деталей.

3. Наиболее важной характеристикой при заводском ремонте головок поршней судовых МОД является твердость нижних торцов канавок, которая определяет не только скорость изнашивания, но и профиль опорной поверхности, то есть отклонение от плоскости, увеличивающее напряжения в кольцах

4. При разработке методики определения ожидаемого ресурса ЦПГ с восстановленными ГП необходимо учитывать техническое состояние деталей всего узла, особенно износ втулок цилиндров, уменьшающий долговечность узла ЦПГ по параболическому закону $t = -0,9S^2 + 0,4S + 11$ за счет увеличения скорости изнашивания канавок ГП.

5. Установлены уточняющие коэффициенты показателя уровня надежности, позволившие разработать рекомендации по использованию и техническому обслуживанию ЦПГ малооборотных дизелей после ремонта, содержащие методику расчета заданной долговечности и остаточного ресурса.

6. Предложены основные критерии восстановления работоспособности ЦПГ судового МОД.

7. На основе полученных результатов предложен рекомендуемый план-график технического обслуживания рабочих цилиндров малооборотных дизелей после ремонта.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Возницкий И.В. Практические рекомендации по смазке судовых дизелей. – СПб., 2005. – 135с.
2. Слободянюк И.М. Повышение надежности восстановленных головок поршней судовых дизелей путем повышения их эксплуатационных свойств при ремонте / И.М. Слободянюк, Н.С. Молодцов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – № 14. – Одесса: ОНМА. – С. 127-133.
3. Сторожев В.П. Причины и закономерности постепенных отказов основных триботехнических объектов энергетической сис-

- темы судна и повышения их ресурса. / В.П. Сторожев – Одесса, 2001. – 341 с.
4. Плишкин Н.Н. Восстановление головок поршней двигателей «МАН» K6 Z 70/120 и некоторые результаты их эксплуатации. (Опыт канонерского СРЗ) / Н.Н. Плишкин // Морской тр-т. Сер. «Судоремонт». Э-И. – 1980. – Вып. 9(438). – М.: ЦБНТИ. – С. 5-13.
 5. Костин А.К. Износ и ресурс деталей ЦПГ судовых двигателей в эксплуатационных условиях / А.К. Костин, В.И. Борисов // Двигателестроение. – 1984. – №7. – С. 20-25.
 6. Слободянюк Д.И., Слободянюк И.М., Молодцов Н.С. Физико-технологические предпосылки восстановления работоспособности цилиндрико-поршневой группы МОД / Д.И. Слободянюк, И.М. Слободянюк, Н.С. Молодцов // Судовые энергетические установки: науч-техн. сб. – 2008. – Вып. 21. – Одесса: ОНМА. – С. 69-77.
 7. Слободянюк И.М. Повышение эффективности эксплуатации судовых дизелей с восстановленными головками поршней / И.М. Слободянюк, Н.С. Молодцов // Судовые энергетические установки: науч-техн. сб. – 2004. – Вып. 11. – Одесса: ОНМА. – С.116-125.
 8. Харин В.А. Повышение работоспособности головок поршней двигателей МАН K8Z70/120E / В.А. Харин, С.И. Подушкин, Б.Е. Николаев, М.С. Дальман, М.В. Флориантская // Морской транспорт, "Судоремонт". – 1988. – Вып. 15 (604). – С. 1-16.
 9. Молодцов Н.С. Прогнозирование безотказности восстановленных головок поршней судовых малооборотных дизелей / Н.С. Молодцов, В.Е. Кривошеков // Судостроение. –1987. – №7. – С. 40-42.

УДК 532.5

Рященко Б.П.
ОНМА ИФ

РАЗРУШЕНИЕ ТОНКОДИСПЕРСНОЙ ФАЗЫ НЕФТЕВОДЯНЫХ ЭМУЛЬСИЙ НЕОДНОРОДНЫМ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИМ ПОЛЕМ

Украина является страной, взявшей на себя обязательства по выполнению положений Конвенции МАРПОЛ 73/78 в полном формате [1]. Правила Конвенции ужесточают нормы сброса льяльных нефте-содержащих вод за борт судна. Учитывая, что 90% судов мирового флота оборудованы сепараторами с глубиной очистки ($\varphi < 100$ ppm), то возникает задача по замене их сепараторами нового поколения либо модернизации штатного сепаратора модулем глубокой очистки ($\varphi < 15$ ppm). Для судов старше 5 лет второй путь более предпочтителен (рентабелен). При этом, как показывает практика эксплуатации судов, неустойчивая работа судового сепаратора льяльных вод в режиме глубокой очистки в современных условиях может быть причиной жестких штрафных санкций со стороны соответствующих служб контроля.

