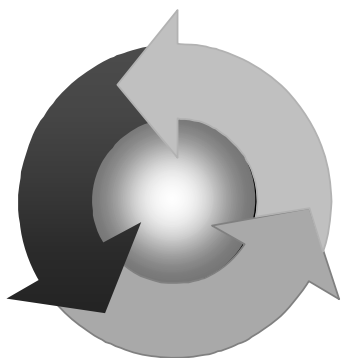


ISSN 1815-6770

Министерство образования и науки Украины
ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 19

Одесса
2007

ББК 39.46
С 89
УДК 629.123.066

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник.
Вып. 19. – Одесса: ОНМА, 2007. – 116 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; к.т.н., проф. ОНМА Б.П. Богданов, (отв. секретарь); д.т.н., проф. Л.В. Вишневецкий, ОНМА; д.т.н., проф. А.А. Власенко, ОНМА; д.т.н., проф. В.А. Голиков, к.т.н., проф. А.А. Голиков, ОНМА; к.т.н., проф. В.К. Голубев, ОНМА; д.т.н., проф. С.И. Горб, ОНМА; д.т.н., проф. Н.Ф. Гречко, ОНМА; д.т.н., проф. В.Г. Ивановский, ОНМУ; д.т.н., проф. В.В. Капустин, СНТУ; к.т.н., проф. ОНМА М.А. Колегаев, (редактор); д.т.н., проф. А.И. Коханский, ОНМА; д.т.н., проф. М.В. Миусов, ОНМА; д.т.н., проф. Н.С. Молодцов, ОНМА; к.т.н., проф. А.Н. Пипченко, ОНМА; д.т.н., проф. Г.Ф. Романовский, НУК; д.т.н., проф. С.С. Рыжков, НУК; д.т.н., проф. П.С. Суворов, ОАО УДП; д.т.н., проф. С.М. Сурин, ОНМА; д.т.н., проф. В.В. Тарапата, ОНМА; д.т.н., проф. С.А. Ханмамедов, ОНМА.

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

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

e-mail: seu@ma.odessa.ua

Компьютерная вёрстка Шакун С.Н.

Утверждено учёным советом ОНМА, протокол № 11 от 26.06.2007

© Одесская национальная морская академия

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Ханмамедов С.А., Луковцев В.С., Щербинин В.А.</i> Комбинированные главные двигатели как средство повышения эффективности и надёжности судовых пропульсивных установок	4
<i>Богач В.М., Шебанов А.Н., Колиев И.Д., Журавлёв Ю.И.</i> Эксплуатационные показатели эффективности лубрикаторных систем судовых дизелей	10
<i>Аболешкин С.Е.</i> Влияние технического состояния деталей ЦПГ главного судового двигателя на его экономические показатели.....	23
<i>Голиков В.А., Абудура Салам, Цюпко Ю.М., Просенюк В.В.</i> Управление судовым микроклиматом системы кондиционирования воздуха.....	28
<i>Пичурин Н.Б.</i> Изменение рабочих процессов дизелей для ограничения эмиссии NO _x	38
<i>Веретенник А.М.</i> Концепция представления, совершенствования и оптимизации энергетических потоков в судовых электроэнергетических установках.....	48
<i>Варбанец Р.А., Ивановский В.Г.</i> Диагностика рабочего процесса среднеоборотных дизелей программно-аппаратным комплексом D4.0H ...	57
<i>Абрамов В.А., Логишев И.В.</i> Факторы, определяющие карбонатное равновесие природных вод, используемых в СЭУ	67
<i>Войтецкий И.Е.</i> Компьютерная программа для исследования режимов работы судовой электроэнергетической установки	75
<i>Слободянюк Д.И., Молодцов Н.С., Слободянюк И.М.</i> Способ восстановления головок поршней судовых малооборотных двигателей	80
<i>Вишневский Л.В., Козырев И.П., Савенко А.Е.</i> Управление параллельной работой современных судовых многогенераторных электростанций	87
<i>Ханмамедов С.А., Трибусян Ю.Н., Черников Г.В.</i> Излучение колебательной энергии механизмами судовых дизельных энергетических установок.....	92
<i>Аболешкин С.Е., Калюжный В.О.</i> Обобщенный метод оценки неполноты сгорания топлива в судовых дизелях	98
<i>Лебедев Б. В.</i> Определение Теплоотдачи от сгорающего экзотермического стержня к поверхности пластины в процессе термической резки под водой	104
Рефераты.....	109
Правила оформления и представления рукописей для сборника «Судовые энергетические установки».....	114

УДК 629.12

Ханмамедов С.А., Луковцев В.С., Щербинин В.А.
ОНМА

КОМБИНИРОВАННЫЕ ГЛАВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ КАК СРЕДСТВО ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ И НАДЁЖНОСТИ СУДОВЫХ ПРОПУЛЬСИВНЫХ УСТАНОВОК

Введение. На сегодняшний день двигатели внутреннего сгорания (ДВС) остаются самыми распространёнными и используемыми двигателями в судовых пропульсивных установках, однако увеличение цен на дизельное топливо вызывает потребность создания для них энерго-сберегающих технологий.

Современное состояние вопроса. Существует достаточно большое количество разработок в области совершенствования конструкции и систем автоматизации, которые широко представлены немецкими и российскими патентами, что доказывает актуальность проблемы. Большинство крупных компаний, (MAN, Wartsila и др.) работают над усовершенствованием конструкции и систем автоматизации судовых ДВС с целью изменения теплового баланса в сторону повышения эффективности и экономичности [2]. Одной из главных задач этого направления является разработка способа оптимизации управления технологическими процессами пропульсивных установок, обеспечивающего улучшение эксплуатационных характеристик главных двигателей.

Вступившее в силу 19 мая 2005 г. Приложение VI к Конвенции МАРПОЛ 73/78, ограничивающее выбросы вредных веществ в атмосферу (окислов азота и серы) также нацеливает на создание более экономичных, безопасных и экологически чистых ДВС.

Практически это выражается в переходе от двигателей с механическим приводом распредвала (RTA) к двигателям с электронным управлением (RT – flex).

Обсуждение проблемы. Рассмотрим особенности последней модели судовых ДВС, к которым относятся отсутствие распредвала и наличие электронного управления приводом клапанов топливных насосов и лубрикаторной смазки.

ГД технологии RT-flex позволяют достичь более высокого уровня безопасности, при котором обеспечиваются высокие манёвренные показатели, бесперебойное энергоснабжение, предусматривается возможность противоаварийного управления. Кроме штатного оборудования, ГД имеют дополнительно обратимую электрическую машину, навешенную на гребной вал. Фирма „WARTSILA” предлагает номенклатурный ряд из 10 таких двигателей. Модификации двигателей различаются

компоновкой и местом установки электрической машины. При этом могут использоваться три различных типа электрических машин. В настоящее время идет апробация и накопление опытных данных с целью выявления наиболее экономически целесообразного варианта судовой пропульсивной установки (СПУ). Окончательное решение зависит от ряда факторов, которые влияют на экономичность и безопасность СПУ в целом. Среди различных вариантов компоновки СПУ наибольшее распространение получила установка, структурная схема которой приведена на рис. 1.

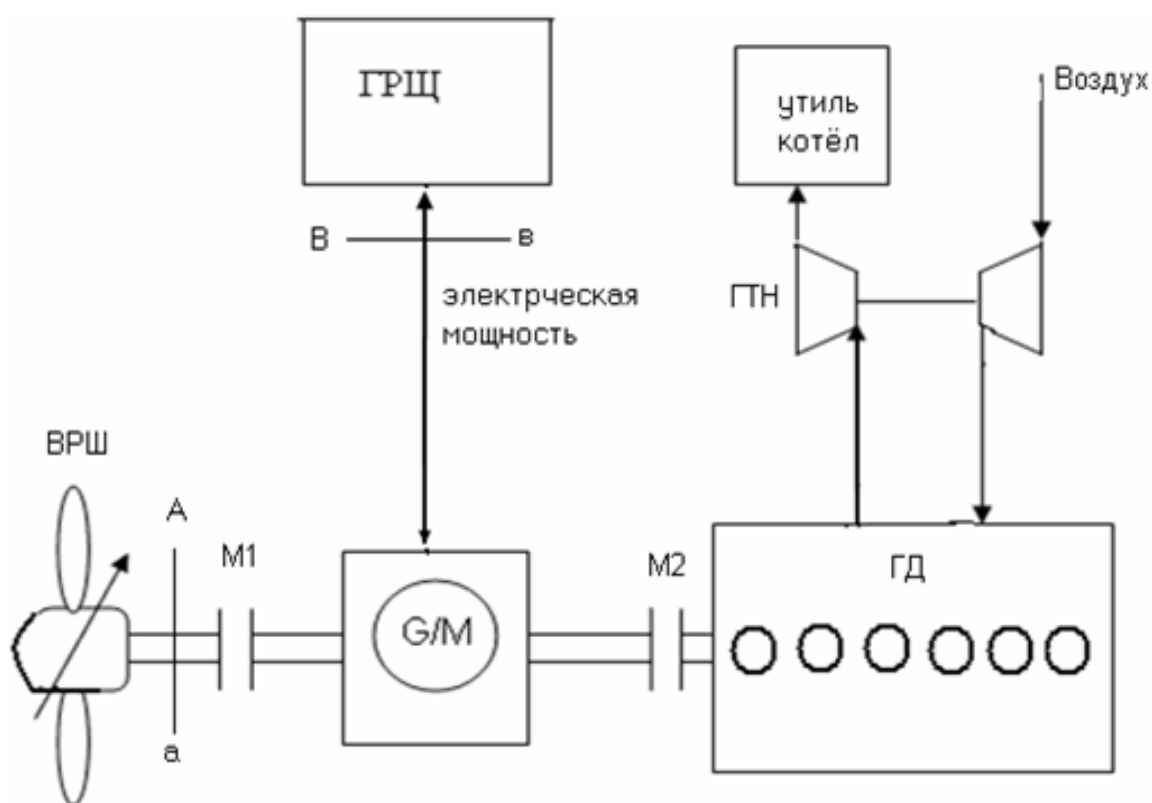


Рис. 1. Структурная схема перспективной СЭУ

Обратимая электрическая машина G/M на номинальном режиме работы ГД используется в составе СЭУ как валогенератор для отбора мощности в судовую сеть, а в режиме манёвров, при минимальной скорости судна, на режиме ГД менее 30% $N_{\text{ном}}$ в качестве гребного электродвигателя.

При одновременной (параллельной) работе ГД и электрической машины область допустимых режимов, в которой может находиться рабочая точка пропульсивного комплекса, значительно расширяется (рис. 2).

Рассмотрим некоторые примеры положительного применения G/M.

1. При движении судна против сильного встречного ветра и поддержании постоянного номинального момента движения происходит уменьшение частоты вращения ГД. Добавочная дополнительная мощ-

ность от навешенной электрической машины (ЭМ) позволяет вывести пропульсивную установку на номинальный скоростной режим без перегрузки ГД и обеспечить заданную скорость судна. Аналогичные процессы происходят в режиме буксировки.

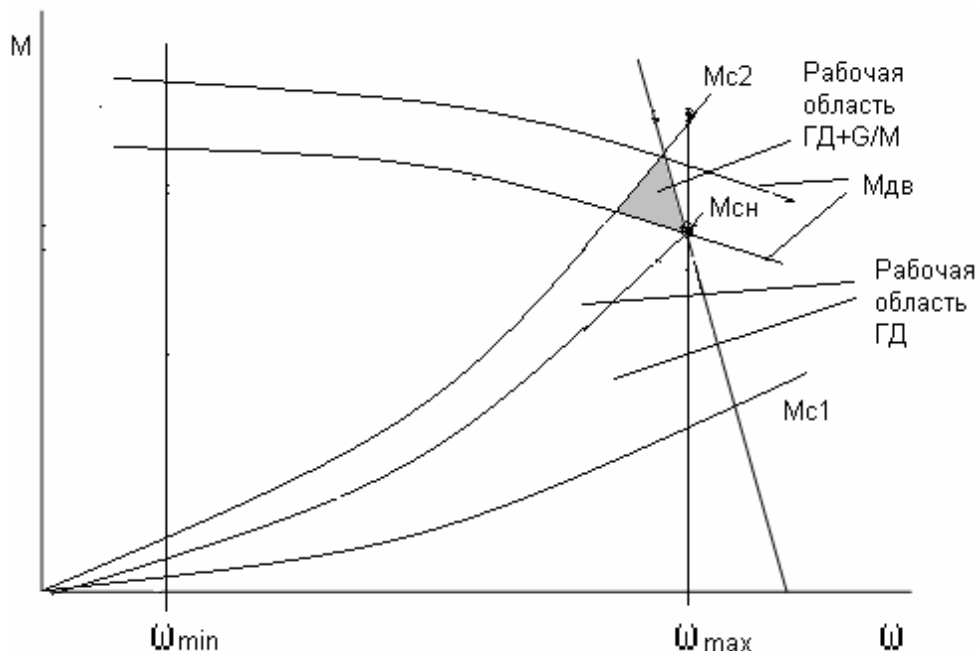


Рис. 2. Расширение области допустимых режимов ГД при использовании навешенной электрической машины: M_{c1} , M_{c2} , M_{cn} — моменты сопротивления; $M_{дв}$ — моменты движения

2. При плавании судна в битом льду происходят быстрые набросы, и сбросы нагрузки. В этих условиях ГД, как правило, работает на минимально устойчивых оборотах. Во избежание остановки и потери маневренности судна также может использоваться параллельная работа ГД и электрической машины. Здесь используется способность электродвигателя оперативно реагировать на изменение внешней нагрузки. Это актуально и для случая работы ГД в маневренном режиме, так как позволяет поддерживать устойчивую работу ГД на оборотах меньше минимально устойчивых (менее 30% ном.). В то же время для увеличения оборотов не существует технических трудностей.

3. Имеется возможность осуществлять пуск ГД с помощью навешенной электрической машины.

4. Параллельная работа ГД и G/M позволяет обеспечивать стабильное равенство моментов $M_{дв} = M_c$ при периодическом обмене энергии между ГД и винтом, который происходит в течении одного оборота гребного вала (рис. 3).

Анализ осциллограммы позволяет выявить периодические изменения момента сопротивления на винте $M_{в}$, что обусловлено изменением

сопротивления на винте $M_{\text{в}}$. В результате момент двигателя $M_{\text{дв}}$ имеет положительные и отрицательные пиковые значения за один оборот гребного вала. Количество пиков зависит от количества лопастей винта и количества цилиндров ГД. В один момент времени наблюдается избыток, а в другой недостаток энергии (избыток энергии $dM_{\text{дв}}/d\omega - dM_{\text{с}}/d\omega > 0$) разгоняет гребной винт, накапливается в демпфере, маховике и идёт на скручивание коленчатого и гребного валов. При недостатке энергии ($dM_{\text{дв}}/d\omega - dM_{\text{с}}/d\omega < 0$), часть накопленной энергии маховика возвращается в виде механической энергии и идёт на раскручивание гребного винта. Остальная энергия, накопленная в демпфере, деформации коленвала и валопроводе, рассеивается в виде тепла. Из-за несоответствия моментов возникают крутильные колебания, которые влияют на долговечность коленчатого и гребного вала, что при проектировании заставляет увеличивать запас прочности. Это ведёт к повышению металлоёмкости, а значит повышенной потери мощности ГД.

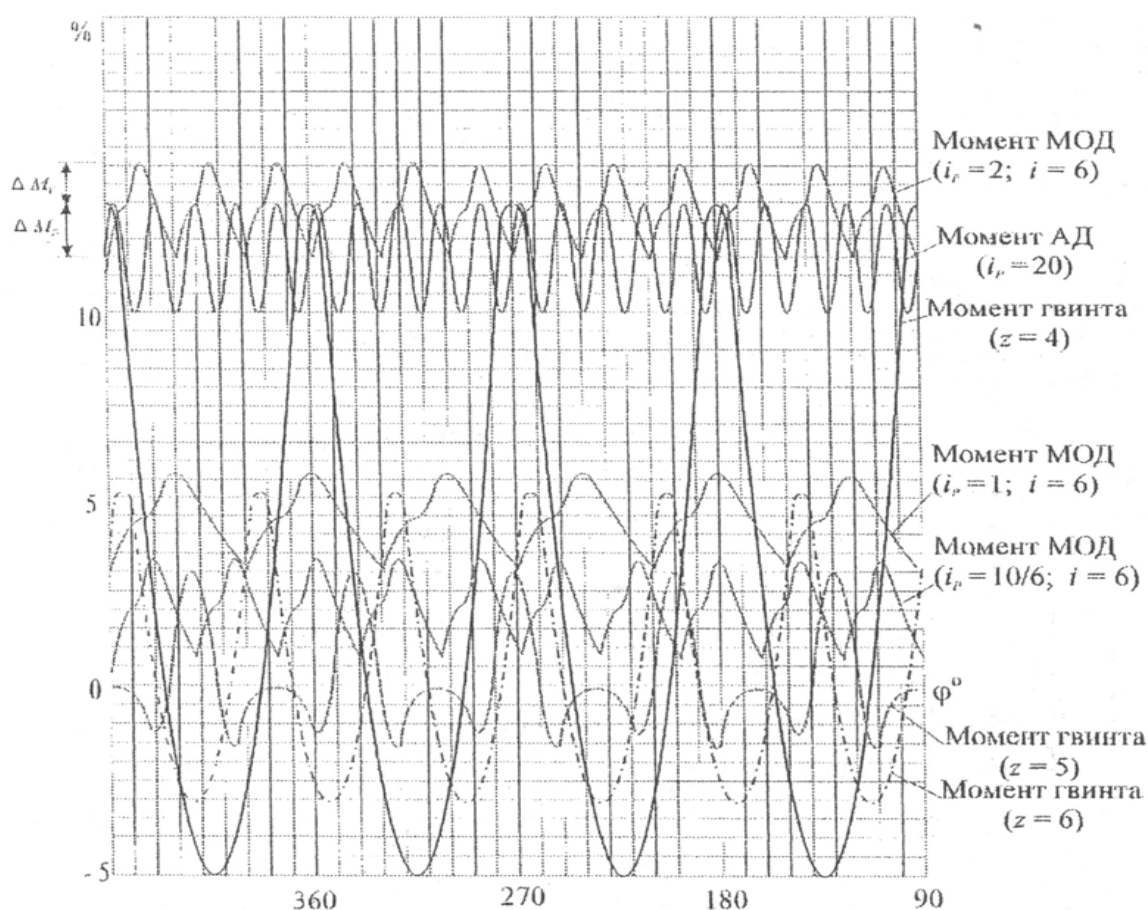


Рис. 3. Оциллограмма изменения момента ГД и гребного винта (в плоскости А – А)

Постановка задачи. Данный процесс слабо изучен, поэтому при расчётах условно принимаются равенство $M_{\text{дв}} = M_{\text{с}}$ на протяжении всего цикла полного оборота гребного винта.

Для устранения вредного влияния колебаний мощности (рис. 4) ставится задача разработать эффективный способ компенсации крутильных колебаний. Задачу планируется решить для судовых пропульсивных комплексов с малооборотными двигателями с ВРШ, которые сегодня широко применяются в судостроении благодаря высоким манёвренным характеристикам.

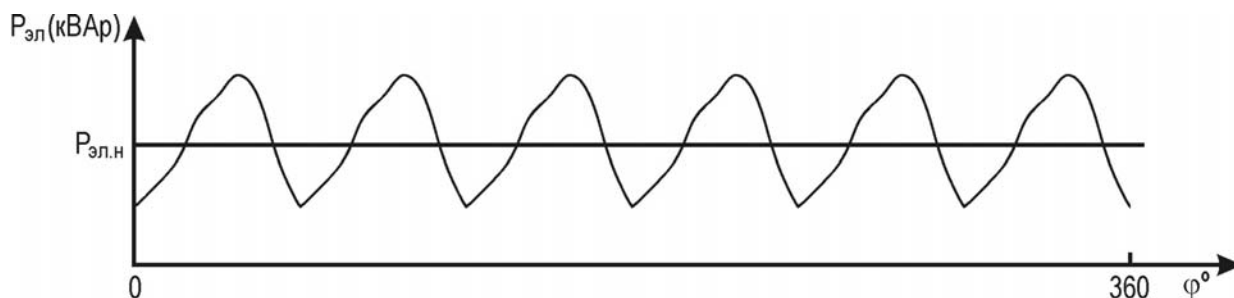


Рис. 4. Изменение электрической мощности за один оборот гребного вала (в плоскости В – В)

Для решения этой задачи предлагается использовать судовую пропульсивную установку с обратимой электрической машиной, которая может работать как валогенератор (ВГ) при избыточном моменте и как электродвигатель при недостаточном крутильном моменте. Структурная схема такой установки изображена на рис. 5.

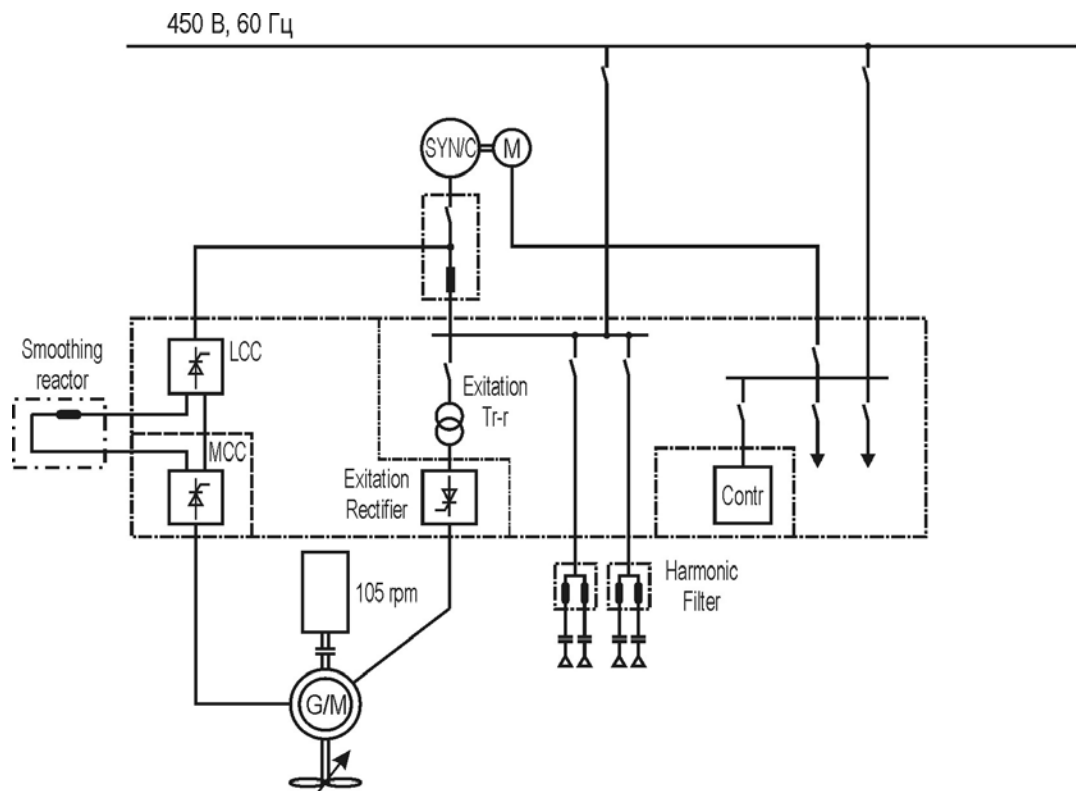


Рис. 5. Структурная схема электрической части пропульсивной установки: SYN/C — синхронный компенсатор; LCC — конвертор; MCC — выпрямитель; Contr — микропроцессор

Выводы.

1. Комбинированные ГД являются перспективным направлением развития энергосберегающих ресурсов в судовой энергетике.

2. Реализация предложенного принципа позволяет уменьшить крутильные колебания гребного валопровода и коленчатого вала ГД, что повышает надёжность судовой энергетической установки.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Радченко А.П. Будашко В.В. Комбінована енергетична установка сучасного контейнеровоза // Судовые энергетические установки: нау.-техн. сб. – 2001. – Вып. 6. – Одесса: ОГМА. – С. 90-96
2. H. Schmid. The Success of the RT-flex Engine / Wartsila, Switzerland. Application Development. – Winterthur, March 2006. – 47 p.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М., Шебанов А.Н., Колиев И.Д., Журавлёв Ю.И.
ОНМА

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЛУБРИКАТОРНЫХ СИСТЕМ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Результаты эксплуатационных наблюдений [1, 2] указывают на несовершенство существующих систем смазывания цилиндров судовых двигателей, что приводит к завышенным расходам масел, значительным износам трущихся деталей, и тем самым снижению технико-экономических показателей работы этих двигателей.

Анализ проведен на основании данных, полученных за семилетний период эксплуатации главных двигателей MAN - B&W типа L-МС/МСЕ. Эти данные характеризуют взаимосвязь работы системы маслоподачи с технико-экономическими показателями эксплуатации двигателей.

За это время главные двигатели отработали по 22-24 тысячи часов. В этот период цилиндры двигателей вскрывали от 5 до 16 раз, т.е. промежуток между вскрытиями составлял от 1,5 до 5 тыс. часов.

Ревизия цилиндров была вызвана рядом причин: перепресовкой втулок из-за подтекания по уплотнениям, необходимостью предъявления двигателей Регистру и проверкой целостности втулок в районе окон и под посадочными буртами. Наиболее частой и общей для всех рассматриваемых двигателей причиной вскрытий цилиндров является повышенный износ втулок и закоксовывание окон.

Повышенный (до 0,05 мм/тыс. ч.) износ втулок отмечается выше окон. В этом же месте втулки приобретают наибольшую эллиптичность, величина которой за указанный период достигала 0,20-0,60 мм. Окна подвержены интенсивному закоксовыванию. Их сечение может уменьшаться на 50-80%, а иногда окна загорают полностью, рис. 1.

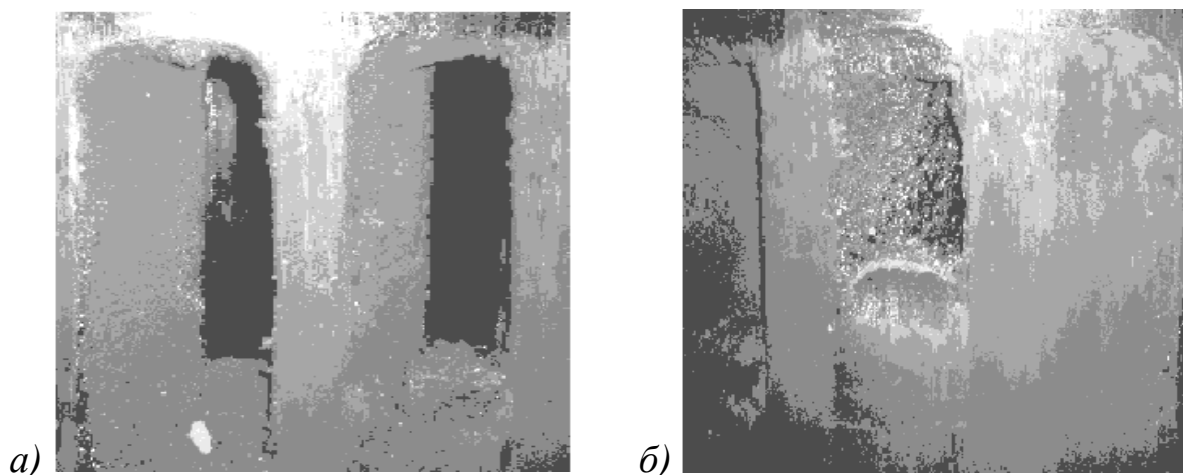


Рис. 1. Характер закоксовывания окон: а — частично; б — полностью

Другой распространенной причиной вскрытия цилиндров длинноходовых двигателей является состояние компрессионных колец. В эксплуатации отмечается залегание колец, рис. 2, изнашивание их в районе замков или поломка. Особенно часто случается поломка 2-го и 3-го колец.

Исходя из анализируемых сведений, в целом на каждую тысячу часов работы одного двигателя при существующих условиях необходимо иметь до 6-ти компрессионных и 2-х маслосъемных колец.



Рис. 2. Нагароотложения в районе поршневых колец

Подача цилиндрического масла в двигатели осуществляется лубрикаторами типа "Ганс Йенсен". Удельный расход цилиндрического масла, подаваемого непосредственно в цилиндры, составляет около 0,95-1,36 г/кВт·ч. Суточный расход цилиндрического масла (в зависимости от мощности) может достигать 250 кг. Особенностью системы смазывания цилиндров двигателей MAN - B&W является связь привода лубрикаторов с управлением расхода топлива. По этой причине расход масла изменяется по кубической параболе автоматически с изменением нагрузки двигателя.

Уровень этого расхода зависит от величины хода плунжеров лубрикаторов, которая задается вручную воздействием на регулировочные винты. Каждая четверть оборота винта, регулирующего величину хода плунжера, имеет фиксированное положение, которое отмечается щелчком фиксатора.

На одном из двигателей был выполнен анализ расхода масла в зависимости от условий эксплуатации. Исходное состояние регулировки лубрикаторов этого двигателя приведено в таблице 1. Из таблицы видно, что лубрикатор № 1, который обеспечивает подачу масла к вспомогательным точкам, даже при полностью завинченных регулировочных винтах (нуль оборотов — минимальная подача), в зависимости от нагрузки двигателя способен перекачивать 10-14 литров масла в сутки.

Таблица 1. Исходные данные регулировки лубрикаторов

№ лубрикатора	Номер регулировочного винта								Среднее по лубрикатору	Суточная производительность при нагрузке (в литрах)	
	1	2	3	4	5	6	7	8		4,5	6
	Количество заданных оборотов регулировочного винта										
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10	14
2	4	2	2,5	2	2,7	3	2,25	3,25	2,75	24	28,8
3	2,2	2,5	2,5	2	2,25	2	2	2,5	2,25	21,6	26,4

Регулировочные винты лубрикаторов, обеспечивающих подачу масла в цилиндры, были вывернуты от 2 до 4 оборотов у лубрикатора № 2 и от 2 до 2,5 оборотов — у лубрикатора № 3. В среднем у лубрикатора № 2 регулировочные винты вывернуты на 2,75 оборота, а у лубрикатора № 3 — на 2,25 оборота.

При частоте вращения коленвала двигателя равной 200 мин^{-1} и положении стрелки указателя нагрузки двигателя 4, 5 и 6 — лубрикатор № 2 подает в цилиндр 24 и 28,8 л/сутки соответственно, а лубрикатор № 3 — 21,6 и 26,4 л/сутки. Температура масла в лубрикаторах равнялась $38-40 \text{ }^\circ\text{C}$.

В таблице 2 приведены условия анализа расхода масла в зависимости от оборотов двигателя. При этом среднее число оборотов регулировочных винтов равнялось 2,5. Температура масла в лубрикаторах составляла $40 \text{ }^\circ\text{C}$, а величина измеряемой порции, отбираемой от контрольной секции лубрикатора, равнялась 1,3 и 5 см^3 .

В таблице 3 приведены условия анализа расхода масла, когда привод лубрикатора не имеет связи с нагрузкой двигателя.

В таблице 4 приведен анализ расхода масла, включающий задание оборотов регулировочных винтов лубрикаторов. При этом условия их работы были следующими: объем отбираемой порции масла — 5 см^3 ; частота вращения двигателя — 204 мин^{-1} ; положение указателя нагрузки двигателя — 6; положение указателя привода лубрикатора — 2; обороты валика лубрикатора — 13 мин^{-1} ; температура масла в лубрикаторе — $40 \text{ }^\circ\text{C}$.

Таблица 2. Условия анализа расхода масла при наличии связи с нагрузкой двигателя

Частота вращения, мин ⁻¹		Положение стрелки указателя		Время отбора пробы, с	Величина порции, см ³
двигателя	валика лубрикатора	нагрузки двигателя	привода лубрикатора		
110	4	2,55	1,1	180	5
120	5	2,9	1,16	150	5
130	7	5,9	1,18	120	5
140	14	6,2	2,2	50	1
150	16	6,8	2,22	45	1
160	3,5	2,5	1,15	275	3
170	4,5	3	1,15	393	3
180	7	4	1,2	470	5
190	15	6	2,0	260	5
200	17	7	2,2	200	5

Таблица 3. Условия анализа расхода масла при отсутствии связи с нагрузкой двигателя

Частота вращения, мин ⁻¹		Положение указателя нагрузки двигателя	Время отбора пробы, с	Величина порции, см ³
двигателя	валика лубрикатора			
110	9	2,5	220	3
150	12	3	158	3
180	16	4	192	5
200	23	6	138	5

Таблица 4. Условия анализа расхода масла при заданных оборотах регулировочных винтов

Обороты винтов	0,5	1	1,5	2	2,5	3	4	5
Время отбора порции масла, с	465	360	335	273	260	220	185	160

В таблице 5 приведен анализ расхода масла нагнетательной секцией лубрикатора с заданием количества оборотов винтов регулировки для следующих условий: частота вращения валика лубрикатора — 10 мин⁻¹; положение указателя нагрузки двигателя — 4,5; частота вращения двигателя — 205 мин⁻¹; температура масла — 40 °С.

Таблица 5. Условия анализа расхода масла при заданных оборотах регулировочных винтов

Обороты винтов	0	1	2	3	4	5
Время отбора порции масла, с	673	470	360	265	–	190
Расход масла, л/ч	0,858	1,225	1,600	2,174	–	3,032

Результаты вычислений, произведенных по данным приведенных таблиц, представлены графиками (рис. 3). Эти графики представляют собой регулировочные характеристики системы смазывания цилиндров двигателей MAN - B&W, устанавливающие связь расхода масла с оборотами и нагрузкой двигателя, а также настройкой лубрикаторов.

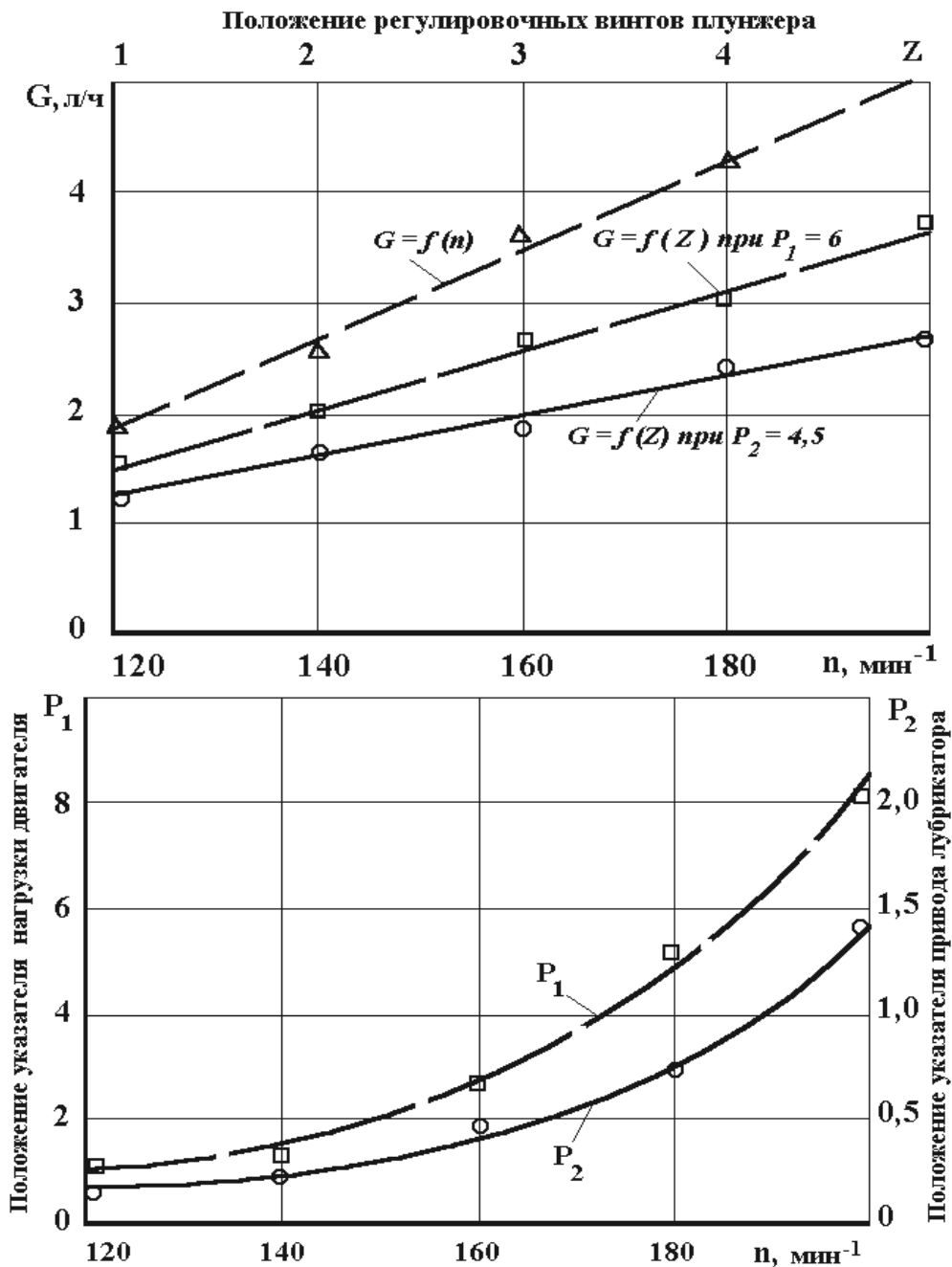


Рис. 3. Регулировочные характеристики лубрикаторной системы двигателей MAN - B&W

На двигателях находящихся в эксплуатации широко распространено различное сочетание штуцеров и каналов во втулках. Это обуславливает существование более 20 типов маслоподводящих каналов, отличающихся основными характеристиками в десятки раз.

Например, расстояние от зеркала цилиндра до обратного клапана по отдельным типам дизелей отличается в 36 раз (рис. 4), диаметры каналов — в 12 раз, а их объемы в штуцерах и втулках в 15-22 раза соответственно.

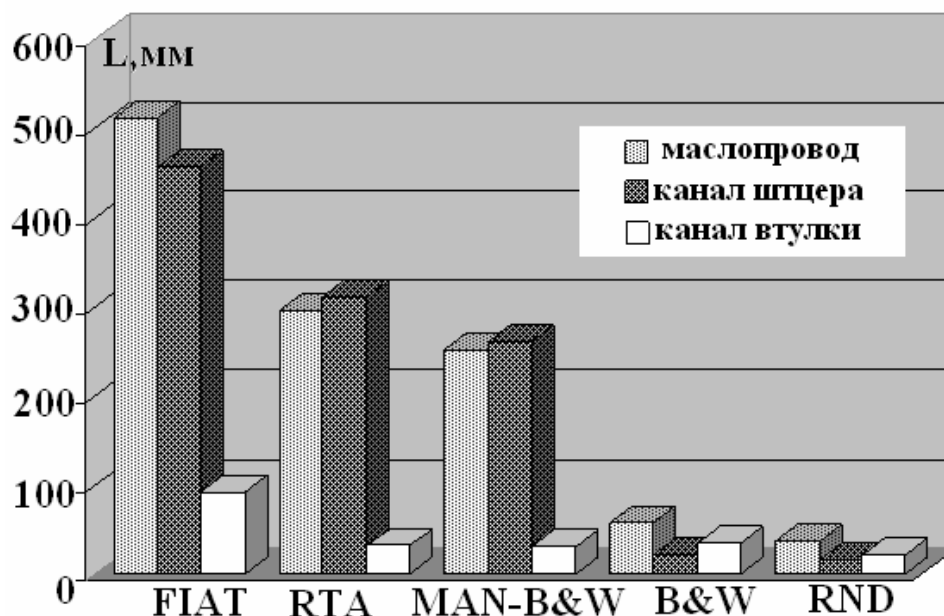


Рис. 4. Характер отличий длины маслоподводящих каналов крейцкопфных дизелей

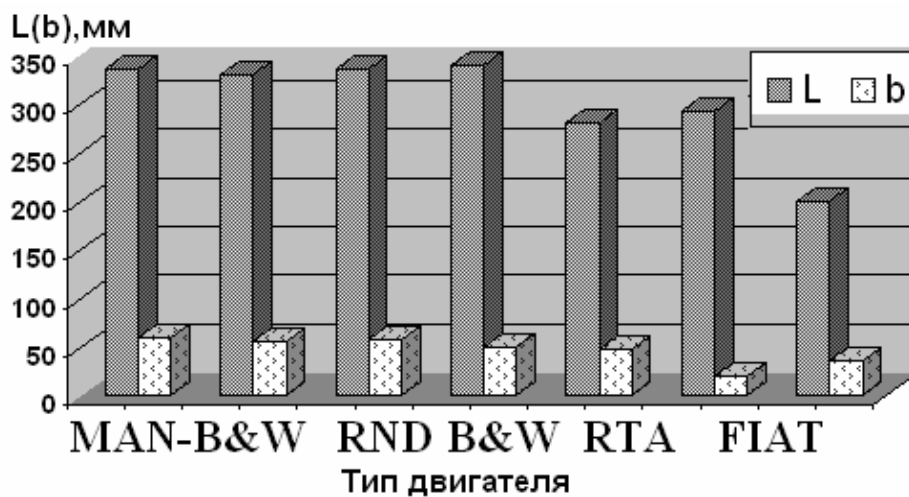
В современных дизелях, работающих на тяжелом топливе, особое внимание обращают на места расположения точек смазки, их количество и конструкцию распределительных канавок.

Следует отметить, что для уменьшения теплового воздействия на цилиндрическое масло до его поступления в цилиндр считается предпочтительным располагать точки смазки в нижней части втулки. При отсутствии распределительных канавок капля масла, вытекающая из точки смазки на зеркало цилиндра, будет подхватываться поршневыми кольцами, и перемещаться вверх (или вниз), плохо распределяясь в поперечном направлении по зеркалу втулки.

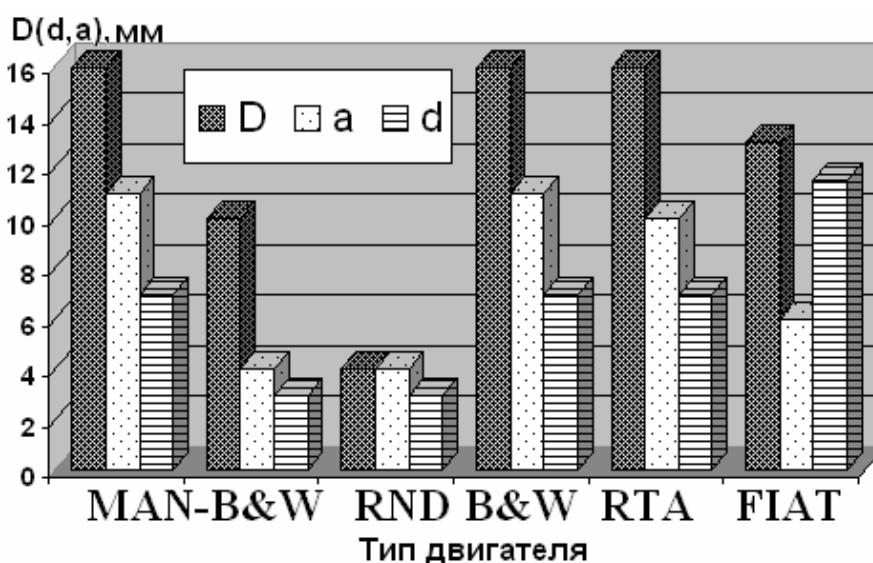
Присутствие канавок на зеркале и их правильная геометрия обеспечивают более интенсивное распределение масла в поперечном направлении. Тем не менее, имелись попытки отказаться от канавок на зеркале, что себя не оправдало.

Маслораспределительные канавки, представляющие последнее звено маслоподводящего тракта системы, отличаются расположением начала ветвей относительно среза выходного отверстия, профилем поперечного сечения и размерами их элементов. Характер изменения длины и высоты канавок по типам двигателей приведен на рис. 5, из которого видно, что их длина отличается в 1,5 раза, а ширина в 2,5-3 раза.

В современных МОД распространены в основном два типа распределительных канавок: отдельные канавки у каждого маслоподводящего отверстия и непрерывные (общие для всех отверстий) канавки, расположенные по всей окружности зеркала цилиндровой втулки.



а)



б)

Рис. 5. Характер изменения размеров канавок по типам двигателей: *a* — длина и высота канавки; *b* — диаметр и ширина канавки

По современным представлениям предпочтительнее непрерывные канавки. Их непрерывность обеспечивает более равномерное поперечное распределение смазки, а перекрытие канавки одновременно двумя поршневыми кольцами помогает быстро распределить смазку. Когда отверстие точки смазки расположено выше распределительных канавок, то обеспечивается более равномерное поперечное распределение масла, так как большее количество масла вытекает из точки смазки в канавку, а не непосредственно на зеркало втулки.

Разновидностями этих типов канавок служат соединенные и несоединенные канавки, расположенные с меньшим углом наклона.

Отсутствие каких-либо обоснований использования такого широкого многообразия конструкций систем подачи масла указывает на то, что его элементы выполняются по существу произвольно, исходя лишь в лучшем случае из компоновочных соображений.

Результатом исследования работы лубрикаторных систем явились разработки, преследующие цель увеличения равномерности (по оборотам) поступления масла в цилиндры двигателей, так называемые аккумуляторные системы. Они представляют собой лубрикаторные системы дизелей, в нагнетательный тракт которых устанавливаются емкости (аккумуляторы давления).

Применение аккумуляторов вызвано тем, что существующие системы смазывания цилиндров не обеспечивают необходимую равномерность и регулярность поступления масла на зеркало цилиндра.

Дробление цикловой порции масла на весь период между двумя нагнетательными ходами плунжера лубрикатора было достигнуто в аккумуляторных системах за счет снижения давления масла перед обратным клапаном штуцера до минимальной величины, которая в промежутках между импульсами давления газов, до прихода поршневых колец к точкам смазывания, обеспечила регулярный выход масла в цилиндр на каждом ходе поршня.

Необходимо отметить, что локализация нагарообразований в цилиндрах исследуемых двигателей, несмотря на использование новых систем, в основном не отличалась от характера нагарообразований в двигателях с обычной лубрикаторной системой (рис. 6).

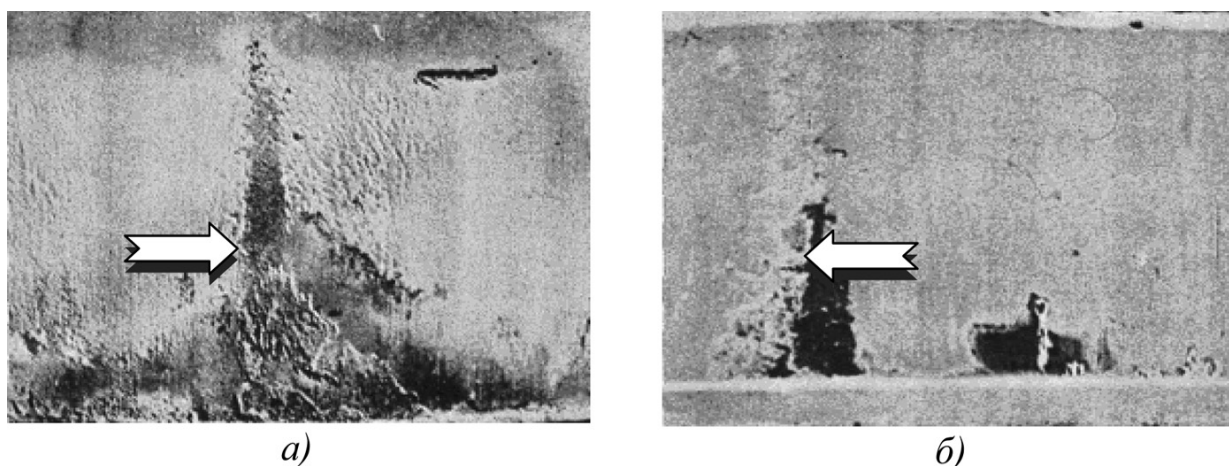


Рис. 6. Характер нагароотложений на головке поршня у двигателей:
а) без аккумулятора; б) с аккумулятором

Значительный слой нагара, по-прежнему располагается на боковой поверхности головок поршней напротив точек смазывания в виде вер-

тикальных клиньев с основанием у первого кольца, что свидетельствует об истечении масла крупными порциями.

Толщина этого слоя может достигать 3 миллиметров, что практически, в указанных местах, обуславливает заполнение зазора между головкой поршня и втулкой и, как следствие, образование вертикальных натиров на зеркале цилиндра, проходящих через точки смазывания (рис. 7). Характерным было загорание продувочных окон на 30-50%, а в ряде случаев и до 70% площади проходного сечения. На тронках и в нижней части зеркала цилиндрических втулок отмечались зоны лакообразования.



Рис. 7. Характерные натирсы на зеркале цилиндрической втулки

Отложение нагара наблюдалось также в выпускном тракте, включая ГТН. Толщина нагароотложений на внутренних полостях и лопатках ГТН достигала 1,5 – 2 мм. Помимо интенсивного отложения нагара на деталях ЦПГ и в выпускном тракте двигателя, отмечалось значительное загрязнение подпоршневых полостей, что также свидетельствовало о низкой эффективности использования цилиндрического масла.

В результате экспериментальных исследований нами установлено, что эти процессы возникают при работе двигателя, именно на части нагнетательного тракта, что не учитывалась раньше, а именно на участке между обратным клапаном и зеркалом цилиндра.

Указанные исследования проведены в условиях, которые отвечают работе системы на двигателе с частотой вращения коленчатого вала 80-200 об/мин. Величина импульса давления на сжатии задавалась в гра-

ницах 1,1-1,5 МПа, а на расширении – 2,5-3,0 МПа. Ход плунжера лубрикатора изменялся от 2 до 5 мм. Влияние температуры масла в лубрикаторе изучалось для диапазона 25-40 °С, а в штуцере – 70-150 °С.

Как показали исследования, заклапанная полость заполняется маслом не полностью, из-за чего в нее проникают газы. При известном характере изменения давления со стороны полости цилиндра и возникающем при этом попеременном сжатии и расширении газов, в канале формируется возвратно-поступательное движение масла, которое сопровождается интенсивным перемешиванием его с газами.

Газо-масляная смесь, при падении давления у смазочных отверстий изнутри цилиндра, движется по каналу к зеркалу, получая при этом ускорение за счет энергии расширяющихся газовых пузырьков.

Перед срезом канала на зеркале скорость достигает довольно больших значений, при которых масло продолжает движение по оси канала даже за его пределами (рис. 8). Таким образом, происходит своеобразное выталкивание масла из канала газами, которые расширяются в нем. Специальными измерениями установлено, что у исследуемых двигателей таким путем за границы канала поступает до 50% масла. При этом величина его изменяется в зависимости от значений эксплуатационных показателей работы двигателя и системы (рис. 9).

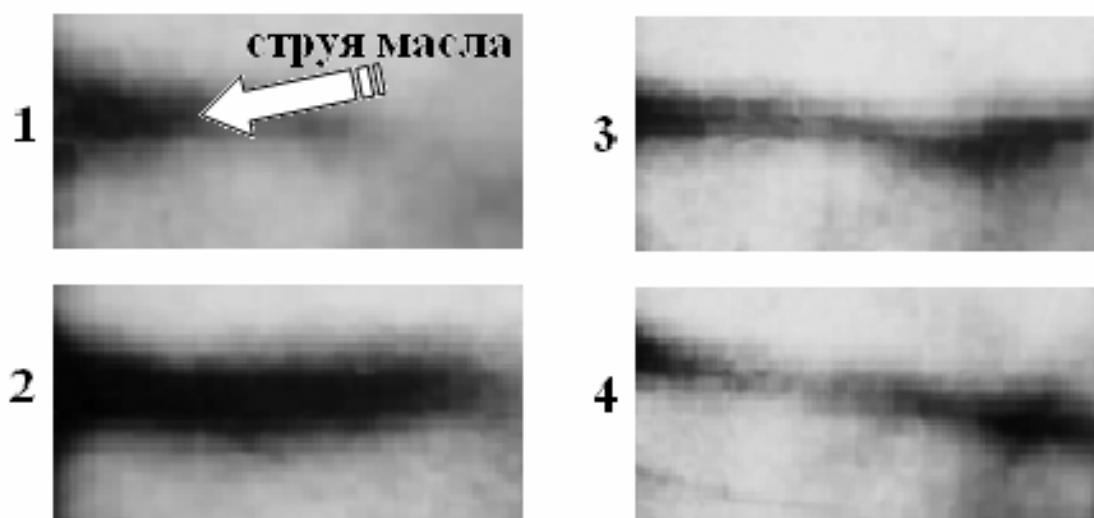


Рис. 8. Кинокадры истечения масла из канала

В любом промежутка между рабочими ходами плунжера лубрикатора истечение масла происходит несколько раз. При этом изменение его формы имеет заметное чередование. Истечение может быть струйным, как на кинокадрах рис. 8. Эта форма характерна преимущественно для первой части цикла маслоподачи. Потом истечение представляет собой в основном группу капель, единичные или относительно большие капли и, в конце концов – пучок довольно распыленной газо-масляной сме-

си. На нескольких оборотах (от 2 до 6) поступление масла из отверстия может отсутствовать.