Целью данного исследования является повышению эффективности работы сепаратора в режиме глубокой очистки. Для решения данной задачи были проведены следующие исследования:

1. Анализ причин неустойчивой работы сепаратора в режиме глубокой очистки с последующей проверкой выводов в условиях эксплуатации судна.

2. Обоснование концепции подхода в разработке модуля глубокой очистки штатного сепаратора льяльных вод. Экспериментальная апробация предложенного подхода. Выдача рекомендаций по стратегии расчета конструкции модуля.

Комплексный подход к решению поставленных задач показал следующее. Низкая эффективность работы судовых сепараторов в режиме глубокой очистки связана, прежде всего, с наличием в льяльных водах тонкодисперсной фазы, то есть частиц размером $D_0 < 10$ мкм. Скорость всплытия этих частиц из-за малого отличия плотности нефти от плотности воды $\Delta\rho < 0,2$ кг/м³ составляет $\sim (10^{-4} \dots 10^{-5})$ м/с, что в сочетании с низкой объемной их концентрацией в воде $\varphi < 10^{-4}$, резко снижает естественный процесс коагуляции. Кроме того, ситуация усугубляется изначальным присутствием в воде различных типов реагентов, детергентов и коагулянтов,

которые способствуют стабилизации дисперсной фазы нефтеводяной эмульсии. Причем, механизм стабилизации может происходить как за счет перезарядки поверхностного заряда частиц, так и за счет образования сольватной оболочки вокруг каждой из них. Если первое обстоятельство вызывает эффект электростатического отталкивания при их взаимодействии, то второе — бронирует поверхность каждой частицы. Наличие этих факторов независимо друг от друга способствует увеличению энергетического барьера, возникающего при их взаимодействии.

Наложение совокупности приведенных факторов на исключительное свойство малых "безынерционных" частиц нефти двигаться в потоке по соответствующим линиям тока жидкости, и объясняет для данного класса частиц $D_0 < 10$ мкм столь низкую эффективность коагуляционного процесса. Подтверждением вышеизложенного могут служить результаты работы [2], согласно которым кризис коагуляции наблюдается в области дисперсии частиц $D_0 \sim (0,5 \dots 10,0)$ мкм (рис. 1, заштрихованная область $a-b$).

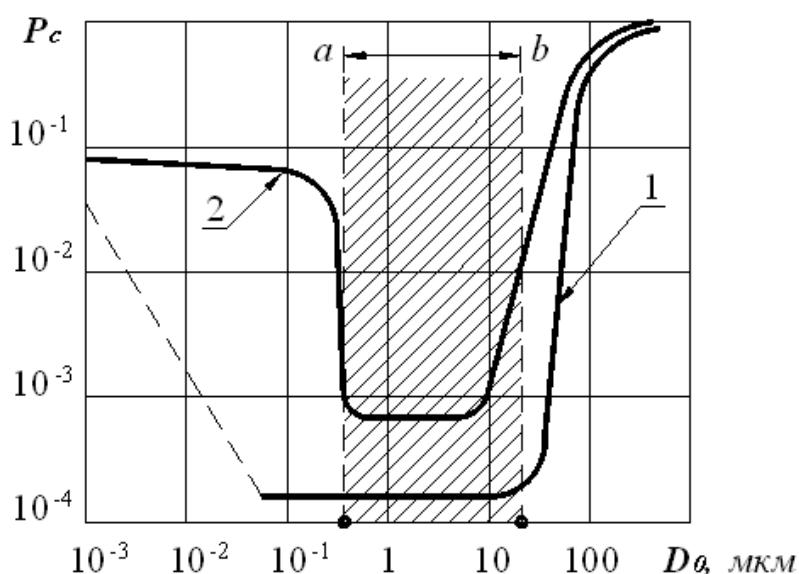


Рис.1. Вероятность соударения частиц P_c в зависимости от их диаметра D_0 при ламинарном (1) и турбулентном (2) режиме потока. Отрезок ($a-b$) — диапазон размера безынерционных частиц

Проведенные автором экспериментальные исследования по определению дисперсного состава льяльных вод в условиях эксплуатации лихтеровозов «Ю. Фучик» и «Т. Самуэли» (рис. 2) показали, что судовой сепаратор «Turbulo» хорошо справляется с грубодисперсной составляющей эмульсии ($10 < D_0 < 100$) мкм. И практически не эффективен для коагуляции тонкодисперсной составляющей

($D_0 < 10$ мкм). При этом, не смотря на то, что абсолютная доля нефти в льяльной воде для частиц размером до $D_0 < 10$ мкм составляет менее 1%, эта часть частиц и представляет основную проблему процесса глубокой очистки льяльных нефтесодержащих вод.

Полученные результаты хорошо согласуются с приведенными выше рассуждениями о причинах низкой эффективности работы судовых сепарационных систем в режиме глубокой очистки.

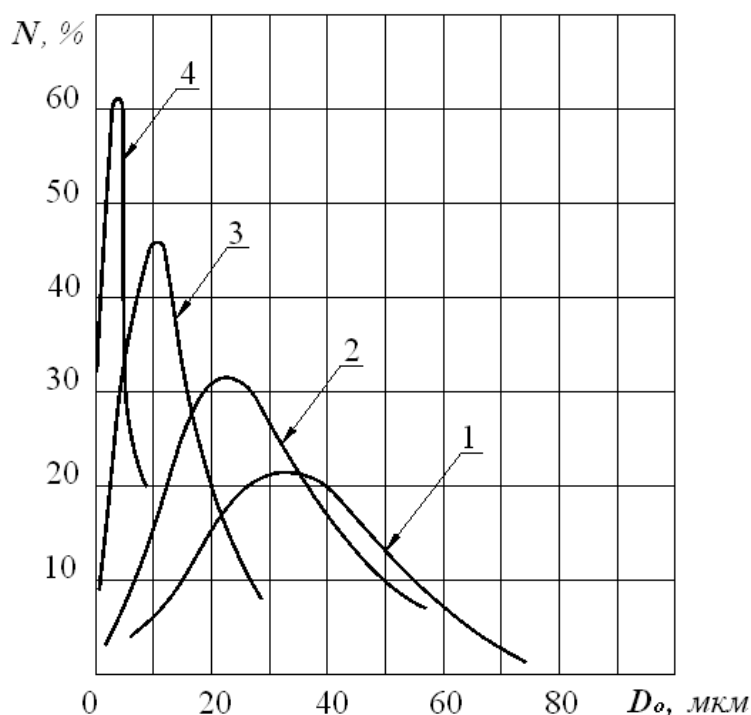


Рис. 2. Распределение частиц нефти N по размерам D_0 в зависимости от точек отбора проб в сепарационной системе лихтеровозов «Ю. Фучик» и «Т. Самуэли»: 1 — в льяльных водах МКО; 2 — на входе в сепаратор; 3 — на выходе из сепаратора; 4 — отстой в течение 24-х часов проб, взятых на выходе из сепаратора

Таким образом, устойчивость работы сепаратора в режиме глубокой очистки жестко связана только с процессом коагуляции тонкодисперсной фазы эмульсии, т.е. процессом удаления из объема эмульсии частиц нефти размером менее $D_0 < 10$ мкм (рис. 2, кривая 4).

Для достижения поставленной задачи был использован принцип обработки тонкодисперсной фазы эмульсии в неоднородно гидродинамическом поле, предложенный авторами в работе [3], суть концепции которого формулируется следующими положениями:

1. Увеличение резкого числа соударений частиц тонкодисперсной фазы эмульсии, т.е. малых «безынерционных» частиц ($D_0 < 10$ мкм);

2. Сообщение этим частицам ($D_0 < 10$ мкм) кинетической энергии достаточной для преодоления величины энергетического барьера, возникающего при их взаимодействии (речь идет о силах Ван Дер-Вальса, рассчитанных с учетом кинетической теории гетерокоагуляции ДЛФО для элементарного акта взаимодействия двух частиц);

3. Подавление процесса вторичного дробления укрупнившихся частиц дисперсной фазы в неоднородно гидродинамическом поле развитой турбулентности.