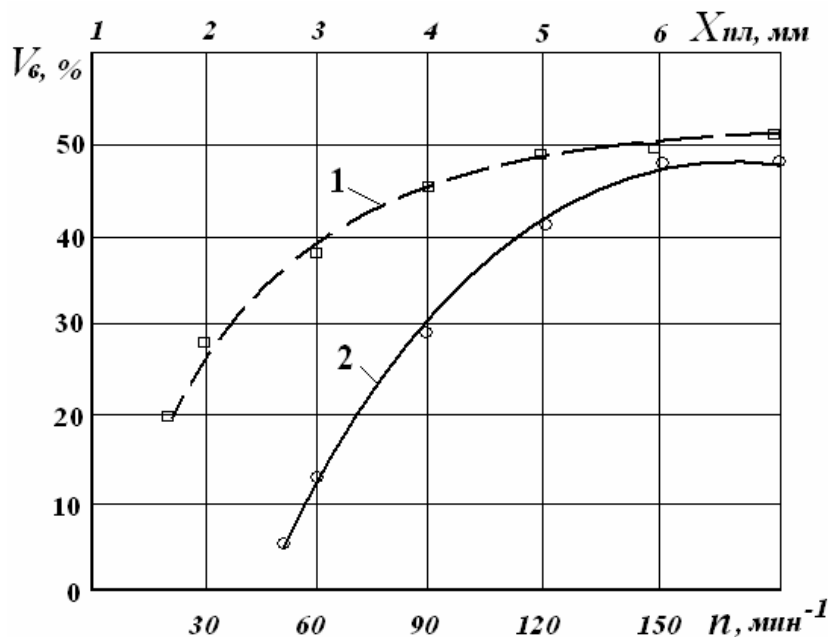


Рис. 9. Характер изменения объема струйного истечения масла (V_b) в зависимости от хода плунжера ($X_{пл}$) — 1 и от частоты вращения двигателя (n) — 2

Необходимо отметить, что описанные явления (несмотря на последовательную работу секций лубрикатора) происходит во всех маслоподводящих каналах одновременно, что обусловлено общим для всех каналов временем нарастание и падение импульсов давления газов изнутри цилиндра. Разные периоды пополнения канала маслом, которые отвечают очередности рабочих ходов плунжеров лубрикаторов, обуславливают лишь условную очередность поступления масла из отверстия. Описанное высшее чередование форм истечения, промежутки между ними и перерывы в истечении масла из отверстий свидетельствуют о значительном опустошении канала после «выброса».

На рис. 10 приведенный пример осциллограммы процесса маслоподдачи с записью момента истечения масла за границы канала. Из нее видно, что момент появления масла на срезе отверстия не имеет прямой связи с нагнетательным ходом плунжера лубрикатора и открытием обратного клапана.

Истечение масла (линия M_b) в цилиндр двигателя происходит как при недвижимом плунжере (линия $X_{пл}$), так и при закрытом клапане (линия $X_{кл}$). Это есть еще одним доказательством того, что процессом истечения масла в цилиндр руководит не лубрикатор, а совокупность условий взаимодействия газов с маслом заключенным в заклапанной части тракта системы.

Больше того, существуют периоды, когда нагнетательный ход плунжера и открытие клапана не приводят к истечению масла из канала. Масло, поступившее в эти периоды, идет на пополнение опустошенного канала и появление его на срезе происходит лишь через некоторый период, продолжительность которого зависит от величины предшествующих «выбросов» и степени опустошенности канала.

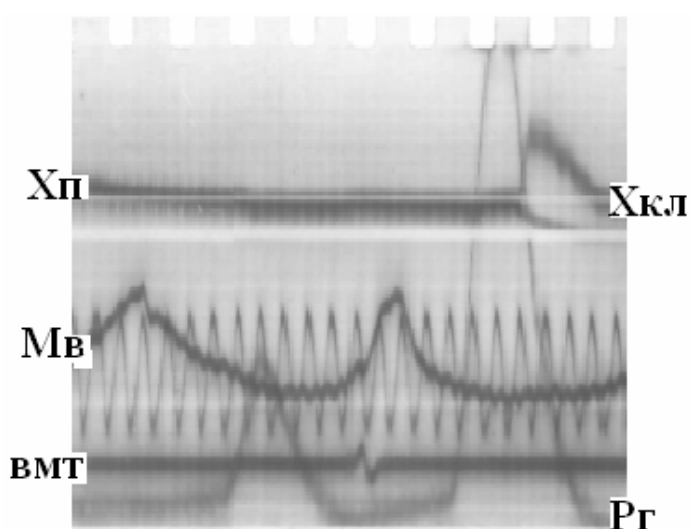


Рис. 10. Осциллограмма процесса маслоподдачи

С явлением «выброса» связаны основные прямые потери дефицитного цилиндрического масла. Совмещение кривой движения поршня с осциллограммой, разрешает определить на какие поверхности, и в какие периоды происходит действительное истечение масла. Установлено, что «выброс» приходится на тронк, когда нижнее компрессионное кольцо находится выше линии расположения смазочных отверстий, приблизительно в $20-35^\circ$ п.к.в.

Конец периода этого истечения масла, может приходится на последнее кольцо, при движении поршня к НМТ. Таким образом, поступление масла в рассмотренной фазе обусловлено газовым выталкиванием масла в зазор между втулкой и тронком.

Имея в виду участие поверхности тронка в распределении масла по зеркалу, можно считать, что рассмотренная фаза маслоподдачи несет с собою определенное количество масла, которое используется по назначению. Однако часть масла этой фазы, несомненно, попадет в окна, подпоршневое пространство, ресивер продувочного воздуха и может быть одной из причин, которые определяют возникновение там пожара.

Другая, основная и самая расточительная фаза подачи масла, происходит после второго, более мощного импульса давления газов, когда днище головки поршня находится ниже смазочных отверстий приблизительно в $45-55^\circ$ п.к.в.

На основании обработки результатов скоростной киносъемки исследуемого процесса (один из фрагментов которого приведенный на рис.8) графическим дифференцированием определены скорости движения масла за пределами смазочных отверстий (рис. 11).

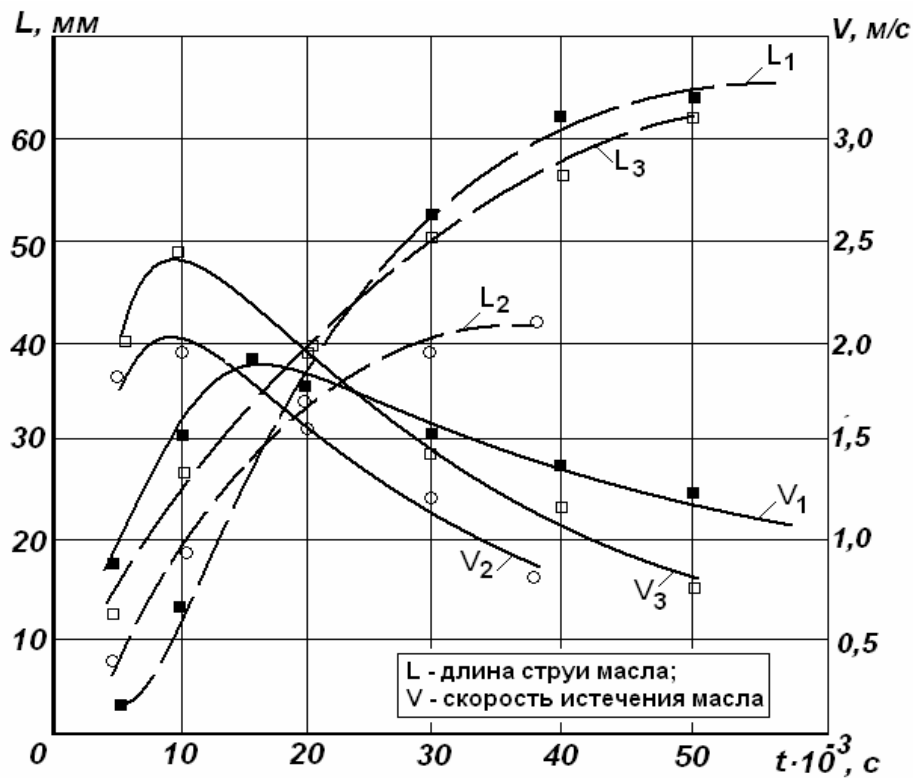


Рис. 11. Характеристики процесса маслоподачи

Как видно из рисунка, эти скорости колеблются от 0,75 до 2,5 м/с. В зависимости от фаз и форм «выброса», траектории полета масла в цилиндре, могут достигать нескольких десятков миллиметров (кривые L₁-L₃). Причем малые порции масла (отдельные капли и их пучки) «выбрасываются» из каналов с меньшей скоростью и отдаляются от среза смазочных отверстий на меньшее расстояние.

В результате проведенных исследований установлено, что поступление масла в цилиндр сопровождается «выбросом» части его на нерабочие поверхности деталей ЦПГ. Результатом такой маслоподачи является увеличение отложений нагара, ухудшение состояния цилиндра и снижение технико-экономические показателей судовых ДВС.

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.

УДК 629.12.03

Аболешкин С.Е.
ОНМА

ВЛИЯНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДЕТАЛЕЙ ЦПГ ГЛАВНОГО СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ЕГО ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Экономические показатели работы главного судового двигателя (ГД) являются одними из основных при оценке эффективности его работы и судна в целом. Наиболее удобными показателями экономической эффективности ГД в условиях эксплуатации являются индикаторный КПД η_i и удельный расход топлива g_i .

На экономическую эффективность ГД оказывают влияние, прежде всего, внешние эксплуатационные условия, а также его техническое состояние.

Техническое состояние элементов ГД, деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) непосредственно влияют на эффективность эксплуатации ГД и требуют отдельной оценки и изучения.

Одним из основных составляющих изменения технического состояния ЦПГ является износ, в результате чего появляются протечки рабочего тела, ухудшаются параметры в цилиндре двигателя, хуже протекает процесс сгорания топлива, в результате чего снижаются экономические показатели работы двигателя.

Исследования влияния износа деталей цилиндропоршневой группы на параметры дизелей посвящен ряд публикаций [1 - 3].

М.К. Овсянников и В.А. Петухов предпринимали попытку оценки индикаторного КПД судового дизеля при изменении технического состояния ЦПГ путем анализа КПД теоретического цикла со смешанным подводом теплоты [1]. Авторами предложено учитывать изменение параметров рабочего тела при наличии пропусков газов путем снижения степени сжатия в соответствии с достигаемым давлением p_c и температурой T_c , а снижение коэффициента избытка воздуха α и увеличения периода задержки воспламенения некоторым увеличением показателя политропы расширения. Однако при этом не дается конкретных зависимостей для корректировки значения показателя политропы расширения.

Непосредственное влияние степени герметичности рабочих полостей цилиндров на параметры рабочего процесса двигателя исследовалось М.И. Браславским [2] и А.Н. Устиновым [3]. В качестве критерия оценки технического состояния (износа) деталей ЦПГ авторами принималась величина относительного просвета $q = 100S_{\text{пр}}/S_{\text{п}}$ ($S_{\text{пр}}$ — площадь просвета между поршнем и втулкой; $S_{\text{п}}$ — площадь поршня).

М.И. Браславский, проанализировав влияние относительной площади просвета на параметры рабочего процесса двигателя показал, что при различных степенях герметичности ЦПГ между нагрузкой дизеля и величиной абсолютной утечки газа существует, зависимость близкая к линейной. При этом с увеличением площади просвета влияния нагрузки снижается, а удельный расход топлива может увеличиться до 13 %.

Зависимость индикаторных показателей дизеля от его технического состояния может быть получена путем численного моделирования индикаторного процесса, однако известные в литературе алгоритмы расчета разработаны без учета утечек рабочего тела. Создание численной модели индикаторного процесса с учетом технического состояния деталей ЦПГ требует как глубокой теоретической проработки вопроса, так и проверки адекватности модели, что может составить предмет самостоятельного исследования. Поэтому была проведена экспериментальная оценка влияния технического состояния (износа) ЦПГ двигателя на его индикаторный КПД статическим методом с помощью относительного показателя $W_i = \eta_i / \eta_i^*$ [4], характеризующего ухудшение протекания индикаторного процесса при идентичных условия сравнения. Здесь η_i — фактический индикаторный КПД для эксплуатационного режима ГД, характеризуемого частотой вращения n и средним индикаторным давлением p_i , η_i^* — эталонное значение индикаторного КПД для эксплуатационных режимных показателей n и p_i определяемое по известной методике [4]. Проведенные экспериментальные исследования и практическое применение [5, 6] показали, что интегральный показатель W_i прост и удобен в определении в условиях эксплуатации, информативен и отражает действительное техническое состояние главного судового двигателя.

Учитывая, что величина относительного просвета между втулкой и поршневым уплотнительным кольцом в процессе эксплуатации не может быть проконтролирована, связь технического состояния ЦПГ с индикаторным КПД двигателя можно определить путем аппроксимации величины показателя W_i в зависимости от износа цилиндрических втулок.

Значение показателя W_i определялось путем обработки результатов индицирования малооборотных двигателей, выполняемого судовым экипажами, а износ цилиндрических втулок по формулярам ГД как среднее значение для всех цилиндров.

Анализ влияния технического состояния деталей ЦПГ двигателей на их индикаторный КПД производился путем обработки результатов индицирования ГД Зульцер 6RND76 судов типа "Советский Художник", 8ДКРН74/160-3 т/х "Николай Вознесенский" и 6ДКРН75/160 т/х "Давид Гурамишвили". Результаты обработки показали на рис. 1, где Δ —

среднее по всем цилиндрам значение максимального износа втулок, $\Delta\eta_i = 1 - W_i$ — падение индикаторного КПД дизеля в процессе эксплуатации.

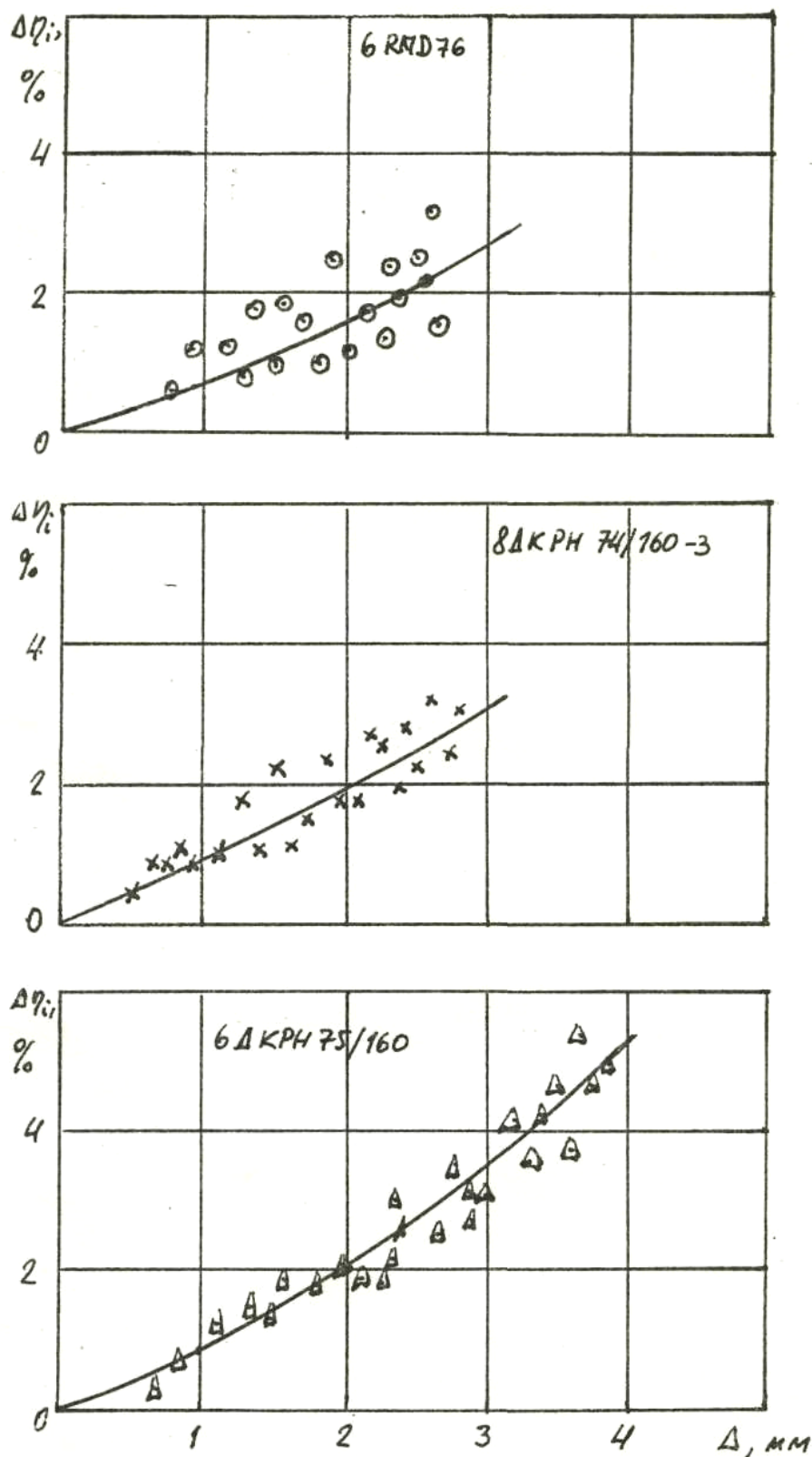


Рис. 1. Изменение индикаторного КПД малооборотных дизелей в зависимости от износа цилиндрических втулок

Среднеквадратичные отклонения опытных точек от аппроксимирующих кривых составили для дизелей 6RND76 $S_\eta = \pm 18,8 \%$, 8ДКРН74/160-3 — $S_\eta = \pm 19,3 \%$, и для дизеля 6ДКРН 75/160 — $S_\eta = \pm 16,8 \%$.

Существенное отклонение индикаторного КПД $\Delta\eta_i$ от средних значений может быть объяснено влиянием технического состояния топливной аппаратуры, так как их техническое обслуживание производится через сравнительно короткие промежутки времени.

Применив дифференциальное уравнение расхода газа для утечек в неплотностях деталей ЦПГ с учетом зависимости между временем и углом поворота коленчатого вала, можно записать

$$dG_{ym} = \mu_{cэ} f_{\min} \psi \sqrt{p/V} \frac{d\varphi}{6n} \quad (1)$$

где $\mu_{cэ}$ — коэффициент истечения для канала, эквивалентного системе зазоров между втулкой и поршневыми кольцами и в замках колец; f_{\min} — максимальное сечение канала; ψ — функция истечения; p , V — давление и объем газа в цилиндре; n — частота вращения.

Критическое отношение давлений газа на выходе в подпоршневую полость $p_{\text{пп}}$ и входе в канал выражается соотношением

$$\beta_{\text{кр}} = \frac{p_{\text{пп}}}{p} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k+1}}, \quad (2)$$

где k — показатель адиабаты газа, зависящий от его температуры.

С учетом значений температур газа в цилиндре двигателя за цикл ($310\text{K} < T < 2000\text{K}$), критическое отношение давлений $\beta_{\text{кр}}$ находится в пределах $0,52 \dots 0,55$. Приняв давление $p_{\text{пп}}$ примерно равным давлению газа в подпоршневой полости, можно считать, что истечение газа через неплотности происходит в надкритической области.

Функция истечения газа для надкритической области давлений зависит только от его температуры, определяющей значение показателя

$$\psi = \psi_{\text{max}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2gk}{k+1}}. \quad (3)$$

При надкритическом истечении давление газа перед эквивалентным каналом p в формуле (1) будет определяться как

$$p = p_{\text{пп}} / \beta_{\text{кр}}. \quad (4)$$

Таким образом, величина утечки за цикл мало зависит от давления газов в цилиндре. Основное влияние на величину утечки оказывает сечение канала и температура рабочего тела.

Учитывая, что температуры в характерных точках индикаторной диаграммы сравниваемых двигателей отличаются незначительно, изменение элементарного количества теплоты $dQ_{\text{ут}}$, теряемой в результате утечек газа и определяемой из уравнения

$$dQ_{\text{ут}} = i dG_{\text{ут}} = c_p T dG_{\text{ут}}, \quad (5)$$

также будет примерно одинаковым. Здесь i энтальпия газа, c_p — истинная удельная изобарная теплоемкость газа. Таким образом, потери теплоты и изменение индикаторных показателей при утечках рабочего тела сравниваемых дизелей также будут примерно одинаковыми.

Вместе с тем, у современных двигателей, имеющих более высокие параметры индикаторного процесса, величина износа оказывает меньшее влияние на индикаторные показатели.

Выполняемые исследования показывают, что предложенный алгоритм оценки технического состояния главного дизеля является достаточно точным и доступным в условиях эксплуатации, может быть использован для диагностирования износа деталей ЦПГ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Овсянников М.К., Петухов В.А. Эффективность топливоиспользования в судовых дизельных установках. —Л.:Судостроение, 1984. —96 с.
2. Браславский М.И. Анализ влияния износа деталей цилиндропоршневой группы на параметры дизеля в зависимости от режима его работы // Судовые двигатели внутреннего сгорания: Сб. науч. тр. / ЛИВТ. — М.: Высшая школа, 1968. — Вып. 107. — С. 25-33.
3. Устинов А.Н. К вопросу о методике расчетного и экспериментального исследования утечки газа на изменение параметров рабочего процесса двухтактного дизеля // Труды / ЦНИДИ. — Л.: Транспорт. — 1964. — Вып. 49.— С. 42-45.
4. Разработка методики оценки эффективности эксплуатации пропульсивного комплекса с дизельной энергетической установкой: Отчет о НИР (промежуточный) / ОБИМУ; № ГР. 01860047301; — Одесса, 1987. — 90 с.
5. Чорба В.А., Аболешкин С.Е., Колегаев М.А. Экспериментальная проверка алгоритма интегральной оценки технического состояния главного двигателя // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. — 1997. — Вып. 1. — Одесса: ОГМА. — С. 44-47.
6. Аболешкин С.Е., Балыхин Ю.В. Экспериментальная проверка стабильности интегрального показателя технического состояния главного судового двигателя // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. — 1997. — Вып. 11. — Одесса: ОГМА. — С. 132-139.

УДК 629.12.06:628.84

Голиков В.А., Абудура Салам, Цюпко Ю.М., Просенюк В.В.
ОНМА

УПРАВЛЕНИЕ СУДОВЫМ МИКРОКЛИМАТОМ В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Для обеспечения комфортных параметров среды обитания используются системы кондиционирования воздуха, включающие кроме совмещенных систем вентиляции и обогрева, системы обеспечения влажности.

Особенностью систем кондиционирования является большое потребление энергетических ресурсов. Требования комфортности к поддержанию температуры ± 1 °С, относительной влажности ± 7 % [1]. В помещениях существуют возмущения по теплу и по влажности (кроме оборудования, сами люди являются источником тепла и влаги). Для получения требуемой точности необходимо либо существенное повышение расхода воздуха, что увеличивает расходы энергии на тепловую и влажностную обработку, а также электроэнергию для подачи большего объема воздуха, либо применение замкнутых систем управления.

Существующие решения по проектированию систем управления кондиционированием воздуха рабочей среды [3-6] как правило, ограничиваются на уровне построения функциональных схем и рекомендаций по выбору типа регуляторов. Системы управления температурой и влажностью рассматриваются без учета их взаимовлияния; не учитывается влияние системы управления расходом воздуха на температуру и влажность; не в полной мере учитываются преимущества регулируемых асинхронных электроприводов для реализации системы расхода воздуха; недостаточно исследованы вопросы построения математической модели системы управления кондиционированием, что является необходимым условием для разработки и реализации современных способов управления на базе микропроцессорной техники.

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

Рассмотрим построение системы управления для технологической схемы с возможностью рециркуляции воздуха, обеспечивающей значительную экономию теплоресурсов. Предлагаемая функциональная схема системы управления параметрами воздуха рабочей среды человека представлена на рис. 1.

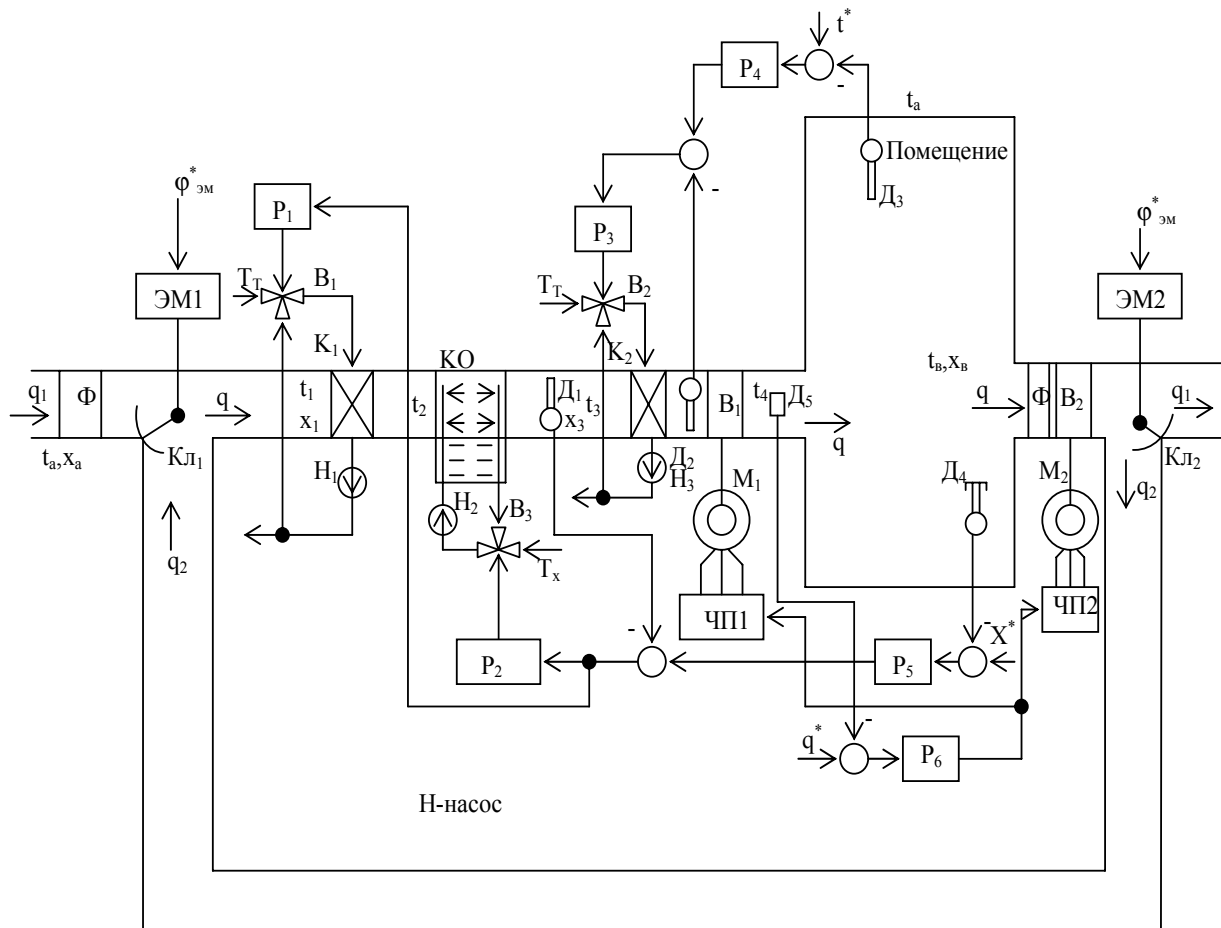


Рис. 1. Функциональная схема системы управления параметрами воздуха рабочей среды человека

Атмосферный воздух температурой t_a в количестве (массовая скорость) q_1 смешивается с рециркуляционным воздухом из помещения температурой t_6 в количестве q_2 . Пропорции смешивания определяются положением воздушного клапана $K_{л1}$, приводимого в действие электромеханизмом ЭМ1. Клапан $K_{л2}$ определяет пропорции воздуха, который выводится через фильтр Φ в атмосферу q_1 , и рециркуляционного воздуха q_2 . Положение $K_{л1}$ и $K_{л2}$ должны быть одинаковыми в любой момент времени. Далее для зимнего периода смесь подогревается в калорифере первого подогрева K_1 до температуры t_2 , адиабатически увлажняется до относительной влажности 100 % и охлаждается до температуры t_3 в камере орошения КО, подогревается в калорифере второго подогрева K_2 до температуры t_4 , аккумулирует тепловую и влажностную нагрузку в помещении. Для летнего периода воздух после клапана $K_{л1}$ политропически охлаждается до температуры t_3 в КО и осушивается, после этого проходит аналогичную обработку как и для зимнего периода. Величина относительной влажности воздуха в помещении $\varphi_в$ однозначно определяется температурой t_6 и влагосодержанием в помещении x_6 . Деление на летний и зимний периоды является условным, поскольку параметры

воздуха t_a и влагосодержание x_a на протяжении дня могут существенно меняться.

Управление расходом воздуха q (скорость движения воздушных масс в помещении) осуществляется следующим образом. Сигналы задания скорости вращения вентиляторов V_1 и V_2 (выбираются одинаковыми) вырабатываются регулятором производительности P_6 на основании разности задания расхода q^* и фактического расхода q , измеряемого датчиком D_5 , и обрабатываются асинхронными электродвигателями M_1 и M_2 с частотными преобразователями ЧП1 и ЧП2. Применение такого управления обеспечивает точность поддержания расхода воздуха при изменении сопротивления сети (например, забивание фильтров), что при правильно выбранной величине q^* исключает возникновение в помещении сквозняков. Кроме того, стабилизация величины q способствует устранению влияния его изменений на качество регулирования температуры и влажности.

Управление температурой в рабочей зоне осуществляется за счет изменения пропорции смеси теплоносителя с бойлера температурой T_T и отработанного теплоносителя на выходе калорифера второго подогрева K_2 трехходовым смешивающим клапаном B_2 в соответствии с сигналом на выходе регулятора P_3 .

Система управления температурой в помещении построена по принципу подчиненного регулирования координат и включает два контура: внутренний аналоговый контур регулирования температуры на выходе K_2 и внешний цифровой – температуры в помещении. Регулятор P_3 реализуется с помощью промышленного регулятора РБИМ комплекса АКЕСР [8]. Возмущающими факторами для системы управления температурой являются изменения температуры атмосферы и температуры на выходе камеры орошения, тепловыделения в помещении, изменения величины q .

В зимний период регулирование влажности в помещении обеспечивается за счет изменения температуры воздуха на выходе калорифера K_1 и адиабатического увлажнения в КО (вентиль V_3 перекрывает доступ хладоносителя в КО). В летний – за счет изменения температуры хладоносителя, поступающего в КО, вентилем V_3 . Регуляторы P_1 и P_2 обеспечивают регулирование температуры на выходе камеры орошения для зимнего и летнего периодов соответственно (внутренний контур регулирования системы управления влажностью). Регуляторы P_1 и P_2 типа РБИМ. Внешний контур регулирования влажности (влагосодержания) – цифровой. Возмущающими факторами для системы управления влажностью являются изменения температуры и влагосодержания атмосферного воздуха, влаговыделения в помещении.

Микропроцессорная система должна обеспечить:

- выработку в соответствии с нормами СниП заданий положений клапанов $K_{л1}$ и $K_{л2}$ $\varphi_{эм}^*$, температуры t^* и влагосодержания X^* в помещении, расхода воздуха q^* ;
- считывание сигналов обратных связей по температуре и влагосодержанию в помещении, расходу воздуха с датчиков D_3, D_4, D_5 соответственно;
- реализацию передаточных функций цифровых регуляторов расхода воздуха P_6 , температуры P_4 , влагосодержания P_5 ;
- определение периода (технологии обработки) на основании измерений температуры и влагосодержания атмосферного воздуха;
- организацию блокировки P_1 или P_2 в зависимости от технологии обработки;
- выдачу сигналов задания и их цифро-аналоговое преобразование для ЧП₁, ЧП₂, $P_1(P_2)$ и P_3 ;
- управление аналого-цифровым преобразованием при считывании сигналов обратных связей.

Для обеспечения требуемых показателей качества управления микроклиматом необходимо определение передаточных функций регуляторов $P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6$. Поэтому необходимы разработка структурной схемы системы управления с учетом ранее определенных требований, процедуры ее упрощения и синтеза регуляторов с дальнейшим исследованием работы синтезированных регуляторов для исходной неупрощенной модели. В данной работе остановимся на разработке структурной схемы и анализе ее особенностей.

Атмосфера помещения, как объекта регулирования температуры и влагосодержания, является объектом с распределенными параметрами. Учитывая то, что управляющие воздействия по температуре и влажности являются сосредоточенными, при условии хорошего перемешивания воздуха в помещении с достаточной для инженерных расчетов точностью рассматривают помещение как объект с сосредоточенными параметрами [6, 7, 9]. Исходными являются уравнения теплового и влажностного баланса помещения.

В соответствии с вышеизложенным, на рис. 2 представлена структурная схема системы управления температурой и влажностью в помещении. Система управления включает два взаимосвязанных канала управления температурой и влажностью. Изменение температуры на выходе камеры орошения канала регулирования влажности является возмущением для канала регулирования температуры. Изменение температуры в помещении является возмущением для канала регулирования влажности, как через объект, так и через калорифер первого подог-

рева. Канал регулирования влажности имеет переменную структуру. Структура определяется состоянием логических ключей K_1 , K_2 .

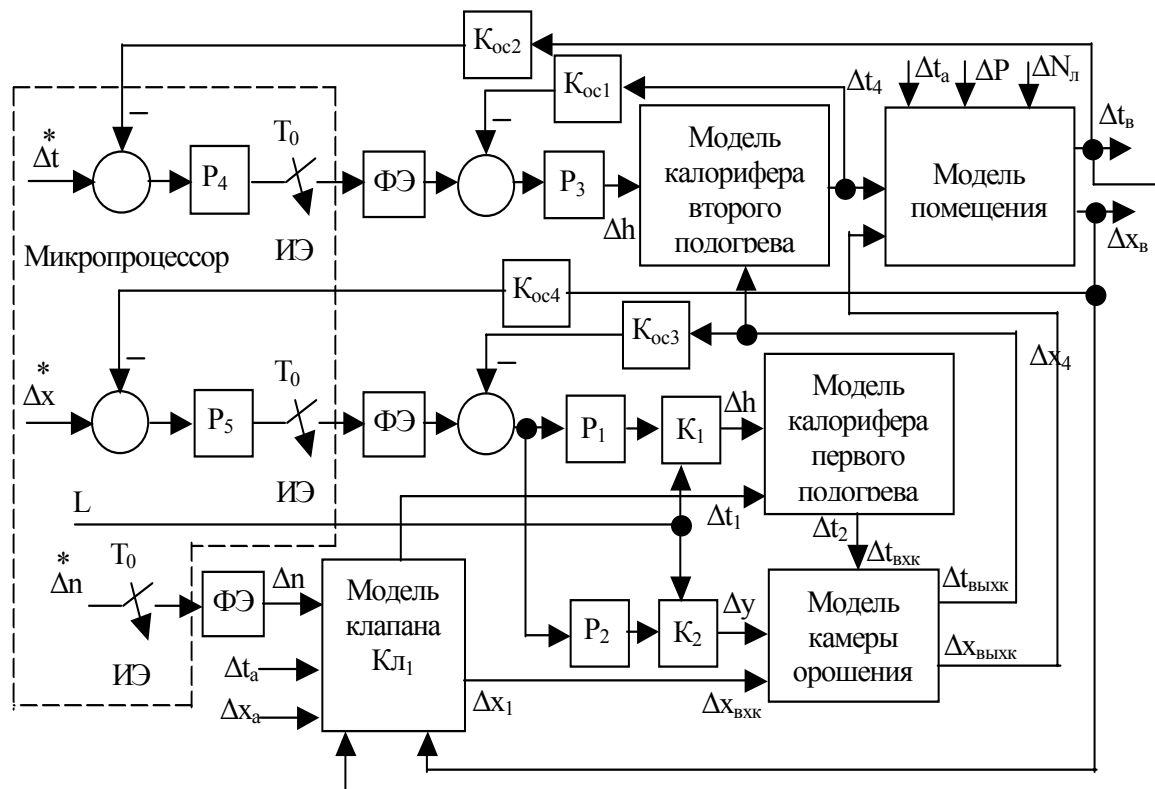


Рис. 2. Структурная схема системы управления температурой и влажностью в помещении

В случае летнего периода P_2 подключается к камере орошения ключом K_2 , ключ K_1 разомкнут (теплоноситель не поступает в calorifier первого подогрева, насос $H1$ отключен, $\Delta t_2 = \Delta t_1$). В случае зимнего периода K_1 подключает P_1 к calorifierу первого подогрева, K_2 разомкнут (в камеру орошения не поступает хладоноситель, используется лишь рециркуляционная вода). Для управления ключами микропроцессор вырабатывает логический сигнал L . ФЭ – формирующий элемент (в данном случае экстраполятор нулевого порядка, передаточная функция которого $W(p) = 1 - e^{-pT_0}/p$, где T_0 – период квантования) физически представляет собой цифроаналоговый преобразователь. ИЭ – импульсный элемент, обеспечивающий такт квантования T_0 , физически является временем выполнения микропроцессором команд, реализующих считывание величин задания Δt^* , Δx^* , сигналов обратных связей по $\Delta t_в$ и $\Delta x_в$, расчет заданий для подчиненных контуров регулирования Δt_4 , $\Delta t_{ВЫХК}$ на основании дискретных передаточных функций регуляторов P_4 , P_5 , K_{oc1} , K_{oc2} , K_{oc3} , K_{oc4} – коэффициенты обратных связей по Δt_4 , $\Delta t_в$, $\Delta t_{ВЫХК}$, $\Delta x_в$ соответственно. Структурная схема получена при постоянных расходах воздуха через кондиционер и помещение, воды через calorifierы и ка-

меру орошения. Такое решение является корректным из-за гораздо более высокого быстродействия системы управления расходом воздуха в сравнении с процессами тепло-массообмена.

В результате исследований терморегуляции организма в первом приближении проанализированы тенденции: локального перераспределения вносимого - выносимого тепловых потоков; локальное распределение температур тканей организма; вклады в общую работу механизмов химической, физической и термодинамической терморегуляции. Проведено сопоставление указанных параметров при различных величинах тепловой нагрузки на организм.

В работе [2] приведена разработанная математическая модель помещения (1) - (3) и человека (4).

$$\left\{ \begin{array}{l} c_p \rho_v V_n \frac{dt_n}{d\tau} = Q_{np} + Q_{вн} + Q_{цел} + Q_{огр} - Q_{yx} \\ \rho_v V_n \frac{dd_n}{d\tau} = G_{np} + G_{цел} + G_{вн} - G_{yx} \\ k_{ом}^2 \frac{dV_n}{d\tau} + V_n = \frac{V_{np} + V_{yx}}{k_{ом}} \end{array} \right. \quad (1)$$

$$\frac{dV_n}{d\tau} = \left(\frac{V_{np} + \frac{V_{np} S_{np}}{S_{np}}}{k_{ом}} - V_n \right) / k_{ом}^2 \quad (2)$$

$$\frac{dt_{огр}}{d\tau} = \frac{F_{огр} [\alpha_v t_n + (K_{огр} + \alpha_n) t_c - (\alpha_v + K_{огр} + \alpha_n) t_{огр}]}{C_{огр} m_{огр} \cdot 10^{-3}} \quad (3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} c_{я} d_{я} (m_{я} t_{я}) = (M_{я} - Q_{\partial} - Q_{об}) d\tau \\ c_k d (m_k t_{об}) = (Q_{об} + M_{об} - Q_{об}^b - Q_{об}^{од}) d\tau \\ c_o d (m_o t_{од}) = (Q_{об}^{од} - Q_{об}^P - Q_{об}^H) d\tau \end{array} \right. \quad (4)$$

Система (1) - (4) разрешена относительно производных, но является нелинейной, так как многие ее параметры нелинейно выражаются через выходные характеристики системы [6]. Поэтому система (1)-(4) решалась численным методом Рунге - Кутта - Фельберга с регулируемым шагом интегрирования, позволяющим обеспечивать заданную точность решения.

С целью исследования динамических характеристик изменялись следующие параметры: температура приходящего воздуха амплитуда колебания температуры приходящего воздуха ΔTPR , частота колебания температуры приходящего воздуха $WTPR$.

Анализовались изменения в течение 4 часов (рис. 3-7) температуры ядра $t_{я}$, средней температуры кожи t_k , температуры одежды $t_{обол}$, самочувствие человека S .

Возмущающее воздействие на самочувствие человека S достигалось путем изменения амплитуды и частоты колебания температуры воздуха поступающего в помещение из системы кондиционирования воздуха.

Проведенные исследования динамики показали необходимость комплексного решения задачи кондиционирования воздуха, возможное техническое решение которых рассмотрено в работах [6, 7].

Результаты исследования комплекса субъективных и объективных показателей состояния организма человека как основного элемента системы «человек - окружающая среда - кондиционируемое помещение - судовая система кондиционирования воздуха» позволяют сделать следующие выводы.

При проектировании систем комфортного кондиционирования воздуха для служебных помещений руководствоваться санитарно-гигиеническими нормами по микроклимату для «условного» человека. При проектировании систем комфортного кондиционирования воздуха для жилых помещений должна быть предусмотрена возможность доста-

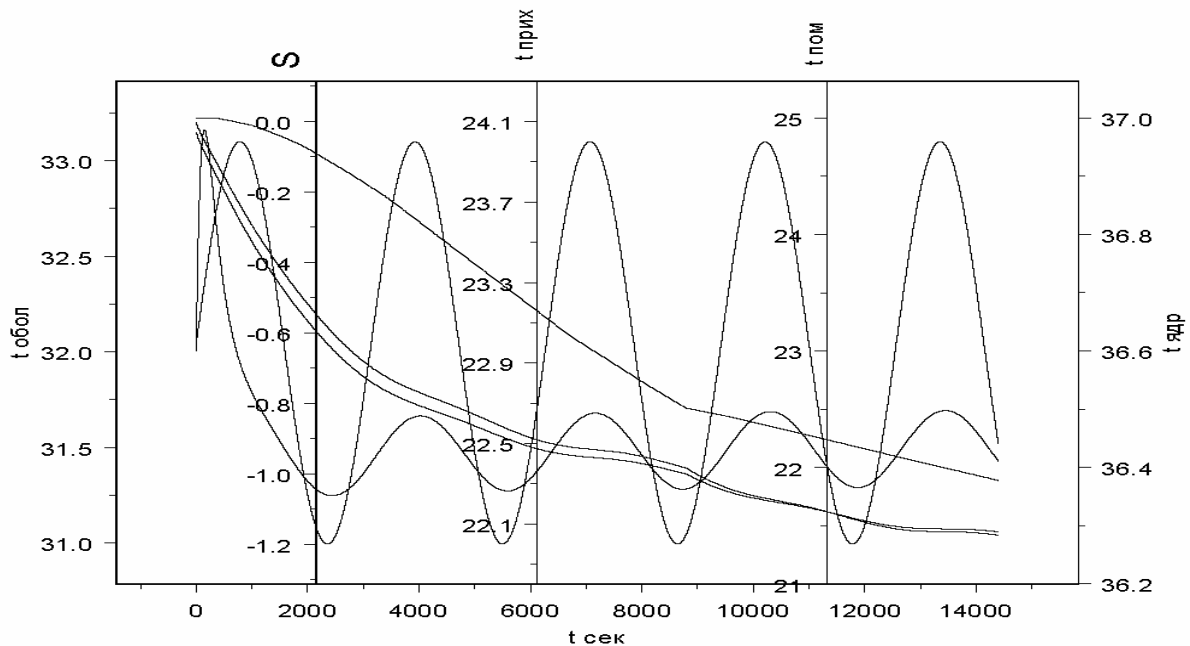


Рис. 3. Температура приходящего воздуха $23\text{ }^{\circ}\text{C}$; амплитуда колебания температуры приходящего воздуха $\Delta TPR = 1\text{ }^{\circ}\text{C}$, частота колебания температуры приходящего воздуха $WTPR = .002\text{ 1/c}$

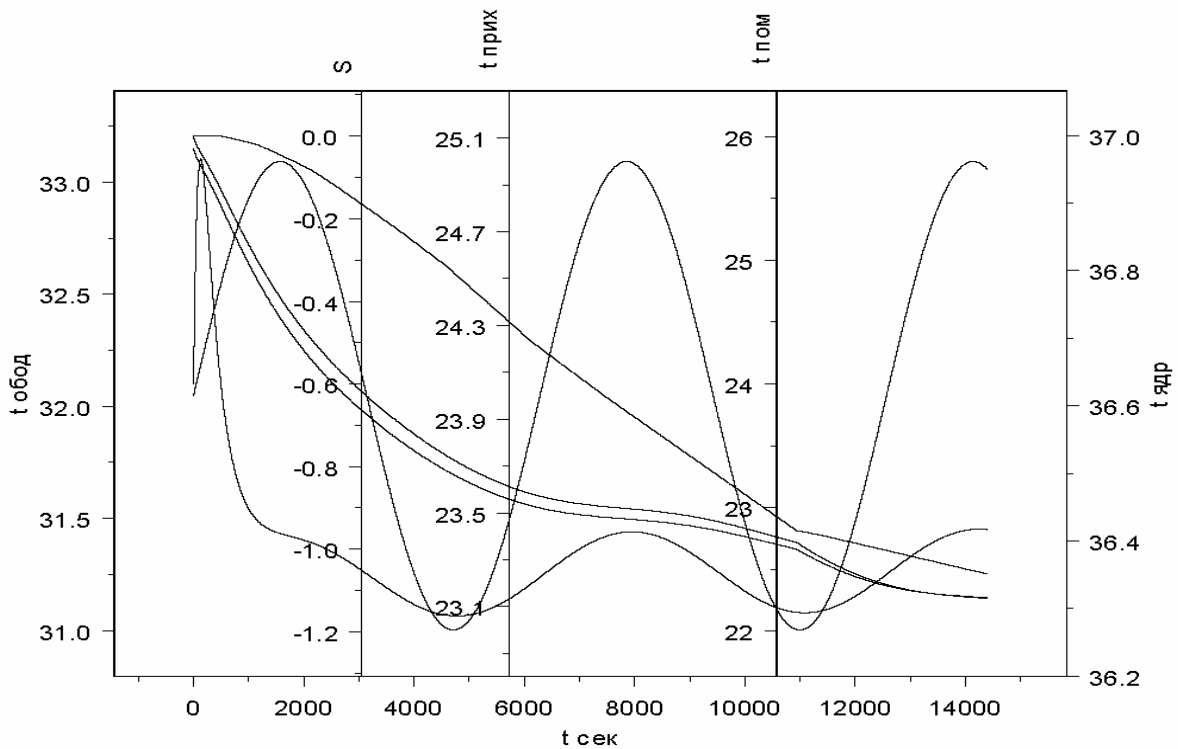


Рис. 4. Температура проходящего воздуха 24 °С; амплитуда колебания температуры проходящего воздуха АТРР= 1 °С; частота колебания температуры проходящего воздуха WTPR= .001 1/с

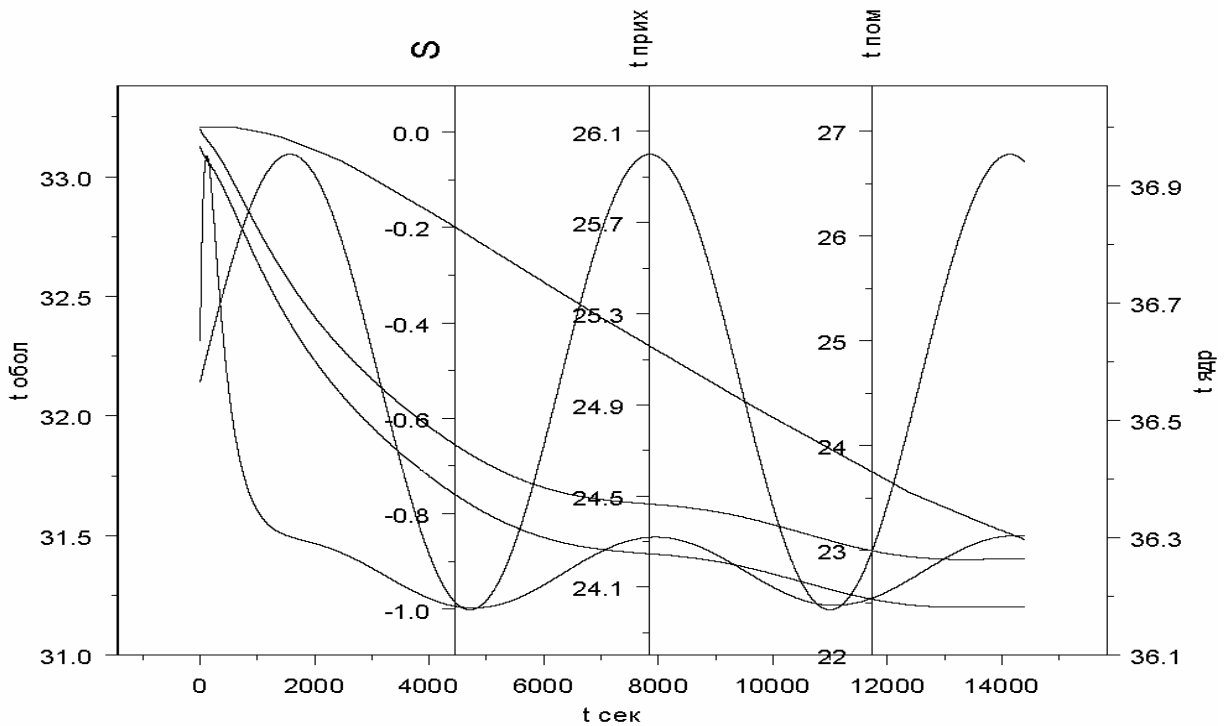


Рис. 5. Температура проходящего воздуха 25 °С; амплитуда колебания температуры проходящего воздуха АТРР= 1 °С; частота колебания температуры проходящего воздуха WTPR= .001 1/с

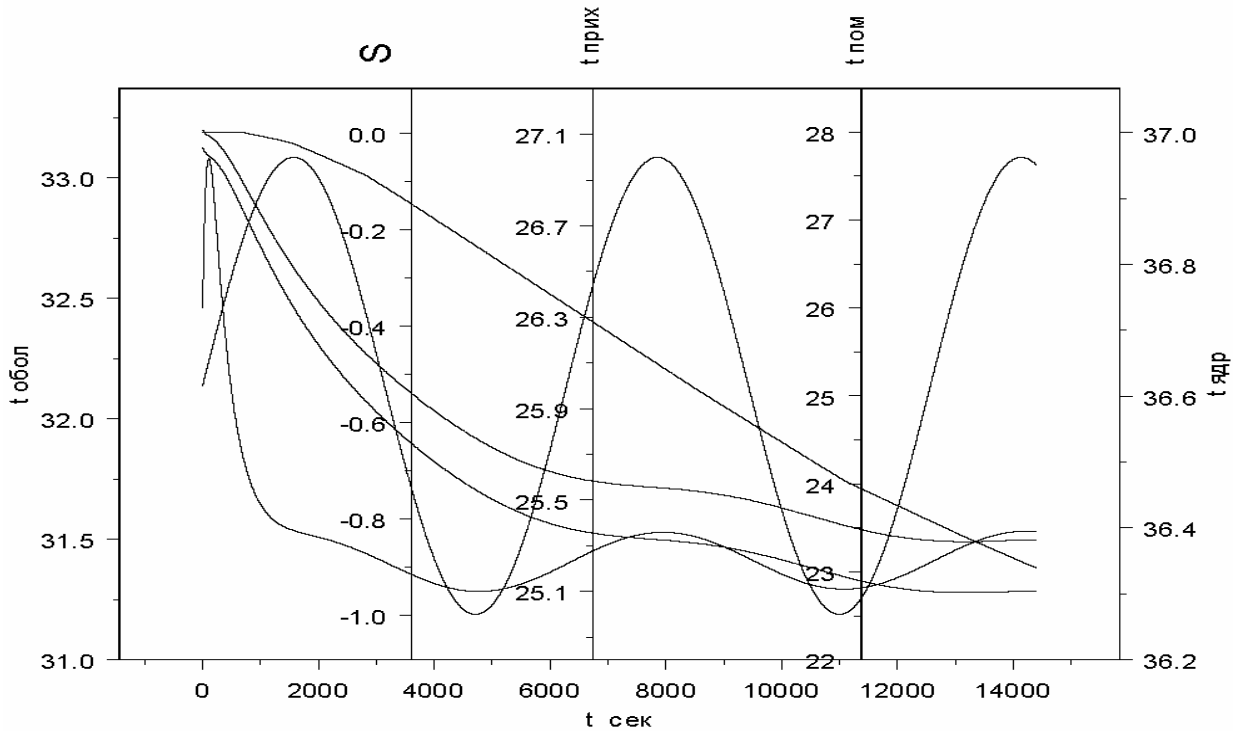


Рис. 6. Температура проходящего воздуха 26 °С; амплитуда колебания температуры проходящего воздуха АТРР= 1 °С; частота колебания температуры проходящего воздуха WТРР= .001 1/с

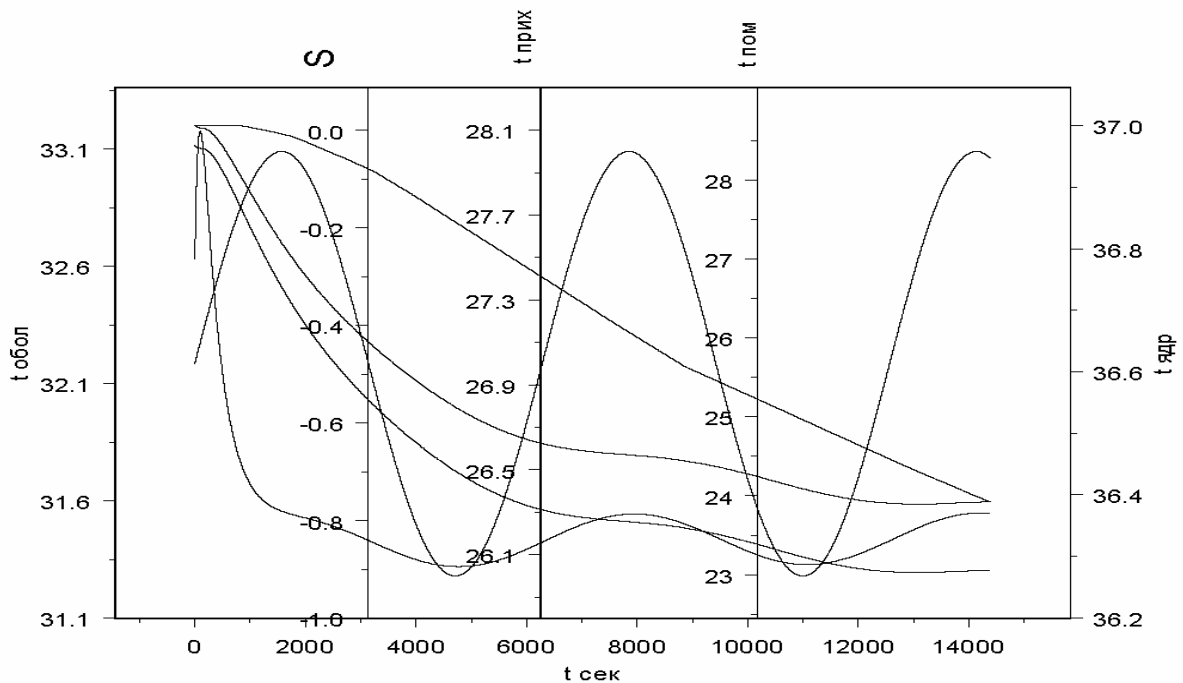


Рис. 7. Температура проходящего воздуха 27 °С; амплитуда колебания температуры проходящего воздуха АТРР= 1 °С; частота колебания температуры проходящего воздуха WТРР= .001 1/с

точно широкого индивидуального регулирования температуры воздуха в помещении и подачи свежего наружного воздуха.