Как было отмечено в работе [3], классическое течение Куэтта воплощает в себя указанные принципы. Выбор данного типа течения объясняется отсутствием градиента давления в объеме жидкости даже при турбулентном режиме течения. В этом случае кинетическая энергия основного потока эмульсии, «рассыпаясь» по мелко-масштабным вихрям (за счет преодоления вязких сил дисперсионной среды), диссипирует в теплоту. Возникающее множество мелко-масштабных вихрей является причиной хаотического пересечения траекторий движения малых «безынерционных» частиц, что приводит к резкому увеличению числа их соударений. Управляя «неоднородностью» турбулентного потока можно достичь требуемой для коагуляции указанных частиц кинетической энергии взаимодействия.

Таким образом, резкая интенсификация процесса коагуляции тонкодисперсной фазы исследуемых вод в турбулентном потоке течения Куэтта связана с уточнением взаимосвязи кинетики укрупнения этих частиц $dD/d\tau$ с коэффициентом G , характеризующим величину «неоднородности» этого потока в поле простого сдвига.

Математическое описание кинетики процесса коагуляции тонкодисперсных эмульсий в турбулентном поле течения Куэтта приведено в работе [4]. Полученная физико-математическая модель кинетики процесса коагуляции имеет вид

$$\lambda = \frac{D}{D_0} = \left[1 + \frac{4kG\phi\alpha_0\tau}{\pi} \right]^{1/3k}, \quad (1)$$

где G — осредненный градиент сдвига; ϕ — объемная доля дисперсной фазы; τ — время обработки; D_0, D — среднестатистический диаметр частиц нефти для исходной и обработанной эмульсии соответственно; α_0 — эффективность коагуляции частиц в поле простого сдвига, выражаемая согласно [5] формулой

$$\alpha_0 = \left[\frac{A}{18\pi\eta G D_0^3} \right]^k, \quad (2)$$

где A — константа Гамакера; $k \sim 0.1774$; η — вязкость среды.

Если положить в основу конструктивной реализации предлагаемого подхода принцип механического перемешивания эмульсии плосковращающимся диском в щелевой цилиндрической камере, то коэффициент неоднородности турбулентного поля течения Куэтта G , согласно работе [4], определится выражением

$$G = \frac{4\pi n (R_d^3 - R_b^3)}{3h (R_d^2 - R_b^2)}, \quad (3)$$

где R_d и R_b — радиусы диска и вала соответственно; h — высота над (или под) диском вращения; n — частота вращения диска.

Для апробации предлагаемого метода гидродинамической обработки в условиях эксплуатации судна, а также с целью уточнения полученных взаимосвязей (1) и (3), были проведены экспериментальные исследования динамики коагуляционного процесса тонкодисперсной фазы (рис. 2, кривая 4) льяльных нефтесодержащих вод МКО лихтеровозов «Ю. Фучик» и «Т. Самуэли» в шестикамерной пилотной установке. Анализ полученных результатов (рис. 3) показал, что за технологически приемлемое время обработки эмульсии $T \sim (3...5)$ мин. на различных гидродинамических режимах $n_i \sim (30...135) \text{ с}^{-1}$ относительное увеличение размера частиц нефти исходной тонкодисперсной фазы $D_0 \sim (4,75...5,38)$ мкм эмульсии λ_0 лежит в диапазоне $\sim (2,0...4,0)$ раз. Иными словами, скорость дестабилизации (разрушения) устойчивого состояния тонкодисперсной фазы эмульсии льяльных нефтесодержащих вод судна после обработки ее неоднородным гидродинамическим полем течения Куэтта возрастает в $\sim (4...16)$ раз.