Исследования показали, что в системах кондиционирования воздуха для нормализации и определения запаса устойчивости функциональных резервов, которые постоянно расходуются на поддержание равновесия между организмом и средой, фактор теплоощущения человека является основополагающим.

В новых автоматизированных системах кондиционирования воздуха обязательно необходимо учитывать фактор теплоощущения человека.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Голиков В.А. Научные основы управления микроклиматом судна. – Одесса: ОГМА, 1999. – 321 с.
2. Голиков В.А., Бурденко А.Ф., Цюпко Ю.М. Математическое моделирование процессов теплообмена организма человека с окружающей средой. // Судовые энергетические установки. – 2003. – Вып. 8. – Одесса: ОНМА. – С. 104 – 115.
3. Четверухин Б.М. Контроль и управление искусственным микроклиматом. – М.: Стройиздат, 1984. – 276 с.
4. Иванов К.П. Биоэнергетика и температурный гомеостазис. – Л.: Наука, 1972. – 172 с.
5. Иванов К.П. Основы энергетики организма. Теоретические и практические аспекты. Т. 1. Общая энергетика, теплообмен и терморегуляция. – Л.: Наука, 1990. – 307 с.
6. Беляев Г.Б., Кузищин В.Ф., Смирнов Н.И. Технические средства автоматизации в теплоэнергетике. – М.: Энергоиздат, 1982. – 345 с.
7. Давыдов Ю.С., Нефелов С.В. Техника автоматического регулирования в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат, 1977. – 245 с.

УДК 621.436

Пичурин Н.Б.
ОНМА

ИЗМЕНЕНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДИЗЕЛЕЙ ДЛЯ ОГРАНИЧЕНИЯ ЭМИССИИ NO_x

В процессе преобразования химической энергии топлива в цилиндре дизеля образуются газообразные вещества-загрязнители, выбрасываемые с выпускными газами в атмосферу. К числу наиболее опасных из них относятся: окислы азота NO_x , образующиеся в цилиндрах дизеля при температурах выше 1500°C , когда азот становится химически активным газом; окись СО и двуокись углерода CO_2 , сернистый и серный ангидриды SO_2 и SO_3 , образующиеся в результате окисления присутствующей в топливе серы; продукты неполного сгорания топлива CH_x .

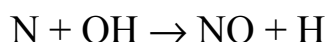
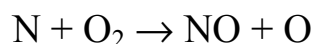
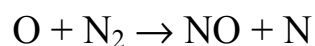
В сентябре 1997 года на конференции членов Международной Конвенции по предотвращению загрязнений от судов МАРПОЛ 73/78 принят разработанный ИМО «Технический Кодекс по выбросам окислов азота от судовых дизельных двигателей» (Marpol Annex VI) [1]. Под действие Кодекса подпадают судовые дизели с эффективной мощностью более 130 кВт, предназначенные к установке или установленные на судах, вместимостью 400 и более регистровых тонн, построенных после 1 января 2000 года, а также прошедшие значительное переоборудование. В Правиле 13 данного приложения указаны условия контроля выбросов NO_x а также условия сертификации дизелей по этому параметру. Правило запрещает эксплуатацию двигателей, если выбросы NO_x превышают следующие пределы:

- 17,0 г/кВт-ч для $n < 130$ об/мин;
- $45n^{-0,2}$ г/кВт-ч для $130 < n < 2000$ об/мин;
- 9,84n г/кВт-ч для $n > 2000$ об/мин/.

Окислы азота NO и NO_2 (вместе называемые NO_x) являются основными реагентами при образовании фотохимического смога. Также NO_x участвует в цепных реакциях, приводящих к удалению озона из стратосферы. Таким образом, выброс окислов азота в атмосферу при сгорании топлива наносит наибольший ущерб.

В настоящее время есть представления о четырёх различных способах образования NO_x в горении это термический способ (или механизм Зельдовича), «быстрое» образование NO_x (механизм Фенимора), образование окислов через N_2O и образование окислов из топливного азота.

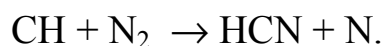
В цилиндрах судовых дизелей образование NO_x происходит преимущественно так называемым термическим способом (механизм Зельдовича):



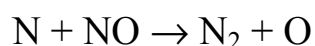
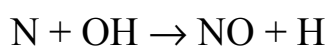
Механизм называется термическим, так как первая из приведённых реакций имеет очень высокую энергию активации (межмолекулярная связь в молекуле азота чрезвычайно сильна); скорость же реакции напрямую зависит от концентрации реагентов и температуры, которой пропорциональна константа скорости.

Ключевым параметром процесса горения, ответственными за наработку NO_x , является, таким образом, коэффициент избытка окислителя – максимальный выход окислов наблюдается в смеси стехиометрического состава, где температура максимальна. Существенную роль играют также размеры камеры и время нахождения смеси в высокотемпературной зоне.

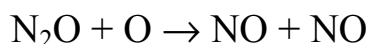
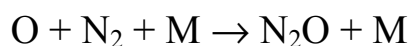
«Быстрые» NO_x нарабатываются в основном на начальном участке факела, в области фронта со стороны свежей, ещё негоревшей смеси, где термическая наработка NO_x отсутствует. Механизм наработки «быстрых» окислов более сложный, поскольку в нём участвуют радикалы CH , выступающие в горении в качестве промежуточного компонента. Радикалы CH , образующиеся во фронте горения, реагируют с азотом и образуют цианисто-водородную кислоту HCN , которая затем сложным образом реагирует с образованием NO . Лимитирующей стадией в этом случае является реакция



«Топливные» оксиды азота образуются из азотосодержащих соединений, входящих в состав твердых и жидких топлив, особенно угля. NO образуется в газовой фазе после испарения соединений при газификации. Этот механизм играет ключевую роль при низкотемпературном горении (температура горения твёрдых веществ ниже температуры газофазного горения), где наработка NO_x по остальным механизмам относительно невелика. Механизм образования окислов заключается в превращении азотосодержащих соединений в аммиак и HCN с последующим доокислением. Лимитирующим процессом в этом случае является реакции атомарного азота



Последним механизмом образования окислов азота является их образование из закиси азота N_2O . Этот механизм схож с термическим механизмом, но продуктом трёхчастичной реакции является N_2O , который затем реагирует с атомарным кислородом:



Обычно вклад этого механизма незначителен по сравнению со всеми другими, но в условиях бедной смеси газотурбинного горения (в отсутствие СН и при низких температурах) данный механизм оказывается главным и основным источником NO.

Большинство дизелестроительных фирм производят сейчас двигатели, которые удовлетворяют требованиям Приложения VI, что, однако, повлекло ухудшение экономичности существующих моделей: потребление топлива выросло приблизительно на 2%. В то же время, учитывая обещание ИМО ужесточать величины предельных параметров Приложения VI каждые пять лет, производители продолжают лабораторные и натурные испытания с целью еще большего сокращения выбросов NO_x наряду с уменьшением потребления топлива и содержания в выпускных газах продуктов неполного сгорания.

Существующие методы снижения NO_x в выпускных газах заключаются в совершенствовании систем впрыска и смесеобразования дизеля, системы турбонаддува; выборе оптимальных газораспределений; повышении степени сжатия, выборе оптимальной частоты вращения коленчатого вала, организации вихревого движения заряда в камере сгорания, изменении фаз топливоподачи, рециркуляции части отработанных газов и др. Эти методы требуют изменения конструкции дизеля или отдельных его элементов, при их применении достигается 30-50 % снижение эмиссии NO_x [1]. Методы, основанные на удалении вредных выбросов из выпускных газов вне цилиндра двигателя – применение специальных нейтрализаторов и катализаторов. Но такие системы сложны и дорогостоящи (до 15 % стоимости силовой установки) и не нашли еще широкого применения. В статье рассмотрены методы связанные с воздействием на рабочие процессы дизелей.

Мероприятия, направленные на снижение эмиссии NO_x, отрицательно сказываются на расходе топлива и величине выбросов сажи, а также на концентрации СО в отработавших газах на нагрузках выше средних. Это подтверждается расчетными исследованиями возможности снижения эмиссии NO_x, проведенными специалистами МГТУ им. Баумана (Россия) с помощью программного комплекса ДИЗЕЛЬ-2/4т. В качестве объекта исследования фигурировал 4-тактный 2-цилиндровый дизель Д-120 (D/S=105/120 мм). Методика исследования была разработана проф. Разлейцевым Н.Ф. на основании общих закономерностей цепных реакций [5].

В результате расчетов рабочего процесса дизеля в различных комплектациях топливной аппаратуры, продолжительности впрыска и сте-

пени сжатия был сделан следующий вывод: одновременно с уменьшением диаметра сопел с 0,3 до 0,22 мм следует увеличить степень сжатия с 16 до 19,5 и уменьшить опережение впрыска с 16 до 11,5 градусов поворота коленчатого вала. При этом (рис. 1, 2):

- уровень эмиссии окислов азота снизится с 3,4 до 1,8 г/м³ (на 47%);
- удельный эффективный расход топлива повысится с 239 до 242 г/кВт-ч (на 1,2 %);
- уровень эмиссии сажи увеличится с 17,2 до 24,2 единиц Хартриджа (на 41 %).

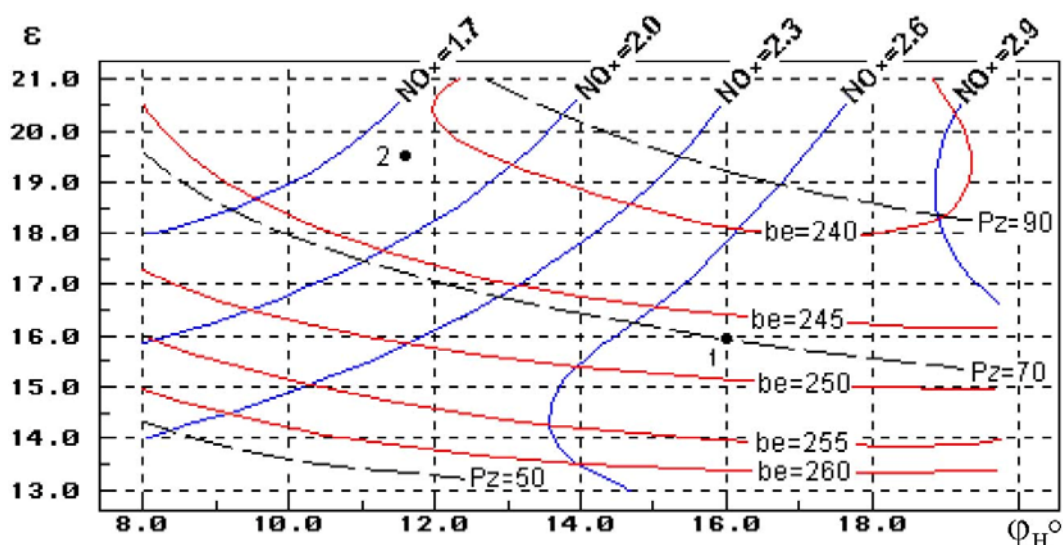


Рис. 1. Влияние степени сжатия ε и опережения впрыска ϕ_H° на параметры дизеля

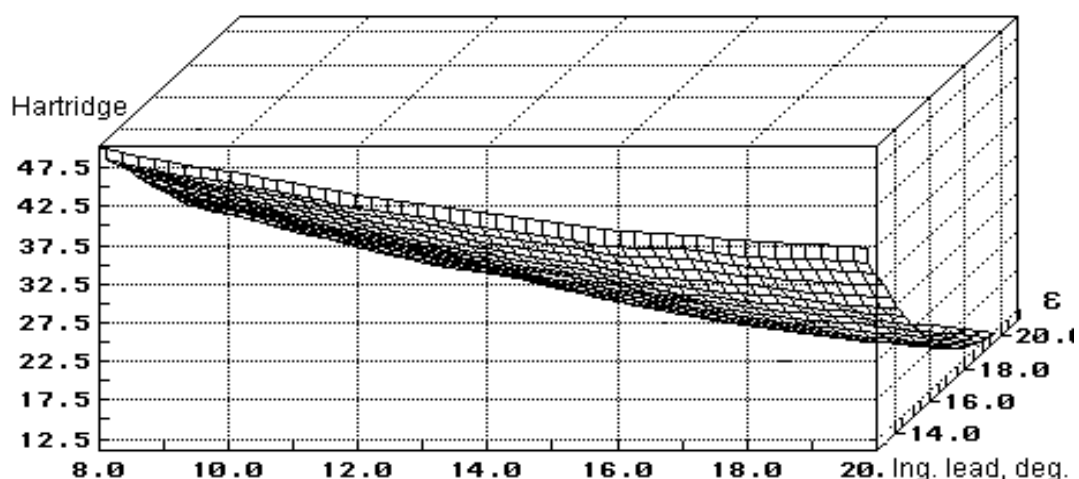
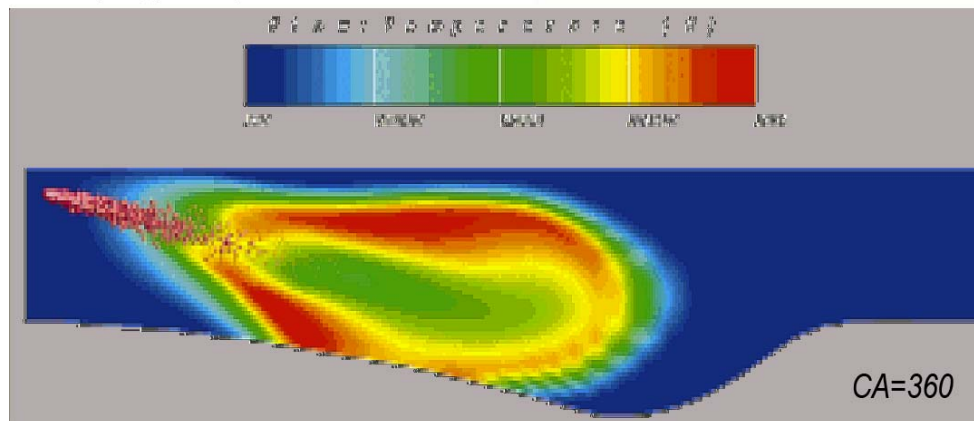


Рис. 2. Влияние степени сжатия ε и опережения впрыска $Inj. lead$ на уровень эмиссии сажи

Подобные лабораторные исследования и натурные испытания проводятся зарубежными дизелестроительными фирмами [6]. Wartsila утверждает, что расположение зон факела по отношению к металлическим поверхностям имеет важное значение при образовании NO_x в их сред-

необоротных дизелях. Из рис. 3 видно, что наиболее высокотемпературные зоны близко расположены к поверхности поршня и крышки цилиндра.

Температура сгорания и капли топлива



NO_x и капли топлива

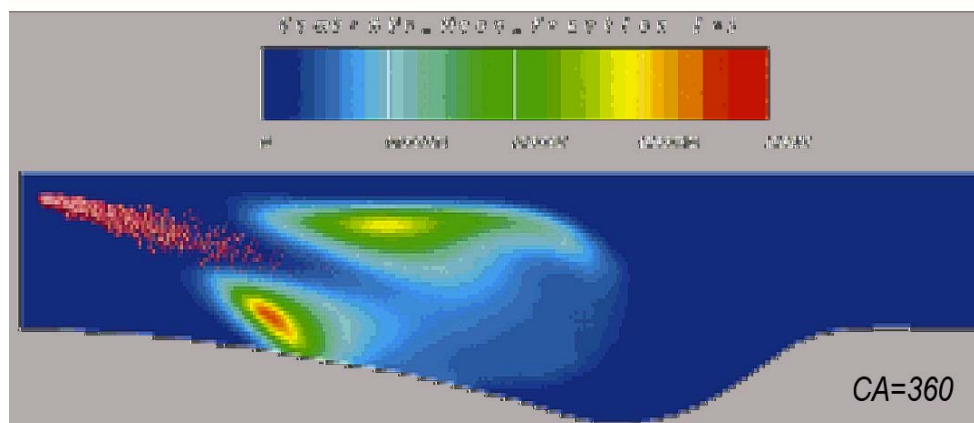


Рис. 3. Микрофотография распыленных капель топлива, распределение температуры вдоль топливного факела и концентрация NO_x для среднеоборотного двигателя Wartsila

Дополнительное охлаждение этих поверхностей приводит к снижению NO_x. Слишком интенсивное охлаждение может привести к увеличению эмиссии сажи. В ходе испытаний инженеры фирмы пришли к выводу, что конструкция камеры сгорания оптимальная для низкого содержания NO_x также идеальна с точки зрения эмиссии сажи.

Используя компьютерное моделирование Wartsila «уменьшает пространство вокруг высокотемпературных зон» в среднеоборотном 4-х тактном Wartsila 64. Инженеры фирмы заявляют, что большая площадь вокруг зон горения способствует формированию NO_x, что существует пространство, в котором образование NO_x наибольшее. Они также увеличивают коэффициент избытка воздуха для изолирования и сокращения этого пространства, в котором NO_x образуется в наибольшей степени.

В среднеоборотном дизеле Ruston (RK215), уменьшив угол между осью цилиндра и осями отверстий распылителя форсунки со 140 до 130° конструкторы добились уменьшения NO_x на 32% , однако расход топлива при этом увеличился на 6% . Также была оптимизирована форма днища поршня, уменьшено расстояние между отверстиями распылителя и поршнем, сокращен доступ воздуха в первой фазе сгорания, новая конструкция улучшила смесеобразование и распыливание топлива в более поздних фазах процесса сгорания.

Фирма MAN B&W предложила конструкцию распылителей форсунок, которая дает низкое содержание NO_x , сопловой наконечник отличается от стандартного количеством, диаметром и расположением сопловых отверстий. Новый распылитель имеет меньший объем между распыливающими отверстиями и запорной иглой форсунки. Такая модернизация позволила добиться снижения содержания NO_x в выхлопных газах для различных типов малооборотных двигателей MAN B&W от 10 до 25% .

Используя специальную конструкцию форсунки в Mitsubishi на своем малооборотном дизеле UEC52LSE добились уменьшения NO_x с $18,5$ г/кВт-ч до 15 г/кВт-ч, расход топлива при этом вырос на 2% .

Значительное влияние на токсичность выхлопных газов оказывает фаза, продолжительность и форма впрыска. Оптимальный выбор этих параметров может осуществить аккумуляторная система впрыска топлива с электронным управлением, что не удастся выполнить в традиционной схеме с определенной формой топливной шайбы на распределительном валу. В отличие от обычного насоса с кулачковым приводом, аккумуляторная система впрыска с электронным управлением может иметь регулируемый ход плунжера и подавать топливо под необходимым давлением и количеством, которое должно впрыскиваться при определенной нагрузке. Система может обеспечить как одиночный впрыск, так и двойной впрыск с варьированием впрыска по форме, фазам, продолжительности, давлению и т.п. Система двойного впрыска повышает удельный расход топлива примерно на 1 г/кВт-ч, но при этом снижает эмиссию на 20% .

Наибольшее распространение среди способов улучшения сгорания в направлении снижения содержания NO_x на сегодняшний день получили такие меры как увеличение степени сжатия в комбинации с уменьшением угла опережения впрыска топлива.

Рис. 4 показывает индикаторные диаграммы для двигателя Sulzer RTA в стандартном исполнении, с уменьшенным углом опережения впрыска топлива, с увеличенной степенью сжатия и уменьшенным углом опережения впрыска топлива.

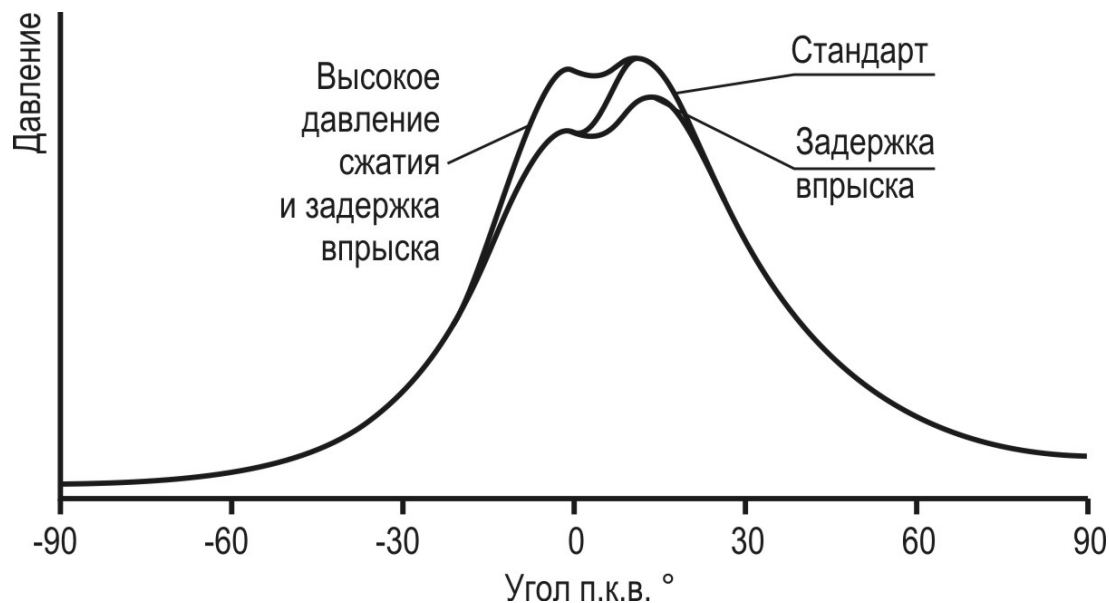


Рис. 4. Индикаторные диаграммы двигателя Sulzer RTA в стандартном исполнении, с уменьшенным углом опережения впрыска топлива, с увеличенной степенью сжатия и уменьшенным углом опережения впрыска топлива.

Максимальное давление такое же, как и в стандартном двигателе и достигается при том же угле п.к.в. даже при условии позднего начала процесса сгорания по сравнению со стандартным двигателем. Это означает что дополнительное сжатие выпускных газов в начальной стадии горения меньше, и температура по сравнению со стандартным случаем меньше. Увеличенная степень сжатия также уменьшает негативные последствия уменьшенного угла опережения впрыска топлива.

Катерпиллар приводит такие данные для среднеоборотного двигателя, увеличение степени сжатия с 15,5 до 17 и максимальное уменьшение угла опережения впрыска топлива повысило максимальное давление в цилиндре на 20 бар и уменьшение NO_x с 12 г/кВт-ч до 8 г/кВт-ч, без увеличения расхода топлива.

Для малооборотного Зульцера эти показатели выглядят так — максимальное уменьшение NO_x на 25%, увеличение расхода топлива на 1%.

Степень сжатия может быть увеличена повышением геометрической степени сжатия или предварением закрытия выпускного клапана. Предварение закрытия выпускного клапана увеличивает массу заряда. Это может способствовать увеличению массы поглощающей энергию горения но также может увеличить количество кислорода способствующего образованию NO_x . Wartsila NSD заявляет что увеличение давления продувочного воздуха вкупе с уменьшением времени впрыска может увеличивать или уменьшать концентрацию NO_x в зависимости от конструкции двигателя. Если степень сжатия увеличивается посредством уменьшения объема, то камера сгорания приобретает более плоскую форму, что приводит к лучшему охлаждению горячих поверхностей и

уменьшает NO_x . При этом форма камеры сгорания и геометрия впрыска должны подбираться с учетом уменьшенной высоты камеры сгорания.

В 1999 году Wartsila модернизировала среднеоборотный двигатель Vasa 32. Совершенствования включают в себя иную степень сжатия, угол опережения впрыска топлива, иной характер протекания впрыска. Благодаря повышению степени сжатия и повышению давления сгорания при уменьшении угла опережения впрыска топлива и количества впрыскиваемого топлива NO_x уменьшился с 15 г/кВт-ч до 10-11,5 г/кВт-ч, расход топлива уменьшился на 4%. Усовершенствование потребовало новой конструкции поршня, выдерживающего высокие давления, и модифицированной топливной аппаратуры.

Митсубиши заявляет что все двигатели серии UEC отвечают требованиям приложения 6 Марпол, это достигнуто за счет изменения угла опережения впрыска топлива специальной форсунки и т.д.).