Таким образом, полученные результаты позволяют рекомендовать предлагаемое гидродинамическое устройство к использованию в качестве дополнительного каскада (модуля) тонкой очистки для любого типа сепаратора (рис. 4) независимо от реализованного в нем метода очистки. Данный подход к модернизации сепарационной системы глубокой очистки льяльных вод предполагает установку гидродинамического устройства в любой точке технологической схемы. Однако, при установке этого модуля на всасывающей (рис. 4) магистрали се-

паратора эффективность работы очистительного комплекса наивысшая. Реализация на практике такой технологической схемы выдвигает тезис о принципиальном новом подходе к самой технологии глубокой очистки, суть которой можно формулировать следующим образом: первоначально проводить укрупнение малых «безынерционных» частиц нефти в турбулентном поле течения Куэтта (удаление тонкодисперсной фазы нефтеводяной эмульсии), и лишь затем осуществлять процесс грубодисперсного отделения нефти.

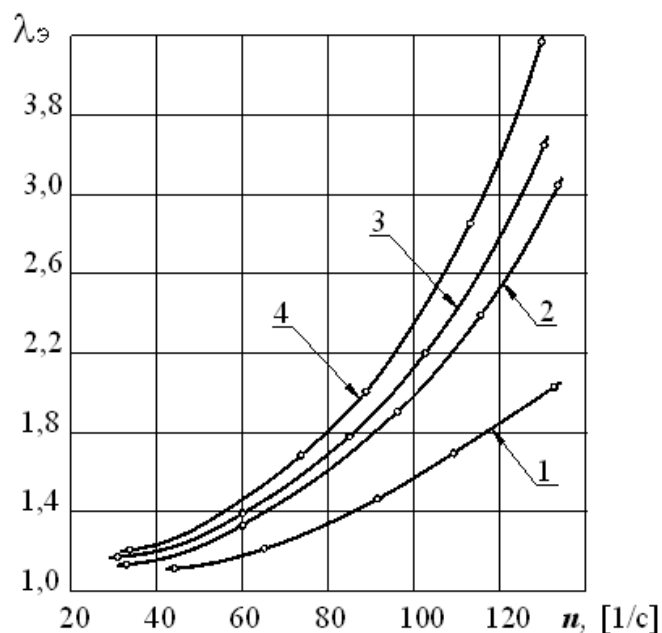


Рис. 3. Относительное увеличение $\lambda_{э}$ среднестатистического диаметра частиц нефти D_0 в зависимости от гидродинамического режима n_i и времени обработки T : 1 — $T_1 = 150$ с; 2 — $T_2 = 200$ с; 3 — $T_3 = 250$ с; 4 — $T_4 = 300$ с

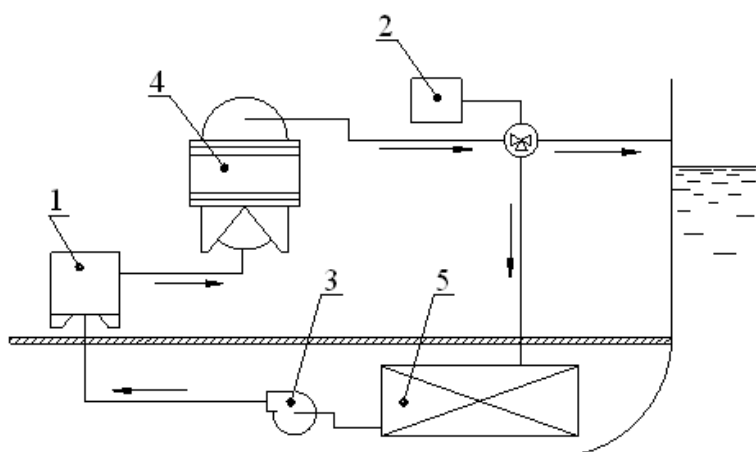


Рис. 4. Схема судовой сепарационной системы с блоком гидродинамического устройства тонкой очистки: 1 — гидродинамическое устройство; 2 — блок САЗРИУС; 3 — шнековый насос перекачки; 4 — сепаратор; 5 — сборный танк загрязненных вод

Обоснование данной тезы базируется на возможности обеспечения дополнительной интенсификации процесса коагуляции за счет присутствия в объеме эмульсии частиц грубодисперсной фазы.

Таким образом, в результате исследований был уточнен дисперсный состав эмульсии судовых льяльных нефтесодержащих вод. Анализ причин неустойчивой работы сепаратора в режиме глубокой очистки позволил сформулировать концепцию подхода к решению задачи глубокой очистки и принцип конструктивной реализации модуля глубокой очистки. Предложена формула расчета гидродинамического устройства. Проведенные эксперименты в судовых условиях с учетом модернизации штатного сепаратора "Turbulo" модулем глубокой очистки показали ощутимую интенсификацию процесса коагуляции в режиме глубокой очистки во всем диапазоне эксперимента.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Постанова КМ Украины N 771 от 21.09.1993 года
2. Самыгин В.Д. Физические основы элементарного акта минерализации пузырьков при флотации // Современное состояние и перспективы развития теории флотации / Под ред. акад. Б.В. Ласкорина. – М.: Наука, 1979. – С. 59-68.
3. Рященко Б.П. Анализ процесса глубокой очистки льяльных вод судов с учетом теории турбулентности // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – Вып. 23. – Одесса: ОНМА. – С. 51-57.
4. Рулев Н.Н. Гидродинамическое разрушение разбавленных эмульсий масло-вода // Химия и технология воды. – 1989. – Т. 11. / Н.Н. Рулев, Б.П. Рященко. – С. 695-697.
5. Adler P.M. Heterocoagulation in Shear Flow // J. Colloid and Interface Sci. – 1981. – 83, No 1. – P. 106 -115.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.822.5

Романовский Г.Ф., Кирюхин А.Л. Трибологические аспекты обеспечения работоспособности судовых радиальных подшипников скольжения на обводненном смазочном материале // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 24. – Одесса: ОНМА. – С. 4-11.

Обобщены и конкретизированы представления о закономерностях формирования устойчивых режимов жидкостного трения при движении сред близкой вязкости в градиентном скоростном потоке в клиновидном зазоре подшипников скольжения. Определены резервы повышения эффективности подшипников на обводненном смазочном масле с целью совершенствования методологии обеспечения работоспособности опорных узлов судовых энергетических установок в широком диапазоне эксплуатационных режимов.

Рис. 4. Библ. 10.

Romanovsky G.F., Kiriukhin A.L. Tribological Aspects of Operability Assurance of Shipboard Radial Friction Bearings with Watered Lubricant // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 24. – Odessa: ONMA. – P. 4-11.

Article summarizes and specifies the ideas about the mechanism of forming stable regimes of fluid friction in case of movement of mediums with similar viscosity in the gradient high-speed flow in the tapered clearance of friction bearings. The reserves of increasing bearings effectiveness in such working mode are estimated in order to improve the methodology of operability insurance of marine power plants' bearings in wide range of working modes.

Fig. 4. Bibl. 10.

УДК 621.313.3

Вишневецкий Л.В., Веретенник А.М., Дао Минь Куан. Оптимизация режимов работы многопоточных валогенераторов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 24. – Одесса: ОНМА. – С. 12-16.

Предложены критерии оптимизации технико-экономических показателей многопоточных валогенераторов со стабилизацией частоты генерируемого напряжения. Валогенераторы классифицированы по месту и по направлению подведения регулируемого энергопотока. Полученные результаты позволяют выбирать рациональные схемы валогенераторов для транспортных судов.

Ил. 6. Список лит. 2.

Vyshnevsky L.V., Veretennik A.M., Dao Min Kuan. Optimization of Multithreaded Shaft Generators Work Modes // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 24. – Odessa: ONMA. – P. 12-16.

The authors propose criteria for the optimization of technical and economic characteristics of generators with the stabilization of the frequency of the generated voltage. Generators are classified by location and direction of controlled energy flow supply. The results allow choosing the efficient schemes of generators for transport ships.

Fig. 6. Bibl. 2.

УДК 629.12

Тарапата В.В. Общие принципы синтеза технологий упрочнения и восстановления трибосопряжений при ремонте транспортных средств // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 24. – Одесса: ОНМА. – С. _____.

Предложена методология синтеза гибких технологий восстановления с повышенной управляемостью, основанная на представлениях термодинамики необратимых процессов и позволяющая обеспечить требуемое качество путем создания неоднородных управляемых полей. Рассмотрена физическая сторона механизма формирования потока наносимого вещества и дана его количественная оценка.