MTU приводит в пример их новый MTU Серии 8000 (1150 об/мин, 450 кВт цилиндровой мощности). Они используют уменьшенный угол опережения впрыска топлива, увеличенную степень сжатия, оптимизированное число отверстий распылителя форсунки, форму отверстий и угол наклона струи. Система непосредственного впрыска также способствует уменьшению NO_x и расходу топлива. Форма камеры сгорания также оптимизирована.

MAN B&W используют повышенную степень сжатия в сочетании с уменьшенным углом опережения впрыска топлива, но не в такой степени как Зульцер, так как получили довольно высокий расход из-за измененного угла. Свои дальнейшие разработки они связывают с подбором конструкции распылителя форсунки.

Yanmar Diesel использует повышенную степень сжатия уменьшенный угол опережения впрыска и сокращенное время впрыска в своих среднеоборотных двигателях. Также уменьшенное число и диаметр отверстий распылителя форсунки дает возможность избежать высокой эмиссии сажи на малых нагрузках без применения системы непосредственного впрыска.

Следует отметить, что в настоящее время не существует комплексной оценки (или критерия) эффективности методов по снижению содержания NO_x в выпускных газах судовых дизелей. Описанные методы, получившие широкое распространение при снижении содержания NO_x в выпускных газах эксплуатирующихся дизелей имеют ряд серьезных недостатков. Прежде всего, уменьшение угла опережения впрыска топлива приводит к повышению удельного расхода топлива (в некоторых случаях на 8-10%), что оправдывает этот метод только в двигателях имеющих некоторый запас по экономичности. Уменьшение угла опе-

режения впрыска топлива является основным фактором, способствующим увеличению продолжительности периода догорания на линии расширения, что ухудшает экономичность и ведет к повышению теплонапряженности деталей ЦПГ. Повышение степени сжатия призвано снизить негативные последствия увеличения периода догорания, за счет роста температуры и давления заряда в конце сжатия. Однако не исследовано совместное воздействие этих двух факторов на процесс сгорания и последующего расширения.

Критерием эффективности данных и других существующих методов снижения содержания NO_x в выпускных газах судовых дизелей и параметром, влияющим на рабочий процесс с точки зрения образования вредных примесей, может стать продолжительность процесса сгорания, в частности местоположение точки окончания действительного процесса сгорания. Данная точка характеризует не только окончание процесса тепловыделения, но и определяет количество продуктов сгорания, в том числе NO_x . В соответствии с международным стандартом ИСО для измерения выбросов NO_x при сертификационных испытаниях и освидетельствовании судовых дизелей используется такой нормированный параметр как удельный средневзвешенный выброс окислов азота (NO_x) в приведении к NO_2 e_{NO_x} , г/(кВт·ч). Удельный средневзвешенный выброс и координата точки окончания процесса сгорания будут определяться максимальной температурой и продолжительностью процесса горения

Местоположение точки окончания процесса сгорания может быть найдено путем дифференцирования зависимости изменения давления в рабочем цилиндре на ходе расширения: $d^2p/d\varphi^2 \Rightarrow 0$ (рис. 5).

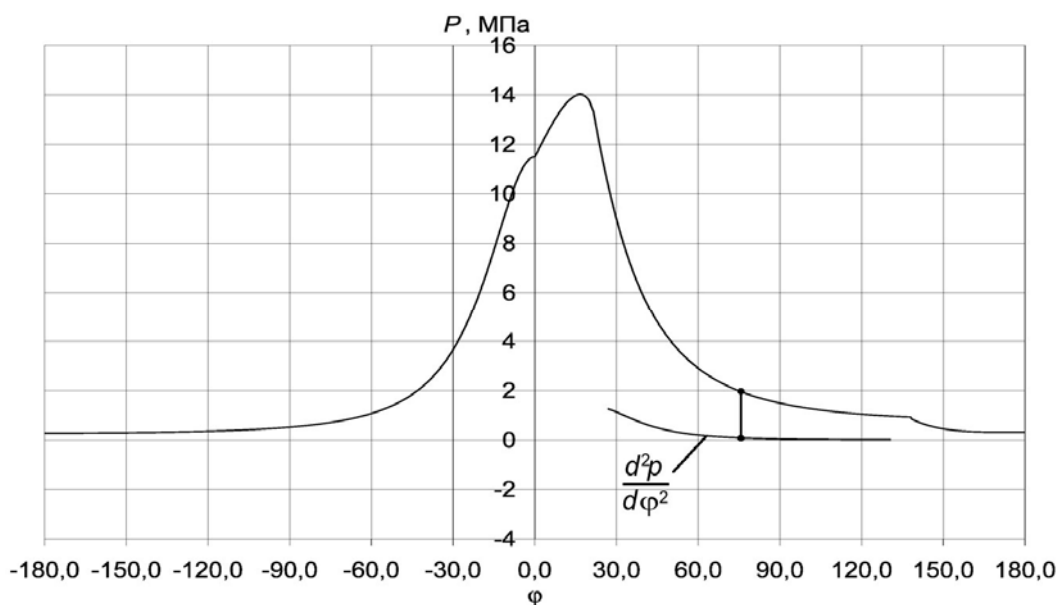


Рис. 5 Индикаторная диаграмма рабочего процесса дизеля 6L35MC

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пахомов Ю.А. Топливо и топливные системы судовых дизелей. / Ю.А. Пахомов, Ю.П. Коробков, Е.В. Дмитриевский, Г.Л. Васильев. – М.: Рконсульт, 2004. – 494 с.
2. Камкин С.В. Эксплуатация судовых дизельных энергетических установок. / С.В. Камкин, И.В. Возницкий, В.Ф. Большаков и др. – М.: Транспорт, 1996. – 432 с.
3. Самсонов В.И., Худов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов. – М.: Транспорт, 1990. – 368 с.
4. Ваншейдт В.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. – М.: Судостроение, 1977. – 392 с.
5. Кулешов А.С., Грехов Л.В. Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания. – М.: МГТУ, 2000. – 64 с.
6. Петров А.А. Экологически чистые дизели нового века // Судостроение. – 2001. – №1-2. – С. 32-33.
7. Dr. Laurie Goldsworthy. Design of Ship Engines for Reduced Emissions of Oxides of Nitrogen. – Australian Maritime College, 2002.

УДК 621.313.3

Веретенник А.М.
ОНМА

КОНЦЕПЦИЯ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ, СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ И ОПТИМИЗАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОТОКОВ В СУДОВЫХ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ

Структура судовой электроэнергетической системы (СЭЭУ) и состав судовой электростанции (СЭ) формируются из условия обеспечения требований судовых потребителей энергии. Функционирование СЭЭУ в каждый момент времени характеризуется режимами работы ее агрегатов, количество которых может составлять несколько десятков. Режимы работы СЭЭУ можно разделить на нормальные и аварийные (ненормальные) [1, 2]. Нормальный режим осуществляется при известных или заданных условиях функционирования. Если условия обеспечения режима неожиданно изменились, что привело к недопустимым отклонениям его параметров, то режим относится к ненормальным. Если этот режим связан с опасностями для людей или оборудования, то он считается аварийным.

Одиночная работа электроагрегата на судовые потребители рассматривается как режим автономной работы, а при работе двух и более генераторов на общие потребители – как режим параллельной работы. Характерные составляющие режимов автономной, параллельной и аварийной работы показаны на рис. 1.

С каждым из приведенных на рис. 1 режимов связаны определенные технические трудности и научные проблемы, связанные с их наилучшим осуществлением. Требования к параметрам электроэнергии и характеристикам эксплуатационных режимов работы судового энергетического оборудования регламентируются Правилами Регистра, Правилами технической эксплуатации морских и речных судов и рядом ГОСТ [3-8].

При автономной работе электроагрегатов требуется стабилизация генерируемого напряжения с точностью не хуже $\pm 5\%$ в статике и 30% в динамике. К научно-техническим проблемам стабилизации напряжения генераторов можно отнести следующие.

1. Минимизация динамического отклонения напряжения и длительности переходного процесса при ограниченной мощности системы возбуждения. Выбор закона управления и максимальной форсировки возбуждения.

2. Измерение действующего значения переменного напряжения в минимально возможное время, например за период или полпериода сети генерируемого тока.

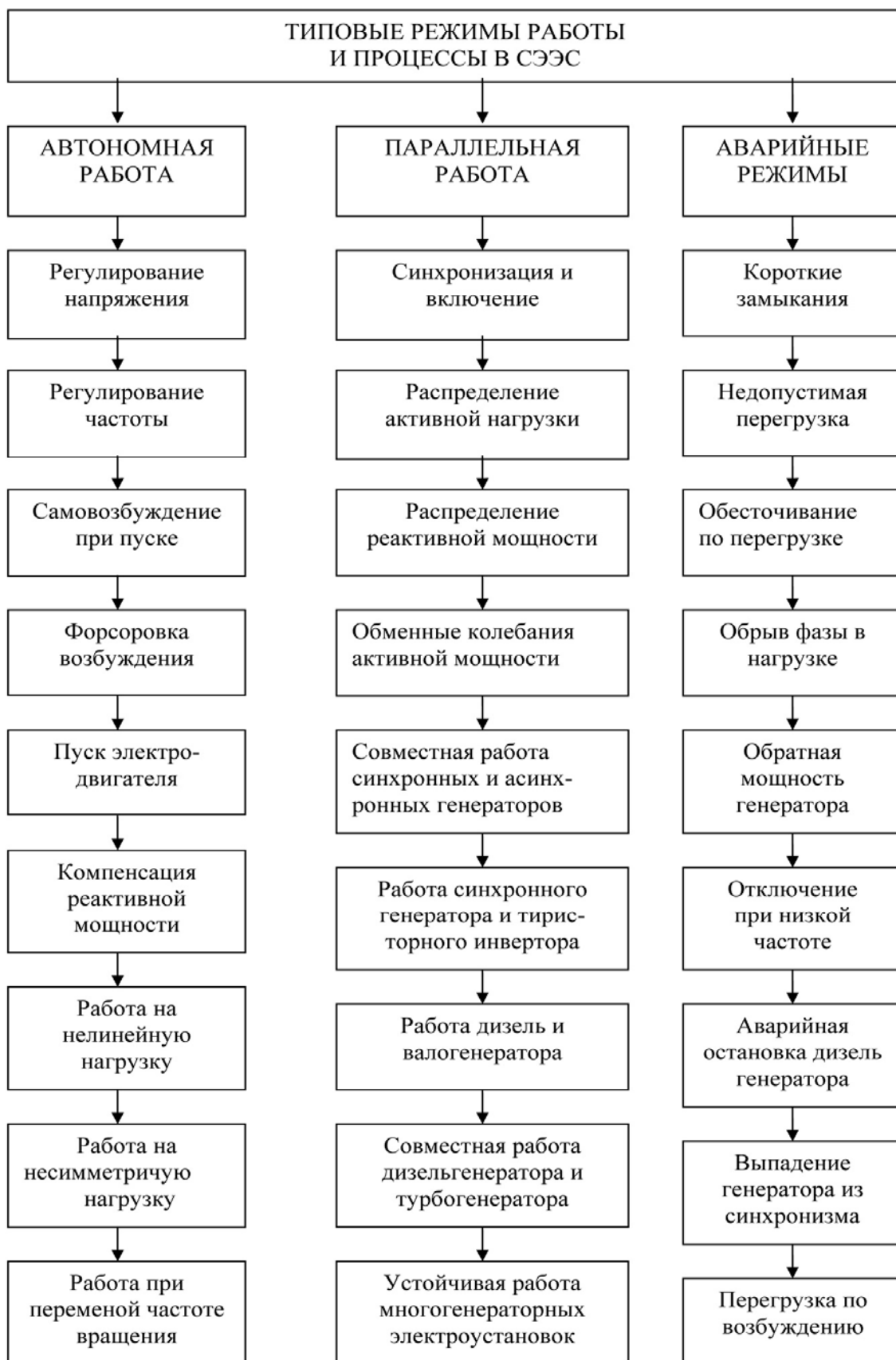


Рис. 1. Классификация режимов работы и процессов в СЭЭС

3. Технологическая дискретность моментов изменения тока возбуждения: для синхронных генераторов связанная с фазовым управлением

тиристорных преобразователей в цепи обмотки возбуждения; для асинхронных генераторов — с возможностью коммутации конденсаторов возбуждения один раз за период переменного напряжения.

4. Модуляция амплитуды напряжения при дискретности по уровню управляющего воздействия, связанного с цифровым управлением или дискретностью тока возбуждения.

При пуске дизель-генератора существует проблема быстрого возбуждения генератора, особенно при запуске аварийного ДГ. Как правило, решения в этой области представляют самостоятельную техническую задачу и реализуются независимо от решений по регулированию напряжения вблизи номинального напряжения [1].

Вторым стабилизируемым параметром электрогенератора является частота тока, связанная с частотой вращения его приводного двигателя.

Статическая точность поддержания частоты вращения судового генератора определяется нормированным наклоном нагрузочной частотной характеристикой, которая по ГОСТ 10511-83 [4] составляет от 2 до 4 %. Использование в СЭЭУ генераторов электроэнергии с одинаковыми наклонами статических характеристик позволяет без применения автоматических систем добиться равномерного распределения активной мощности при параллельной работе нескольких генераторов.

Использование в СЭЭУ валогенераторов, особенно на судах с фиксированным шагом создает проблему стабилизации частоты генерируемого тока при изменяющейся в широких пределах частоте вращения вала отбора мощности. По требованиям Регистра отклонение частоты тока валогенератора должно быть в пределах $\pm 5\%$. При этом частота вращения входного вала может измениться в два-три раза.

Эта сложная техническая проблема решается путем преобразования потока энергии от вала к сети, при этом энергопоток может разветвляться, рекуперироваться или не разветвляться [9 - 11]. Созданы однопоточные и многопоточные схемы валогенераторов [12, 13]. Критериями для выбора оптимальной энергетической структура ВГ целесообразно использовать экономические или массогабаритные показатели силового оборудования [9, 13].

Кроме проблем стабилизации напряжения и частоты следует выделить некоторые режимы, связанные с особенностями судовых потребителей, рассматриваемых как нелинейная, несимметричная, двигательная и емкостная нагрузка.

Проблема пуска электродвигателя соизмеримой с генератором мощности заключается в значительных пусковых токах и моментах стандартных асинхронных машин, которые составляют 5...7 и 2,5...3 соответственно [14, 15]. Для пуска мощных судовых потребителей, напри-

мер, подруливающего устройства, приходится включать в сеть дополнительный дизель-генератор. Пуск мощного электродвигателя приводит к значительному провалу напряжения, нарушению нормальной работы других электропотребителей.

Одним из путей снижения провала напряжения в процессе пуска мощного электродвигателя, включения трансформатора или другой нагрузки может быть форсировка возбуждения генератора [16].

Компенсации реактивной мощности связана с важнейшей технической задачей повышения качества электрической энергии и становится актуальной в связи с нарастающим дефицитом реактивной мощности [17].

Известными средствами компенсации реактивной мощности являются синхронные компенсаторы и двигатели, конденсаторные батареи, специальные тиристорные преобразователи [17, 18]. В судовых электроэнергетических системах рассматриваемая проблема стоит не менее остро и также актуальна, не смотря на то, что судовой синхронный генератор в большинстве случаев способен выработать необходимую для сети реактивную мощность.

При параллельной работе генераторов на судовую сеть все проблемы автономной работы генераторов сохраняются в полной мере. В этом пункте остановимся на вопросах, свойственных только параллельной работе источников электроэнергии.

Безопасное включение генераторов на параллельную работу возможно при тщательной подготовке этого режима [1, 13, 19]. Регламентные процедуры по включению на параллельную работу детально расписаны в Правилах технической эксплуатации судового электрооборудования.

Научно-практический интерес представляют последствия отклонений от нормативных рекомендаций. Возникающие токи и моменты в режиме синхронизации могут быть недопустимо большими, может возникнуть режим биений и неустойчивая работа синхронного генератора, а в результате – обесточивание судна.

После введения в параллель нового генератора он должен быть нагружен судовыми потребителями в той же мере, что и все работающие в сети генераторы. Режим распределения активной нагрузки осуществляется согласованием характеристик и настроек регуляторов частот вращения генераторов [1, 13].

При параллельной работе регуляторы возбуждения каждого генератора работают с одним значением регулируемого параметра – напряжением общей сети. Если уставки и регулировочные характеристики систем возбуждения будут отличаться, то распределение реактивной мощ-

ности между генераторами будет неравномерным. Возможны перегрузки обмотки возбуждения или статорной цепи одного из генераторов. Проблему могут решить уравнивательные связи между генераторами [19] или согласование работы регуляторов возбуждения супервизорным управлением [1].

Не столь значительные при автономной работе колебания вала дизель-генератора, вызванные нелинейностями механических узлов САРЧ, нестабильностью и пульсациями вращающего момента дизеля, оказываются опасными при параллельной работе [20, 21]. Амплитуды колебаний частоты вращения ДГ в доли процента от номинальной приводят обменным колебаниям активной мощности, составляющим 10 и более процентов от мощности генератора.

В современных СЭУ одновременно с синхронными используются асинхронные генераторы (АГ) с конденсаторным возбуждением [9]. Наличие скольжения ротора АГ относительно кругового поля существенно отличает его статические и динамические характеристики от характеристик синхронного генератора. Это определяет другие подходы при осуществлении режимов синхронизации, распределения активных и реактивных нагрузок. Изменяется степень устойчивости энергосистемы в целом. Обменные колебания изменяют величину и частотный спектр [11].

Параллельная работа генераторов с различными типами приводных двигателей, например вспомогательных дизель-генераторов и валогенераторов или турбогенераторов, предполагает решения задачи обеспечения длительной совместной работы при волнении моря или при колебаниях давления пара, поступающего из утилизационного котла на турбину. Правила Регистра допускают длительную параллельную работу при изменениях частоты в сети в пределах $\pm 5\%$ от номинальной.

На современных судах, особенно на судах с электродвижением, применяются многогенераторные СЭУ, содержащие три-четыре и более дизель-генераторов, работающих параллельно. Автоматическая система равномерного распределения нагрузок между ними имеет проблемы с устойчивостью [1, 20]. Предлагаются различные пути решения этой проблемы, например, метод мнимого статизма, принцип гармонического управления частотой и активной мощностью [1].

К проблемным вопросам функционирования СЭУ естественным образом относятся все ненормальные и аварийные режимы работы судовой электростанции. К основным аварийным режимам работы СЭУ относятся следующие ситуации: короткие замыкания на нагрузке; недопустимая перегрузка ДГ; обесточивание судовой сети при перегрузке; отключение генератора по минимально допустимой частоте; аварийная

остановка дизелю по предельному отклонению параметров системы охлаждения или смазки; обрыв фазы при питании электродвигателей; обратная мощность генератора, переход его в двигательный режим; асинхронный ход синхронного генератора; перегрузка синхронного генератора по цепи возбуждения.

Предлагаемая концепция представления электроэнергетических потоков судовой электроэнергетической установки заключается в сопоставлении ее типовых режимов работы определенному действию или этапу развития потока энергии. Для основных режимов работы электроустановки такое сопоставление представлено на рис. 2.

Рассмотрим такое сопоставление по порядку развития энергопотоков, связанному с принятой последовательностью включения, эксплуатации и выключения судовых электроустановок.

Первоначальный запуск приводного двигателя электроагрегата с одновременной подачей возбуждения на генератор вызывает нарастание напряжения на статорных обмотках генератора. Этот процесс длится от единиц до десятка секунд. При определенном уровне напряжения на шинах генератора вступает в действие регулятор напряжения (возбуждения). Потенциальная энергия электроагрегата нарастает лавинообразно. Поэтому такое преобразование энергопотока может рассматриваться как **генерация потока**.

Еще во время генерации потока вступают в действие регуляторы частоты вращения приводного двигателя и напряжения генератора. Эти две локальные автоматические системы призваны стабилизировать основные параметры энергопотока, определяющие его мощность и формат. На этой стадии происходит **стабилизация потока**. Режим стабилизации потока осуществляется на протяжении всего срока его действия.

В случае, когда не удастся стабилизировать частоту приводного двигателя электроагрегата, например, при использовании валогенераторов на судах с винтом фиксированного шага, в современных СЭУ используются многопоточные валогенераторы. Здесь регулированию подвергается только часть разделенного энергопотока. С энергетической точки зрения такой способ стабилизации частоты может рассматриваться как **разделение потока**.

Перед включение дизель-генератора в судовую сеть выполняется процедура подгонки его частоты и напряжения, а затем синхронизация фаз включаемого генератора и сети. Другими словами осуществляется **согласование потока** энергии генератора и сети.

Процесс непосредственного включения генератора после согласования его параметров может рассматриваться как **объединение потоков**

**ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОТОКОВ В СУДОВЫХ
ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ**

ЭТАПЫ РАЗВИТИЯ ЭНЕРГОПОТОКА	СООТВЕТСТВУЮЩИЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОУСТАНОВКИ	МНЕМОСХЕМА ГЕНЕРИРУЕМОГО ЭНЕРГОПОТОКА	ЭНЕРГОПОТОКИ В СЕТИ СУДОВЫХ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ
ГЕНЕРАЦИЯ ПОТОКА	ПУСК ДВИГАТЕЛЯ И ВОЗБУЖДЕНИЕ ЭЛЕКТРОГЕНЕРАТОРА		
СТАБИЛИЗАЦИЯ ПОТОКА	РЕГУЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕНИЯ И ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ		
РАЗДЕЛЕНИЕ ПОТОКА	РЕГУЛИРОВАНИЕ ЧАС- ТОТЫ МНОГОПОТОЧ- НОГО ВАЛОГЕНЕРАТОРА		
СОГЛАСОВАНИЕ ПОТОКА	ВЫРАВНИВАНИЕ НАПРЯ- ЖЕНИЯ И ЧАСТОТЫ, СИНХРОНИЗАЦИЯ ФАЗЫ		
ОБЪЕДИНЕНИЕ ПОТОКОВ	ВКЛЮЧЕНИЕ ГЕНЕРАТОРА В СУДОВУЮ СЕТЬ		
РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТОКОВ	РАСПРЕДЕЛЕНИЕ АКТИВНОЙ МОЩНОСТИ		
ПУЛЬСАЦИИ ПОТОКА	ОБМЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ АКТИВНОЙ МОЩНОСТИ		
РЕВЕРС ПОТОКА	РЕЖИМ ОБРАТНОЙ МОЩНОСТИ		
РЕВЕРСИВНЫЕ ПУЛЬСАЦИИ ПОТОКА	АСИНХРОННЫЙ ХОД СИНХРОННОГО ГЕНЕРАТОРА		
РАЗЪЕДИНЕНИЕ ПОТОКОВ	ВЫКЛЮЧЕНИЕ ГЕНЕРАТОРА ИЗ СУДОВОЙ СЕТИ		
ПРЕКРАЩЕНИЕ ПОТОКА	ОСТАНОВКА ДВИГАТЕЛЯ ГЕНЕРАТОРА		

Рис. 2. Энергетическое представление режимов работы СЭЭУ

энергии генератора и судовой сети. Происходящие при объединении потоков процессы будут существенно зависеть от точности выполнения предыдущего этапа развития энергопотока, т.е. от его согласования.

Сразу за процедурой включения генератора в сеть, которая обеспечивает в начальный момент работу включенного генератора без нагрузки, следует процесс распределения активной мощности между всеми работающими в сети источниками энергии. **Распределение потоков** энергии осуществляется соответствующим воздействием на регуляторы частоты вращения приводных двигателей генераторов.

Нестабильность частоты вращения судовых вспомогательных дизелей, а также автоколебательные процессы в их системах стабилизации частоты вращения, приводят к обменным колебаниям активной мощности между работающими в сети генераторами. Этот процесс выглядит как **пульсации потока** генерируемой энергии.

В случае чрезмерного снижения частоты вращения одного из дизель-генераторов возникает аварийный режим обратной мощности, происходит **реверс потока** энергии, т.е. изменение направления ее движения. Дизель при этом переходит в компрессорный режим.

Другим аварийным режимом работы является асинхронный ход синхронного генератора. Выпадение синхронного генератора из синхронизма сопровождается **реверсивными пульсациями потока** активной мощности. При этом поток энергии периодически изменяет свое направление.

При выводе из работы дизель-генератор отключают из сети, осуществляя **разъединение потоков** энергии. Перед этим производится обратное **распределение потоков** энергии, т.е. с выключаемого генератора снимают нагрузку. Дальнейшая остановка двигателя генератора приводит к **прекращению потока** энергии.

Предлагаемый взгляд на функционирование СЭЭУ с точки зрения действий над потоками энергии в судовом электроагрегате позволяет оптимизировать весь процесс возникновения, функционирования и прекращения энергетических потоков, а также систематизировать процесс эксплуатации СЭЭУ, что необходимо для алгоритмизации и дальнейшей автоматизации функционирования СЭЭУ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Баранов А.П. Судовые автоматизированные электроэнергетические системы. - М.: Транспорт, 1988. - 328 с.
2. Голубев В.К. Современные системы управления судовыми теплоэнергетическими комплексами. - М.: "Мортехинформреклама", 1986. - 36 с.
3. ГОСТ 10032-80. Дизель-генераторы стационарные, передвижные, судовые вспомогательные. Технические требования к автоматизации.

4. ГОСТ 10511-83. Системы автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) судовых, тепловозных и промышленных дизелей. Общие технические требования.
5. ГОСТ 11102-75. Приборы и устройства приемные и исполнительные дизельной автоматики. Типы, основные параметры и технические требования.
6. ГОСТ 11928-66. Системы аварийно-предупредительной сигнализации и защиты автоматизированных дизелей и газовых двигателей. Общие технические условия.
7. ГОСТ 14228-80. Дизели и газовые двигатели автоматизированные. Классификация по объему автоматизации.
8. ГОСТ 18174-83. Системы дистанционного автоматизированного управления главными судовыми дизелями. Общие технические требования.
9. Вишневский Л.В., Пасс А.Е. Системы управления асинхронными генераторными комплексами. – Киев-Одесса: Лыбидь, 1990. - 68 с.
10. Красношарпа М.М. Генераторы переменного тока стабильной и регулируемой частоты. – Киев: Техника, 1974. - 168 с.
11. Мелешкин Г. А. Переходные режимы судовых электроэнергетических систем. - Л.: Судостроение, 1971. - 344 с.
12. Бертинов А.И. Авиационные генераторы. – М.: Оборониздат, 1959. – 593 с.
13. Пасс А.Е., Вишневский Л.В. Анализ судовых биротативных валогенераторов // НТС Кибернетика на морском транспорте. – 1981. – Вып. 10. – С. 76-84.
14. Ключев В.И. Ограничение динамических нагрузок электропривода. - М.: Энергия, 1971. - 215 с.
15. Трещев И.И. Электромеханические процессы в машинах переменного тока. - Л.: Энергия, 1980. - 256 с.
16. А.с. №1257803 СССР. Регулятор напряжения / А.Е. Пасс, Н.И. Муха, А.П. Тумольский. - 1984. - 4 с.
17. Супронович Г. Улучшение коэффициента мощности преобразовательных установок. - М.: Энергоатомиздат, 1985.- 136 с.
18. Аллаев К.Р. К совместной работе синхронных и асинхронных генераторов в электрической системе // Изв. АН УзССР. Сер. техн. наук. - 1976. - № 3. - С. 24-27.
19. Константинов В.П. Синхронизация судовых синхронных генераторов. Теория и методы расчета – Л.: Судостроение, 1978. – 216 с.
20. Болотин Б.И., Вайнер В.Л. Инженерные методы расчетов устойчивости судовых автоматизированных электростанций. – Л.: Судостроение, 1974. - 332 с.
21. Сыромятников В.Ф. Эксплуатация систем автоматического регулирования судовых силовых установок. – М.: Транспорт, 1975. – 272 с.