Рис. 3. Список лит. 6.

Tarapata V.V. Common Rules of Synthesis of Tribounits Strengthening and Reconditioning Technologies at Transport Facilities Repair // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 24. – Odessa: ONMA. – P. _____.

The methodology of flexible reconditioning technologies synthesis is put forward with increased managing that is based on the irreversible processes thermodynamics and makes it possible to achieve needed quality by means of non-uniform controlled fields. Physical side of mechanism of applied substance flow formation is considered and its quantitative estimation is presented.

Fig. 3. Bibl. 6.

УДК 621.313.3

Козырев И.П. Определение рационального диапазона применения валогенераторов и утильтурбогенераторов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 24. – Одесса: ОНМА. – С. _____.

Анализ возможностей утилизации тепловой энергии среднеоборотных дизелей позволил определить рациональные диапазоны применения схем генерирования судовой электроэнергии.

Ил. 1. Список лит. 4.

Kozirev I.P. Estimation of Shaft Generators and Heat Recovery Turbo Generators Rational Application Range // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 24. – Odessa: ONMA. – P. _____.

Analysis of possibilities of utilization of thermal energy provided by medium-diesels gave us the possibility to determine the rational ranges of application circuitry for generating electricity within transport ships.

Fig. 1. Bibl. 4.

УДК 621.313.322

Абудура Салам, Аболешкин С.Е. Определение нагрузки двигателя по величине индикаторного КПД // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 24. – Одесса: ОНМА. – С. _____.

Показана возможность использования теоретических зависимостей, связывающих показатели рабочих процессов теоретических и реальных циклов

для снижения погрешностей определения нагрузки двигателей косвенными методами.

Список лит. 5.

Abudura Salam, Aboleshkin S.Y. Estimation of Engine Load by Indicator Efficiency Value // *Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col.* – 2009. – No 24. – Odessa: ONMA. – P. _____.

The possibility of use theoretical relations that bind operation indices of theoretical and real cycles in order to lower the errors of estimation the engine load with the help of indirect methods is discussed.

Bibl. 5.

УДК 621.431.74

Логішев І.В., Бондаренко В.О. Модернізація суднового двигуна 6ЧСП 18/22 морського буксиру "Правдинск" // *Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.* – 2009. – № 24. – Одесса: ОНМА. – С. _____.

На замову власника буксиру «Правдинськ» зроблено розрахунково-конструкторські роботи з переведення головного двигуна 6ЧСП 18/22 на роботу з наддуванням. Після модернізації його потужність підвищилася на 55 кВт, а механічна та теплова напруженості відповідають вимогам Морського Регістру.

Табл. 2. Ил. 1. Список лит. 2.

Logishev I.V., Bondarenko V.O. Modernisation of Medium Speed Diesel of Sea Tag "Pravdinsk" // *Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col.* – 2009. – No 24. – Odessa: ONMA. – P. _____.

On demand of the owner of the tag "Pravdinsk" calculations and project were made in order to implement supercharging into four stroke middle speed diesel. After modernization its power increased by 55 kW and mechanical and heat intensity are in accordance with the demands of Sea Register.

Tabl. 2. Fig. 1. Bibl. 2.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М., Бузовский В.А., Шебанов А.Н. Исследование работы лубрикаторной системы в эксплуатационных условиях // *Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.* – 2009. – № 24. – Одесса: ОНМА. – С. _____.

Приведены результаты эксплуатационных исследований процесса маслоподачи электронной системой двигателей RTA Sulzer на различных режимах ее работы.

Ил. 6. Список лит. 3.

Bogach V.M., Buzovsky V.A., Shebanov A.N. Investigation of Lubricating System Functioning in Operating Conditions // *Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col.* – 2009. – No 24. – Odessa: ONMA. – P. _____.

Article presents the results of operational investigation of lube oil feeding by electronic system of Sulzer RTA diesels at different operation modes.

Fig. 6. Bibl. 3.

УДК 536.24:621.791.55

Лебедев Б.В. Физико-технологические основы восстановления деталей средств транспорта применением паяльно-сварочных средств // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 24. – Одесса: ОНМА. – С. _____. В статье проводится анализ возможности применения наплавки энергонезависимыми стержнями в качестве одного из способов восстановления деталей средств транспорта.

Илл. 3. Список лит. 8.

Lebedev B.V. Physical and Technical Bases of Reconditioning Parts of Transport Units by Soldering and Welding Means // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 24. – Odessa: ONMA. – P. _____. Opportunity analysis of using build-up welding of energy independent exothermic bars as a way of transport material reconstruction is examined in the article.

Fig. 3. Bibl. 8.

УДК 681.5

Левинский В.М., Левинский М.В. Использование контроллеров SIMATIC для регулирования вязкости тяжелого топлива. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 24. – Одесса: ОНМА. – С. _____. Приведен краткий обзор продукции торговой марки SIMATIC фирмы SIEMENS и пример практической реализации программного ПИД-регулятора для регулирования вязкости тяжелого топлива дизельных двигателей судов.

Табл. 2. Илл. 3. Список лит. 4.

Levinskyi V.M., Levinskyi M.V. Application of SIMATIC controllers for controlling the viscosity of HFO. // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 24. – Odessa: ONMA. – P. _____. It has been shown the brief overview of the production of the trademark SIMATIC of the SIEMENS company and example of practical application of program PID controller for controlling the viscosity of HFO of ship's diesel engines.

Tabl. 2. Fig. 3. Bibl. 5.

УДК 621.431.74

Слободянюк И.М. Повышение надежности судовых малооборотных дизелей после заводского ремонта // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – №. 24. – Одесса: ОНМА. – С. _____. Для более полного учета действующих факторов на изнашивание деталей ЦПГ предлагается рассматривать сопряжение из трех деталей «втулка цилиндра – кольцо – канавка поршня» вместо сопряжения из двух деталей, что дало возможность разработать рекомендации по техническому обслуживанию ЦПГ МОД после ремонта, рассчитать долговечность и остаточный ресурс.

Илл. 7. Список лит. 9.

Slobodianiuk I.M. The Increase of Marine Low Speed Diesels Reliability after Factory Repair // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 24. – Odessa: ONMA. – P. _____. Aiming to take into consideration more factors influencing the wear of piston-cylinder unit we suggest to analyze the group of three parts (cylinder sleeve – piston

ring - piston groove) instead of traditional two parts that made it possible to work out recommendations on maintenance of low speed diesel piston-cylinder unit after repair and calculate longevity and remaining life.

Fig. 7. Bibl. 9.

УДК 532.5

Рященко Б.П. Разрушение тонкодисперсной фазы нефтеводяных эмульсий неоднородным гидродинамическим полем // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – №. 24. – Одесса: ОНМА. – С.

Проведен анализ причин неустойчивой работы сепаратора в режиме глубокой очистки. Сформулирован метод интенсификации процесса коагуляции тонкодисперсной фазы льяльных вод. Приведены результаты апробации метода в лабораторных и судовых условиях. Предложена схема модернизации штатной судовой системы очистки согласно требованиям конвенции MARPOL 73/78.

Ил. 4. Список лит. 5.

Ryashchenko B.P. Destruction of Fine-Particle Oily Emulsion Phase by Nonhomogeneous Hydrodynamic Field // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 24. – Odessa: ONMA. – P. _____.

On the bases of separator uneven running at deep purification mode analysis the method of stimulation of coagulation the fine particle phase of oily waters was elaborated. The results of approval in laboratory and ship conditions are given. The scheme of modernizing typical marine purifying system according to the demands of MARPOL 73/78 is suggested.

Fig. 4. Bibl. 5.

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 на электронном носителе в формате «Microsoft Word» с бумажной копией, подписанной всеми авторами, и с контактной информацией: адреса, телефоны. К статье обязательно прилагается реферат объёмом *не более* 300 печатных знаков на русском и английском языках. Объём статьи — до 0,5 авторского листа с учётом иллюстраций и подрисуночных 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, заголовки таблиц, подрисуночные 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 24.

Подписано к печати 27.11.2009 г. Формат 60×84/16.
Уч.-изд. л. 6,11. 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