УДК 689.12-8.004.5.001.5

Варбанец Р.А., Ивановский В.Г.
ОНМУ

ДИАГНОСТИКА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПРОГРАММНО-АППАРАТНЫМ КОМПЛЕКСОМ D4.0H

Введение

Среднеоборотные дизеля (СОД) получили широкое распространение на судах морского флота благодаря ряду их достоинств по сравнению с малооборотными дизелями (МОД): большей удельной мощности, меньшим габаритам, массе и требованиям к размерам машинного отделения; большей живучести судна благодаря наличию 2-4 двигателей; облегченной организации агрегатного ремонта и др.

Однако СОД присущи и недостатки: меньший, по сравнению с малооборотными дизелями, моторесурс; больший удельный эффективный расход топлива; трудность использования тяжелых топлив; усложнение установки и понижение к.п.д. передачи мощности на винт из-за наличия дорогостоящего редуктора и специальных муфт; повышенная вибрация и шумность в работе; большие затраты на техническую эксплуатацию.

Современные СОД эксплуатируются при более высоких параметрах механической и тепловой напряженности по сравнению с МОД. Например, на некоторых моделях СОД максимальное давление сгорания P_z на номинальном режиме доходит до 250 бар (максимум 180 у МОД), температура выпускных газов – до 500 °С и более (250-300 °С у МОД), давление надувочного воздуха – до 4 бар и более (до 3 бар у МОД) [1].

Вследствие повышенной тепловой и механической напряженности эффективность эксплуатации большинства судовых СОД существенно зависит от качества работы и технического состояния топливной аппаратуры (ТА) и механизма газораспределения (МГР).

Постановка проблемы

Базовым диагностическим параметром, определяемым всеми системами мониторинга рабочего процесса, является давление газов в цилиндре $P(\varphi)$. Эту величину в большинстве случаев определяют с помощью специальных датчиков давления, устанавливаемых на индикаторный кран [2]. В некоторых системах применяются стационарные встроенные датчики давления с большим моторесурсом, рассчитанным на весь период эксплуатации двигателя. Наиболее известные из стационарно устанавливаемых датчиков это: пьезокварцевые датчики фирмы Kistler [3], оптические датчики фирмы Optrand [4], магнитострикционные датчики АВВ [5].

Параметры работы топливной аппаратуры определяются с помощью специальных датчиков, рассчитанных на высокие импульсные давления (до 2000 бар и более) и клапанов встраиваемых в систему высокого давления и предназначенных для отключения датчиков в случае их разгерметизации [6]. Поскольку использование нештатной измерительной аппаратуры в топливной системе высокого давления является дорогостоящим и рискованным мероприятием (в случае разгерметизации и распыливания топлива создается пожароопасная ситуация), актуальным является метод виброакустического анализа, применяемый в системе DEPAS D4.0H. С помощью вибродатчика VS-20m фиксируются геометрические и действительные фазы топливоподачи, а так же характер движения иглы форсунки, что особенно важно для определения технического состояния, как самой форсунки, так и топливной аппаратуры высокого давления в целом.

Параметры работы механизма газораспределения во время работы двигателя не определяются ни одной из известных диагностических систем. В данном случае, использование в системах D4.0H методов виброакустического анализа позволяет определять фазы газораспределения по виброимпульсам при закрытии клапанов и производить оценку их технического состояния по форме вибродиаграмм.

В большинстве моделей СОД, вследствие близких расстояний между клапанами и форсункой, запись вибродиаграмм с одной контрольной точки (торец форсунки) позволяет определять одновременно действительные параметры топливоподачи и газораспределения, что является еще одной отличительной особенностью систем D4.0H.

Основные характеристики системы D4.0H

Система разработана для использования на судовых дизелях (главных и вспомогательных). Так же, система может быть использована на береговых дизельных энергетических установках. Основные объекты мониторинга: главные и вспомогательные судовые дизели, железнодорожные дизели, береговые дизельные энергетические установки.

Модуль реального времени системы D4.0H предназначен для непосредственной записи данных рабочего процесса и предварительного расчета 3-х ключевых параметров (тактность двигателя определяется автоматически):

- $P_z(P_{\max})$ — максимальное давление сгорания в цилиндре (среднее, минимальное и максимальное значения за несколько рабочих циклов);
- RPM — частота вращения коленчатого вала дизеля;
- P_i — среднее давление в цилиндре.

Автоматическое определение тактности двигателя позволяет проводить мониторинг без предварительной настройки на тип дизеля. Данные

индицирования отдельных цилиндров передаются из модуля D4.0H в компьютер по интерфейсу RS-232 со скоростью 115200 б/с.

Программное обеспечение производит расчет следующих параметров:

- среднее индикаторное давление P_i , МIP;
- индикаторная мощность цилиндра N_i ;
- частота вращения коленчатого вала, RPM;
- максимальное давление сгорания в цилиндре p_z , p_z^{\min} , $p_z^{\max}(\varphi p_z)$, p_{\max} , p_{\max}^{\min} , $p_{\max}^{\max}(\varphi p_{\max})$;
- максимальное давление сжатия p_{comp} ;
- давление на линии расширения (36° после ВМТ) P_{exp} ;
- максимальная скорость повышения давления $v_m = \frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$;
- степень повышения давления $\lambda = \frac{p_{\max}}{p_{comp}}$;
- давление в начале сгорания $p_c'(\varphi P_c')$;
- действительные и геометрические фазы топливоподачи α , α^G , φ_{INI} , φ_{INJ}^G ;
- период и угол задержки самовоспламенения топлива τ_D , $\varphi\tau_D$;
- фазы газораспределения φ_{in}^{op} , φ_{in}^{cls} , φ_{exh}^{cls} , φ_{exh}^{op} ;
- анализ технического состояния ТА и МГР;
- давление в любой точке диаграммы p_x ;
- данные спектрального FFT-анализа (опция).

Технические характеристики системы D4.0H (рис. 1)

Датчик давления газов PS-16:

- конденсаторного типа, неохлаждаемый;
- диапазон измерения 0-220 bar;
- рабочая температура поверхности корпуса до 350°C ;
- максимальная погрешность $\leq 1,5\%$;
- масса 0,42 кг;

Устанавливается на стандартный индикаторный кран W27×1/10.

Вибродатчик VS-20:

- частотный диапазон 0,1 ÷ 18 кГц;
- полоса пропускания фильтра 1,0 кГц;
- максимальная рабочая температура до 90°C ;

- датчик имеет магнитную основу.

Модуль реального времени D4.0H:

- на базе процессора RCM2000, 128 kb RAM, 256 kb flash, 25 МГц;
- ПО: Dynamic C, Assembler АЦП AD7888 – 125 кГц, 12 бит, 8 каналов;
- автоматическое определение тактности дизеля;
- контрастный дисплей;
- управление одной кнопкой;
- интерфейс RS-232, скорость передачи 115200 б/с;
- время автономной работы ~ 10 часов;
- габариты: 130×80×40 мм;
- масса ~ 0,45 кг;
- питание: 6 В постоянного тока (4 батареи А1).



Рис. 1

Характеристики программного обеспечения:

- индикаторные диаграммы $P(\varphi)$, $P(V)$;
- диаграммы производных (угловая скорость изменения давления газов в цилиндре) $\frac{dP}{d\varphi}$;
- вибродиаграммы $vib(\varphi)$ для анализа фаз топливоподачи, газораспределения и оценки технического состояния топливной аппаратуры и механизма газораспределения;
- сводные диаграммы, сводные бар-диаграммы, сводная таблица основных расчетных параметров;
- расчетный метод определения ВМТ цилиндра (PLS-алгоритм);
- отчет по рабочему процессу в каждом цилиндре и сводный отчет по двигателю;
- Windows XP/98, оптимальное разрешение экрана 1280×1024.

Синхронизация данных в системе D4.0H

Определение ВМТ, НМТ и последующая синхронизация данных производится расчетным путем, с помощью PLS-алгоритма «бесфазовой синхронизации». Первая версия PLS-алгоритма была разработана в 1994 г. для переносных систем DEPAS 2.34. К настоящему времени он существенно модифицирован и прошел тщательное тестирование на двигателях МОД, СОД и ВОД. Коррекция расчетного значения ВМТ производится исходя из того, что при отсутствии сгорания в цилиндре скорость изменения давления в ВМТ равна нулю [7].

$$\frac{dP_{comp}}{d\phi_{BMT}} = -P_a V_a^{n_1} n_1 \frac{1}{V_\phi^{n_1+1}} * \frac{dV_\phi}{d\phi} = 0,$$

где P_a , V_a — давление и объем в начале сжатия; n_1 — показатель политропы сжатия.

Благодаря использованию PLS-алгоритма мониторинг рабочего процесса проводится без установки синхронизирующих датчиков на маховике двигателя, что делает систему D4.0H универсальной — готовой к использованию на любом двигателе без его предварительной подготовки. Кроме преимуществ системы, связанных с возможностью оперативного мониторинга, PLS-алгоритм обладает следующими важными свойствами:

- PLS-алгоритм автоматически учитывает скручивания коленчатого вала на нагруженном двигателе;
- PLS-алгоритм автоматически учитывает возможное несоответствия между истинным положением BMT и отметкой на маховике, которое может возникнуть вследствие неточной маркировки;
- PLS-алгоритм автоматически учитывает смещение BMT во время эксплуатации вследствие влияния зазоров в деталях КШМ и других эксплуатационных факторов;
- PLS-алгоритм автоматически учитывает влияние конечной скорости прохождения волны давления в канале индикаторного крана (от камеры сгорания до мембраны датчика давления);
- PLS-алгоритм дает возможность производить мониторинг рабочего процесса без предварительной подготовки двигателя (во время работы с системами мониторинга, использующими аппаратную синхронизацию, наиболее трудоемкая и длительная часть подготовки системы к работе – установка фазового датчика и маркировка маховика);
- отсутствуют временные и финансовые затраты на установку датчиков (применение PLS-алгоритма позволяет производить индцирование дизеля непосредственно в процессе его эксплуатации, без специальной подготовки, которая необходима при аппаратной синхронизации данных).

Лабораторные тестирования и практические испытания систем DEPAS показали, что точность синхронизации при использовании PLS-алгоритма соответствует точности аппаратной синхронизации для первого от маховика цилиндра. Максимальная абсолютная фазовая погрешность определения BMT, HMT и в целом синхронизации не превышает 0,5 °ПКВ, что дает возможность максимально точно рассчитывать среднее индикаторное давление и индикаторную мощность цилиндра.

дра во время эксплуатации. Не учет вышеперечисленных факторов приводит к погрешности аппаратной синхронизации на дальних от маховика цилиндрах до 1,5 °ПКВ.

Фазы топливоподачи и газораспределения, а также техническое состояние ТА и МГР определяются с помощью контактного вибродатчика VS-20. Датчик имеет магнитную основу и прочно фиксируется в местах контактов. Определение указанных параметров происходит без непосредственного внедрения в топливную аппаратуру высокого давления и специальных креплений к МГР.

В системах DEPAS был впервые применен вибродатчик (в 1994 г.) совместно с датчиком давления газов в цилиндре для детального анализа рабочего процесса в цилиндре СДВС. Анализ вибродиаграмм топливной аппаратуры и механизма газораспределения вместе с индикаторной диаграммой рабочего процесса значительно расширил область контролируемых параметров. Диагностика технического состояния рабочего цилиндра стала возможной не только по диаграмме давления газов, как это до сих пор принято в большинстве аналогичных компьютерных систем, но и по важнейшим процессам топливоподачи и газораспределения.

Вибродатчик VS-20 стандартно включен в состав системы DEPAS. Система выполнена в прочном корпусе. Датчик давления на армированном кабеле вынесен от блока на удобное для проведения индицирования расстояние (около 1 м). Система управляется одной кнопкой с четкой фиксацией. Для управления используются три основные команды: короткое нажатие — ‘Click’, двойное нажатие — ‘Double Click’ (аналогично работе с мышкой в системах Windows) и длинное нажатие — ‘Long Press’. Общий вес системы с датчиками менее 2 кг. Емкости стандартных батарей (4×А1) хватает приблизительно на 10 часов работы.

Использование вибродатчика в системе поясняется рисунком 2: верхняя диаграмма (*needle lift*) — перемещение иглы форсунки во время впрыска топлива; средняя диаграмма (*fuel pressure*) — давление топлива за ТНВД; нижняя диаграмма (*fuel valve vibrodiagram*) — преобразованная вибродиаграмма торца форсунки. Фазы впрыска топлива (начало, соответствующее подъему иглы и окончание, соответствующее посадке — по верхней диаграмме) совпадают с передними фронтами виброимпульсов на нижней вибродиаграмме. Таким образом, анализ вибродиаграмм дает возможность оценить фазы топливоподачи с помощью контактного вибродатчика, без препарирования форсунки и без внедрения специальных датчиков в систему высокого давления. Кроме того, форма виброимпульсов отражает техническое состояние форсунки и

всей топливной аппаратуры высокого давления в целом. При нормальном техническом состоянии ТА форсунка генерирует два импульса (в начале и в конце впрыска) с четко выраженными передними фронтами (рис. 3 - 6). В случае установки вибродатчика на торец форсунки, фазовое расстояние от переднего фронта до ВМТ характеризует действительный угол опережения впрыска топлива. При установке вибродатчика на заглушку, напротив отсечного окна ТНВД, фазовое расстояние от переднего фронта виброимпульса до ВМТ характеризует геометрический угол начала подачи топлива ТНВД (угол, определяемый по «мениску»).

На рис. 3 - 6 приведены примеры нескольких характерных дефектов в отчетах системы D4.0H.

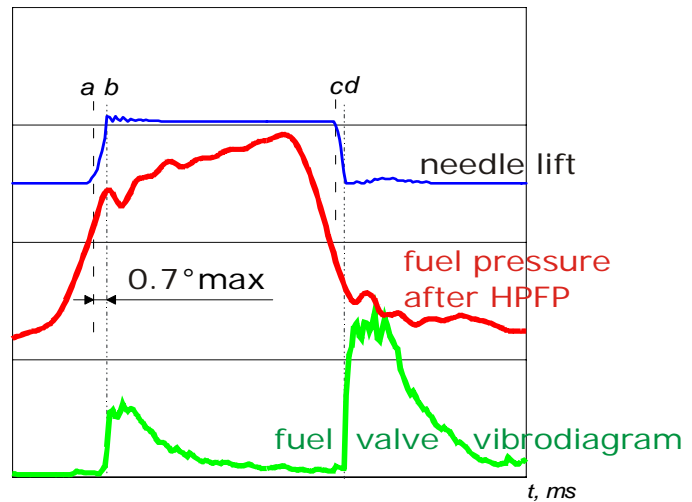


Рис. 2. Диаграммы впрыскивания топлива форсункой СОД

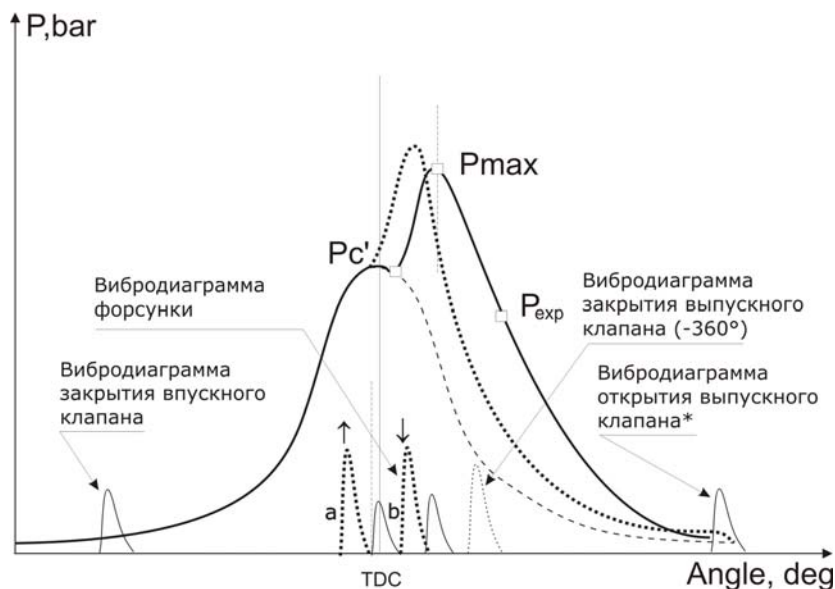


Рис. 3. Износ плунжерной пары ТНВД (возможно, протечка всасывающего клапана)

Особенности диаграммы на рис. 3: смещается за ВМТ начало видимого сгорания Pc' ; уменьшается Pz , увеличивается P_{exp} и температура выпускных газов; изменяется форма, уменьшается амплитуда и смещается вправо вибродиаграмма форсунки; a – передний фронт первого виброимпульса соответствует подъему иглы форсунки; b – передний фронт второго виброимпульса соответствует посадке иглы форсунки.

На некоторых моделях МОД возможна фиксация открытия выпускного клапана.

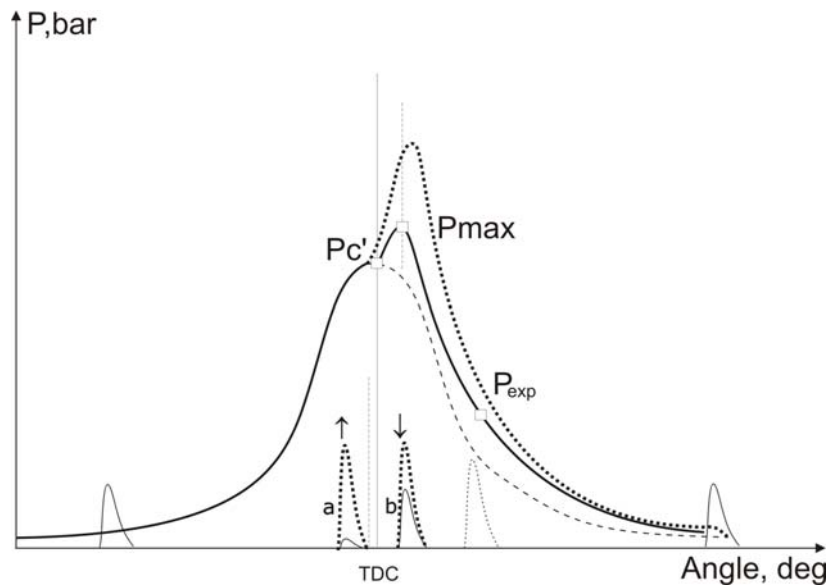


Рис. 4. Зависание иглы форсунки (в нижнем положении)

Особенности диаграммы на рис. 4: искажается форма вибродиаграммы впрыска; возможно полное отсутствие переднего импульса a ; уменьшается P_z , P_{exp} , температура выпускных газов, среднее индикаторное давление и индикаторная мощность цилиндра.

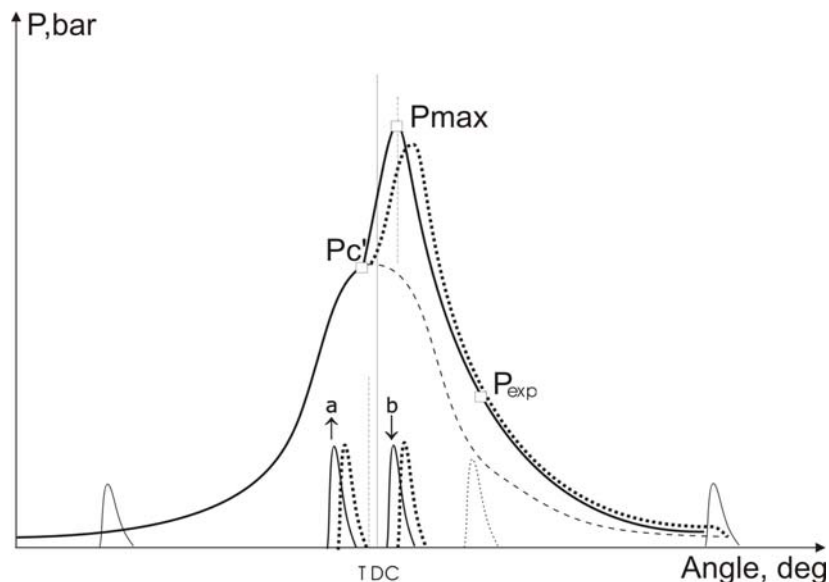


Рис. 5. Ранняя подача топлива

При ранней подаче топлива (рис. 5) момент начала видимого сгорания топлива P_c' смещается на линию сжатия. Характерный перегиб индикаторной диаграммы в момент начала сгорания может вообще не проявляться; увеличивается P_z ; уменьшается P_{exp} и температура выпускных газов. Увеличивается «жесткость» рабочего процесса – скорость

повышения давления на первой фазе сгорания. Увеличивается механическая напряженность двигателя и ударные нагрузки на подшипники. Вибродиаграмма форсунки смещается влево.

При прогорании клапанов (рис. 6) снижается давление в конце сжатия P_c . Снижается P_z , P_{exp} , P_i , N_i . В случае прогорания клапанов увеличивается температура выпускных газов и падает мощность цилиндра. Повышается дымность выпускных газов. Смещаются фазы и искажаются формы виброимпульсов клапанов газораспределения (показано на примере впускного клапана).

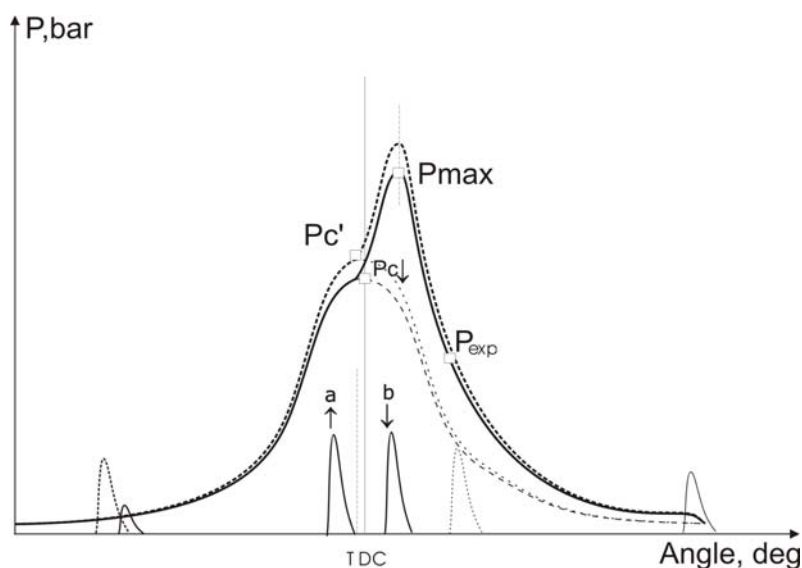


Рис. 6. Прогорание клапанов (позднее закрытие впускного клапана)

Заключение

Использование системы D4.0H при эксплуатации СОД дает возможность получить следующие преимущества:

- увеличить экономичность рабочего процесса, за счет точной регулировки топливной аппаратуры и механизма газораспределения;
- увеличить межремонтный период и сократить затраты на техническое обслуживание, за счет расчета и равномерного распределения нагрузки между цилиндрами;
- исключить риск возникновения аварийных ситуаций и существенно поднять уровень технического обслуживания ЭУ, благодаря своевременному мониторингу и контролю рабочего процесса;
- сократить затраты на эксплуатацию ЭУ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Семенов В.С. Современные проблемы теории судовых дизелей (рабочий процесс и теплопередача). – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1991. – 112 с.

2. Варбанец Р.А. , Ивановский В.Г. Стационарные системы диагностики рабочего процесса судовых дизелей NK-100, Kuma Diesel Analyzer // Проблемы техники: науч.-техн. журн. Хмельницкий национальный университет. – 2006. – № 1. – С. 91-102.
3. <http://www.kistler.ch>
4. <http://www.optrand.com>
5. <http://www.abb.com/pressductor>
6. Ивановский В.Г., Варбанец Р.А. Применение виброакустического метода для анализа топливоподачи дизеля в эксплуатации // Вестник Одесского национального морского университета. – 1998. – № 1. – С. 131-134.
7. Варбанец Р.А. Синхронизация данных при индицировании СДВС // Сб. науч. тр. – 2005. – № 2(8). - Севастополь: Севастопольский ВМИ им. П.С. Нахимова. – С. 255-259.

УДК 620.191.8

Абрамов В.А., Логишев И.В.
ОНМА**ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ КАРБОНАТНОЕ РАВНОВЕСИЕ ПРИРОДНЫХ ВОД, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В СЭУ**

Углекисло-карбонатная система природных вод и в частности морской, включающая двуокись углерода (CO_2), угольную кислоту (H_2CO_3) и продукты ее диссоциации — ионы H^+ , HCO_3^- , CO_3^{2-} , упрощенно показанная на рис. 1, является одной из наиболее сложных систем. Она во многом определяет регулирование pH морской воды и таким образом непосредственно влияет на многие химические равновесия в морях.

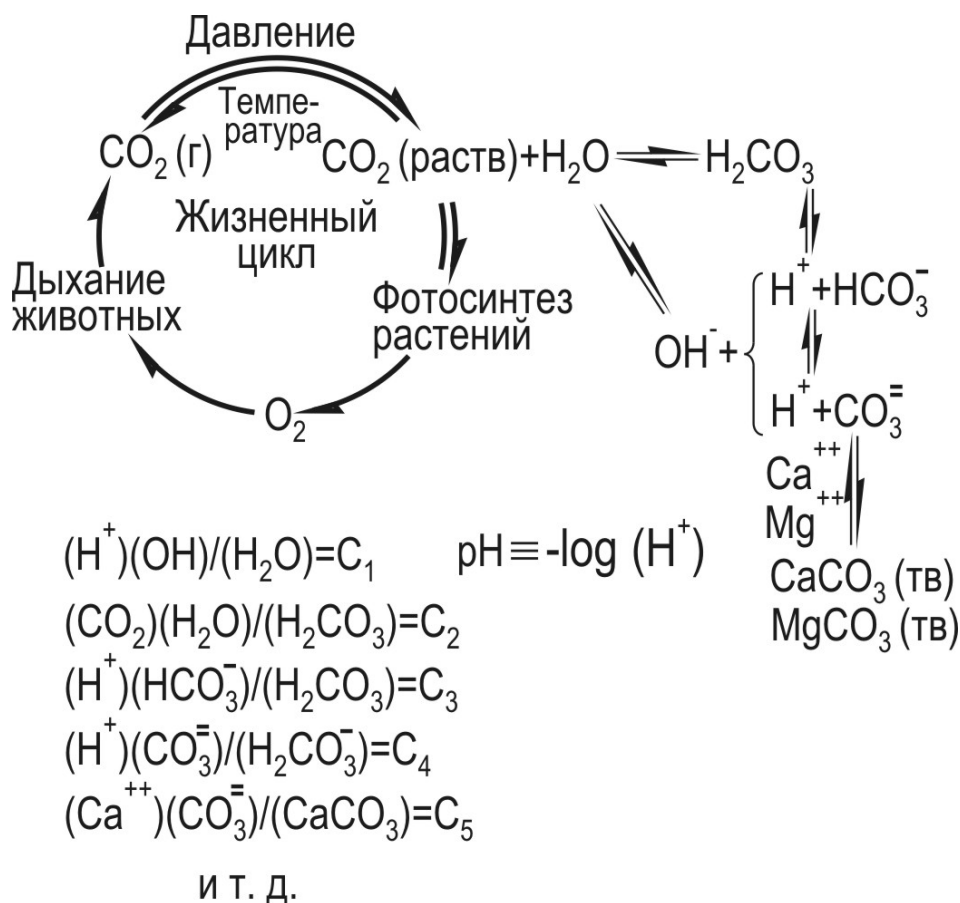


Рис. 1. Углекислотно-карбонатная система

Определенный интерес представляет эта система для понимания процессов накипеобразования и разработки методов предотвращения отложений в судовых теплообменник аппаратах, работающих на морской воде. Угольная кислота в большем или меньшем количестве присутствует в большинстве природных вод и откосится к числу наиболее существенных компонентов, определяющих химические свойства воды и состояние карбонатной системы. От того, в каких формах и concentra-

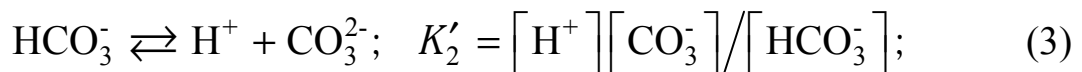
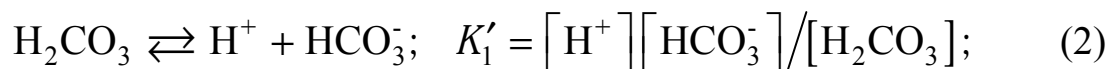
циях присутствуют соединения углекислоты в той или иной воде, зависит режим подготовки раствора, исключая образование накипи в теплообменных аппаратах (при $pH > 8,3-8,4$ количество CO_2 становится незначительным и практически неощутимым) [1, 2].

Наиболее глубокие исследования в области изучения карбонатной системы природных минерализованных вод проведены геохимиками при изучении химии моря и термальных вод [1-12]. В результате этих работ установлена взаимосвязь между составляющими карбонатной системы, определяемая:

- растворимостью углекислого газа, которая отличается от растворимости других газов атмосферы неизбежностью его гидратации, в результате которой он реагирует с водой с образованием угольной кислоты



- диссоциацией образовавшейся угольной кислоты, которая происходит в две стадии



Каждая ступень системы характеризуется определенной константой равновесия, где квадратными скобками обозначены грамм-ионные концентрации. Функции K'_1 и K'_2 , определяемые уравнениями (2), (3), называют кажущимися или концентрационными константами диссоциации угольной кислоты. Термодинамические константы равновесия определяются из выражений

$$K_1 = a_{H^+} \cdot a_{HCO_3^-} / a_{CO_2} \cdot a_{H_2O}; \quad (4)$$

$$K_2 = a_{H^+} \cdot a_{CO_3^{2-}} / a_{HCO_3^-}, \quad (5)$$

где a — активность молекулярных или ионных соединений.

Океанографы обычно пользуются смешанными константами, которые определяются следующими выражениями

$$K''_1 = a_{H^+} [HCO_3^-] / a_{CO_2} \cdot a_{H_2O}; \quad (6)$$

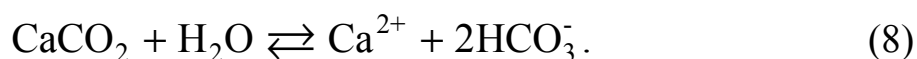
$$K_2 = a_{H^+} [CO_3^{2-}] / [HCO_3^-], \quad (7)$$

Представленными уравнениями диссоциации угольной кислоты определяют в основном количественные соотношения между различными формами присутствующих в воде углекислых соединений, т.е. соотно-

шения между компонентами карбонатной системы, которые зависят при данной температуре воды, в первую очередь, от активности ионов водорода, т.е. от pH раствора.

В природных водах углекислота может находиться в следующих основных формах: в виде свободной углекислоты ($\text{CO}_{2\text{св}}$), т.е. молекулярно-растворенного в воде газа CO_2 и недиссоциированных молекул H_2CO_3 , бикарбонатных ионов (HCO_3^-) и карбонатных ионов (CO_3^{2-}). Эти углекислые соединения находятся в воде в динамическом равновесии. Все компоненты системы связаны друг с другом и изменение концентрации одного из них ведет за собой изменение концентраций других. Так, если в растворе, находящемся в состоянии углекислотного равновесия уменьшить каким-либо образом концентрацию свободной углекислоты, то произойдет распад части бикарбонатных ионов с выделением карбонатных ионов и свободной углекислоты. Нагревание воды также способствует сдвигу карбонатного равновесия в правую сторону, отчего доля карбонатных ионов возрастает за счет гидротермального распада бикарбонатных ионов. Образовавшиеся карбонатные ионы в результате реакции с обычно имеющимися в природных водах ионами кальция дают малорастворимый карбонат кальция, которой, выделяясь в осадок, образует карбонатные отложения. Как видно из рис. 2 [1], при увеличении pH до 8,3-6,4 содержание свободной углекислоты постепенно уменьшается почти до нуля, тогда как содержание бикарбонатных ионов возрастает от нуля до максимума. При дальнейшем повышении pH содержание ионов CO_3^{2-} в воде увеличивается за счет уменьшения содержания ионов HCO_3^- . Константы диссоциации угольной кислоты уменьшаются при повышении конной силы раствора [1-3], поэтому при переходе от чистой воды к морской кривые, изображенные на рис. 2, смещаются влево.

Если же в раствор, характеризующийся равновесием карбонатной системы, ввести некоторое количество свободной углекислоты, то снизится pH раствора и равновесие сдвинется влево, т.е. при контакте такой воды с карбонатом кальция часть его, соответствующая избыточному количеству углекислоты, перейдет в раствор:



Этот процесс обратим и, следовательно, реакция до конца не идет, т.е. часть тлевшейся в растворе двуокиси углерода остается и после реакции в свободном состоянии. Такие воды называют агрессивными, а часть избытка свободной углекислоты над равновесной ее концентрацией называют агрессивной углекислотой.

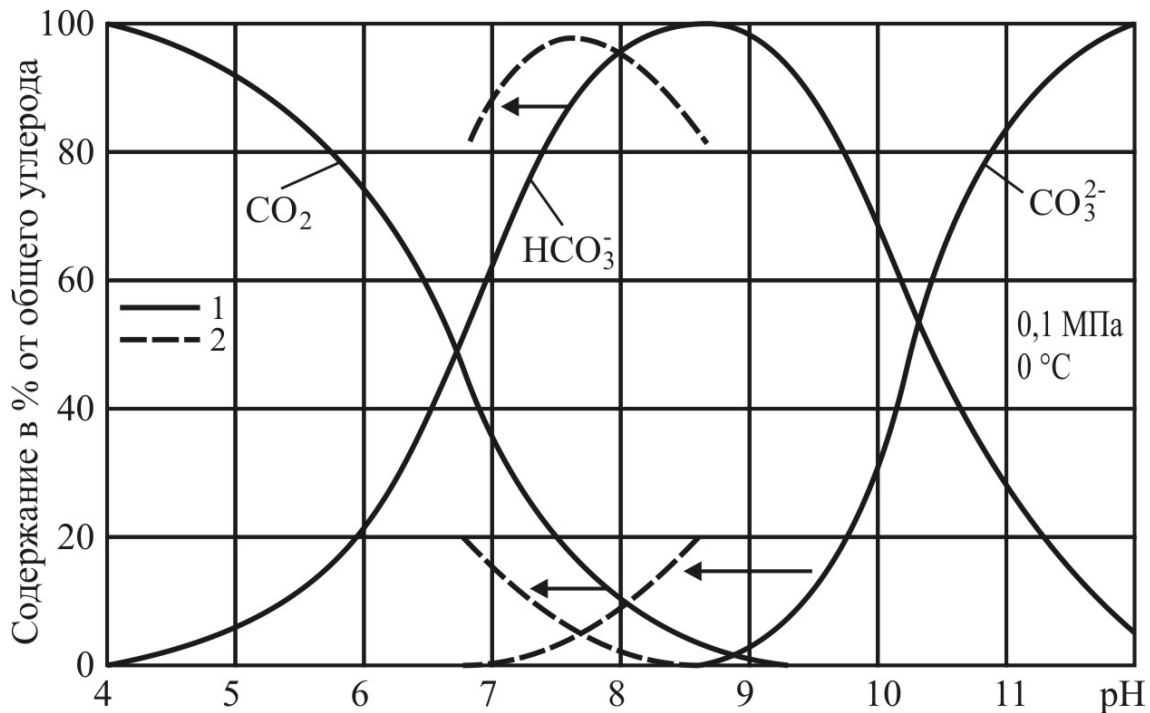


Рис. 2. Распределение форм углерода в системе $\text{CO}_2 - \text{HCO}_3^- - \text{CO}_3^{2-}$ для чистой (1) и морской воды (2) в зависимости от величины pH при 0,1 МПа и 0 °С

Таким образом, возможность осаждения или растворения твердых карбонатов зависит от концентрации CO_2 в воде, важнейшим показателем которой является pH среды. Все это предопределяет значимость определения условий углекисло-карбонатного равновесия растворов, т.е. выяснения при различной температуре и химическом составе воды тех равновесных условий, при которых предотвращается распад бикарбонатных ионов и, следовательно, образование карбонатных отложений на теплообменных поверхностях.

Степень насыщенности морской воды карбонатом кальция, определяющая условия накипеобразования, зависит в первую очередь от состояния равновесия карбонатной системы. Следует учесть, что каждая полиморфная форма карбоната кальция (кальцит или арагонит) характеризуется своей величиной произведения растворимости. Концентрационные произведения растворимости для арагонита больше, чем для кальцита. В работах многих исследователей часто используются величины L'_{CaCO_3} , установленные экспериментально Мак-Интайром [4] для морской воды. Суммарная зависимость L'_{CaCO_3} , от температуры и солености по Мак-Интайру выражается уравнениями

$$L'_{\text{CaCO}_3} = (0,69 - 0,0063t) \cdot 10^{-6} (S/34,3), \text{ моль}^2/\text{л}^2 \text{ (кальцит)}; \quad (9)$$

$$L'_{\text{CaCO}_3} = (1,09 - 0,0078t) \cdot 10^{-6} (S/34,3), \text{ моль}^2/\text{л}^2 \text{ (арагонит)}. \quad (10)$$

Соответственно одновременному существованию в растворе средней (CaCO_3) и кислой солей угольной кислоты ($\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$), образующихся при растворении твердого CaCO_3 кальцита и арагонита, количественная оценка степени насыщения морской воды согласно [2, 4] может быть выполнена двумя способами: через насыщенность морской воды средней солью и через насыщенность воды обеими солями, т.е. через карбонатную щелочность. В первом случае используется отношение произведения молярных концентраций Ca^{2+} и CO_3^{2-} в данной воде к величине произведения растворимости CaCO_3 при исходных условиях (L'_{CaCO_3}). Эту форму выражения называют относительной насыщенностью r .

$$r = \frac{[\text{Ca}^{2+}][\text{CO}_3^{2-}]}{L'_{\text{CaCO}_3}}. \quad (11)$$

Молярная концентрация кальция для морской воды удовлетворяет выражению

$$[\text{Ca}^{2+}] = (\text{Щ}_0/2 + 0,47 \cdot \text{Cl}) \cdot 10^{-3}. \quad (12)$$

причем здесь имеется в виду валовый неорганический кальций, а валовая концентрация карбонатных ионов рассчитывается по уравнению

$$[\text{CO}_3^{2-}] = \frac{\text{Щ}_k \cdot 10^{-3}}{2 + a_{\text{H}^+}/K_2''}. \quad (13)$$

где Щ_k — карбонатная щелочность, мг-экв/л (для морской воды можно принять, что $\text{Щ}_k = \text{Щ}_0$); a_{H^+} — активность ионов водорода ($a_{\text{H}^+} = 10^{-\text{pH}}$);

K_2'' — вторая смешанная константа диссоциации угольной кислоты.

При пользовании величиной r необходимо учесть, что если возникает необходимость оценить насыщенность воды арагонитом, нужно $r_{\text{кальц}}$ поделить на величину отношения $L'_{\text{араг}}/L'_{\text{кальц}}$.

Другой способ оценки насыщенности морской воды карбонатом кальция применяется при выполнении балансовых расчетов, когда требуется определить избыток или недостаток растворенного CaCO_3 в воде с известными t , S , pH , Щ по сравнению с конечным устойчивым равновесием системы, приведенной в тесный контакт с твердым карбонатом кальция. По этому способу выражение насыщенности CaCO_3 характеризуется отношением [2, 4]

$$R = \frac{\text{Щ}_{\text{нач}}}{\text{Щ}_{\text{кон}}} \cdot 100\%, \quad (14)$$

где $Щ_{\text{нач}}$, $Щ_{\text{кон}}$ — соответственно щелочность (мг-экв/л) при исходных условиях и при конечном равновесии с твердой фазой CaCO_3 , т.е. при достижении равенства $[\text{Ca}^{2+}][\text{CO}_3^{2-}] = L'_{\text{CaCO}_3}$.

Практически более удобно, при определении равновесных условий, пользоваться эмпирически установленной зависимостью [4]

$$a_{\text{H}^+(\text{S})} / a_{\text{H}^+(\text{Ф})} = 0,08 + 0,914r. \quad (15)$$

где $a_{\text{H}^+(\text{S})}$ — активность водородные ионов при равновесных условиях карбонатной системы; $a_{\text{H}^+(\text{Ф})}$ — фактическая активность ионов водорода.

Преобразуя уравнение (15) с учетом того, что $a_{\text{H}^+} = 10^{-\text{pH}}$ получим

$$r = \frac{10^{(\text{pH}_{\text{Ф}} - \text{pH}_{\text{S}})} - 0,08}{0,914}. \quad (16)$$

где pH_{S} — величина pH равновесного насыщения воды карбонатом кальция, т.е. такого pH, при котором вода, содержащая в определенных концентрациях ионы Ca^{2+} и HCO_3^- , находится в состоянии углекислотного равновесия; $\text{pH}_{\text{Ф}}$ — фактическая величина pH воды.

Таким образом, величина pH_{S} характеризует равновесное состояние раствора и согласно мнению многих исследователей может применяться, например, при режиме стабилизации воды углекислотой [13-15].

Следовательно, основной задачей при определении степени насыщенности воды карбонатом кальция и соответственно условий Предотвращения кристаллизации накипи может являться определение величины pH_{S} и сравнение ее с фактической величиной pH воды.

В работе [16] приводится формула для расчета величины pH_{S} . Вывод формулы основан на уравнении электрической нейтральности раствора, в котором присутствуют ионы углекислых соединений

$$\text{pH}_{\text{S}} = \text{p}K_2 - \text{p}L_{\text{CaCO}_3} - \lg(\text{Ca}^{2+}) - \lg(Щ_0) + 2,5\sqrt{\mu} + 7,6, \quad (17)$$

где $\text{p}K_2$ — отрицательный логарифм второй термодинамической константы диссоциации угольной кислоты, которая связана со смешанной константой K_2'' зависимостью $K_2 = K_2'' \cdot f_{\text{CO}_3^{2-}} / f_{\text{HCO}_3^-}$; $\text{p}L_{\text{CaCO}_3}$ — отрицательный логарифм термодинамического произведения растворимости CaCO_3 , которое связано с концентрационной константой L'_{CaCO_3} зависимостью $L_{\text{CaCO}_3} = L'_{\text{CaCO}_3} \cdot f_{\text{Ca}^{2+}} \cdot f_{\text{Ca}_3^{2-}}$; (Ca^{2+}) — концентрация ионов

кальция, мг/л; ($Щ_0$) — общая щелочность, мг-экв/л; μ — ионная сила раствора, г-ион/л.

Но использование формулы (17) для расчета величины pH_S возможно лишь при определении pH_S для слабо минерализованных вод и в разбавленных растворах при $\mu \leq 0,005$ [5, 9, 16]. Морская же вода в отличие от разбавленных растворов, применимость к которым зависимости (17) оправдана, является сложным многокомпонентным раствором неорганических и органических веществ. Для растворов электролитов, каким является морская вода, характерна сравнительно высокая ионная сила. В таких растворах даже при больших разведениях важны дальнедействующие силы, обусловленные кулоновским взаимодействием. Использование зависимости (17) для морской воды представляется невозможным еще и потому, что в настоящее время существует несколько систем констант диссоциации H_2CO_3 , определенные различными исследователями и существенно различающиеся между собой [3, 4, 7]. До сих пор неясно, которой из систем следует отдать предпочтение. Кроме того, имеющиеся данные ограничиваются параметрами окружающей среды, т.е. эти условия существенно отличаются от параметров (в частности, температуры) работы судовых теплообменных аппаратов.

Выводы

1) Отсутствие необходимых данных для расчета величины pH_S , в случае использования морской воды в качестве теплоносителя, предопределило необходимость проведения экспериментальных исследований на морской воде при условиях, соответствующих условиям работы судовых теплообменных аппаратов [17].

2) Минерализация судовых котловых вод существенно меньше морских и близка к хорошим пресным водам. Кроме того, водородный показатель котловых вод $pH_{\text{котл}}$ всегда больше 8,0 [18]. Поэтому в практических расчетах скорости карбонатного накипеобразования в котлах вполне можно использовать зависимости (16) и (17). Как показано в данной статье (рис. 2), карбонатные накипи в современных котлах вообще исключаются. Для расчетов скорости карбонатного накипеобразования в морской воде эти же зависимости неприменимы, что требует дальнейших экспериментальных и теоретических исследований.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Хорн Р. Морская химия. – М.: Мир, 1972. – 400 с.
2. Химия океана. – М.: Наука, 1979. – Т. 1: Химия вод океана. – 518 с.
3. Попов И.И., Фёдоров К.Н., Орлов В.М. Морская вода: справочное руководство. – М.: Наука, 1979. – 328 с.

4. Методы гидрохимических исследований океана. – М.: Наука, 1978. – 271 с.
5. Левченко В.М. Теоретические основы физико-химического исследования природных вод // Гидрохимические материалы. – 1967. – 45. – С. 123-132.
6. Завиднов С.С. Карбонатное и сульфидное равновесие в минеральных водах. – Л.: Гидрометеиздат, 1965. – 120 с.
7. Ерёмченко В.Я. К вопросу о величинах констант ионизации угольной кислоты // Гидрохимические материалы. – 1957. – 27. – С. 122-134.
8. Харнед Г., Оуэн Б. Физическая химия растворов электролитов. – М.: ИЛ, 1952. – 628 с.
9. Левченко В.М. О карбонатном равновесии в углекислых минеральных водах // ДАН СССР. – 1956. – 108, № 6. – С. 1117-1119.
10. Океанографическая энциклопедия. – Л.: Гидрометеиздат, 1974. – 631 с.
11. Малинин С.Д. Физическая химия гидротермальных систем с углекислотой. – М.: Наука, 1979. – 112 с.
12. Матвеева Н.П. Изученность карбонатно-кальциевого равновесия в природных водах (обзор). – Обнинск: Информ. центр, 1972. – 38 с.
13. Апельцин И.Э., Кучеренко Д.Н. Определение дозы реагентов при подкислении и рекарбонизации воды систем оборотного водоснабжения // Водоснабж. и санитарная техника. – 1968. – № 5. – С. 5-7.
14. Кучеренко Д.И., Гладков В.А. Обратное водоснабжение (системы водяного охлаждения). – М.: Стройиздат, 1980. – 168 с.
15. Стерман Л.С., Покровский В.Н. Химические и термические методы обработки воды на ТЭС. – М.: Энергия, 1981. – 232 с.
16. Клячко В.А., Апельцин И.Э. Подготовка воды для промышленного и городского водоснабжения. – М.: Госстройиздат, 1962. – 819 с.
17. Абрамов В.А. Механизм накипеобразования и факторы, влияющие на его интенсивность // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – № 15. – Одесса: ОНМА. – С. 18-23.
18. Сурин С.М., Калугин В.Н., Логишев И.В. Технологии обработки воды в судовых энергетических установках [Текст]: учебное пособие для курсантов и студентов морских вузов. – Одесса: ОНМА, 2007. – 98 с.

УДК 621.313.3

Войтецкий И.Е.
ОНМА

КОМПЬЮТЕРНАЯ ПРОГРАММА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ СУДОВОЙ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Электроэнергетические установки современных судов содержат в своем составе от двух до пяти мощных источников электрического тока. Источниками электрического тока могут являться дизель-генераторы, турбогенераторы или валогенераторы. Мощность судовых генераторов составляет сотни и тысячи киловатт. Неточности синхронизации, ошибки операторов или поломки синхронизаторов могут привести к аварийным ситуациям: повышенным переходным токам, ударным моментам, асинхронным режимам генераторов и к обесточиванию судна [1]. Поэтому для уменьшения количества аварийных ситуаций и повышения качества эксплуатации электроэнергетической установки все больше повышаются требования к квалификации обслуживающего персонала. Также вводятся компьютерные программы, позволяющие прогнозировать возможные аварийные ситуации.

В настоящее время разработано и реализовано множество компьютерных программ для моделирования различных режимов работы электроэнергетической установки.

Разработанные программы для моделирования можно условно разделить на две группы: тренажеры для обслуживающего персонала и программы для расчета и анализа элементов электроэнергетической установки или всей электростанции в целом.

В первую группу программ входят: функциональный тренажер “Генератор” для Курской АЭС разработанный фирмой “Тренажерные системы обучения” [2], “maxim 100” разработанный фирмой “Haven Automation Limited” [3], всережимный тренажер “ТГВ-200-МУЗ” разработанный фирмой ЗАО “Тэст” [4], математическая модель судовой электростанции ЗАО “Навис” [5].

Во вторую группу программ входят: комплексный анализатор процессов функционирования электрооборудования электростанций для ТЭЦ-26 Мосэнерго фирмы “Тренажеры для электростанций” [6], подсистема ИГС “CityCom-ЭлГраф” информационно графической системы “CityCom” ИВЦ “Поток” [7].

Программы первой группы главным образом предназначены для обучения обслуживающего персонала, выработки навыков безаварийной эксплуатации установки и выработки навыков действий в случае аварийных ситуаций. В данной группе программ не требуется высокой

точности в расчетах режимов работы и количество выводимых параметров, характеризующих режим сведено к необходимому минимуму для оценки моделируемой ситуации. Модель тренажера позволяет воспроизводить как все основные нормальные режимы (ручную и автоматическую синхронизацию, переходы с основной системы возбуждения на резервную и обратно и т.д.), так и широкий спектр аварийных режимов, связанных с отказами оборудования. Модель генератора построена на основе упрощения уравнений Парка-Горева, не учитывающего быстрых, незаметных для оператора электромагнитных переходных процессов.

Программы второй группы предназначены для работы с реальными объектами поэтому моделирование режимов в них осуществляется на более высоком уровне.

Основой “Комплексный анализатор процессов функционирования электрооборудования электростанции” является математическая модель функционирования электрооборудования. Будучи созданной для конкретной станции с учетом всех ее особенностей, эта модель позволяет вычислять основные параметры электрической схемы при любом изменении ее конфигурации. Разработанный комплекс позволяет производить вычисления протекающих в электрооборудовании процессов в реальном масштабе времени. Имея высокоточную модель комплекс может не только предсказывать режим работы электрической части станции или подстанции, но и производить анализ произошедших аварийных ситуаций. Для облегчения анализа аварийных ситуаций с использованием в него включена функция создания осциллограмм “быстрых” переходных процессов [6].

Базовый комплекс ИГС “CityCom-ЭлГраф” содержит всю функциональность, необходимую для графического представления и описания сетей электроснабжения на масштабном или условно-масштабном плане местности, включая базу данных паспортизации сетей и инструментарий для ввода и корректировки данных. “ЭлГраф” позволяет моделировать произвольные режимы, в том числе аварийные и перспективные, на пиковое, среднее или минимальное электропотребление. Само по себе моделирование предполагает внесение в модель каких-то изменений с целью воспроизведения режимных последствий этих изменений. Очевидно, что такие изменения искажают реальные данные, описывающие эксплуатируемую сеть в ее текущем состоянии, что категорически недопустимо. Подсистема “Режим” содержит специальный инструментарий, позволяющий для целей моделирования создавать и администрировать специальные “модельные” базы - наборы данных, клонируемых из основной (контрольной) базы данных паспортизации,

на которых можно производить любые манипуляции без риска исказить или повредить контрольную базу. Режим моделирования позволяет оперативно получать ответы на вопросы типа "Что будет, если...?". Это дает возможность избежать ошибочных действий при регулировании режима и переключениях на реальной сети, могущих повлечь неприятные и даже фатальные последствия [7]. Программы второй группы главным образом предназначены для продления ресурса работы электрооборудования и безаварийной эксплуатации установки и не учитывают особенности судовых электроэнергетических установок.

Компьютерная программа "SGE", разработанная автором, позволяет моделировать следующие режимы работы судовой электроэнергетической установки (СЭЭУ):

1. Работа синхронного дизель-генератора без нагрузки
2. Работа синхронного дизель-генератора с активной, активно-индуктивной нагрузкой
3. Работа синхронного дизель-генератора с береговой сетью
4. Параллельная работа двух синхронных дизель-генераторов с активной, активно-индуктивной нагрузкой.
5. Параллельная работа двух синхронных дизель-генераторов с береговой сетью.

Упрощенная схема СЭЭУ, позволяющей моделировать перечисленные режимы показана на рисунке 1.

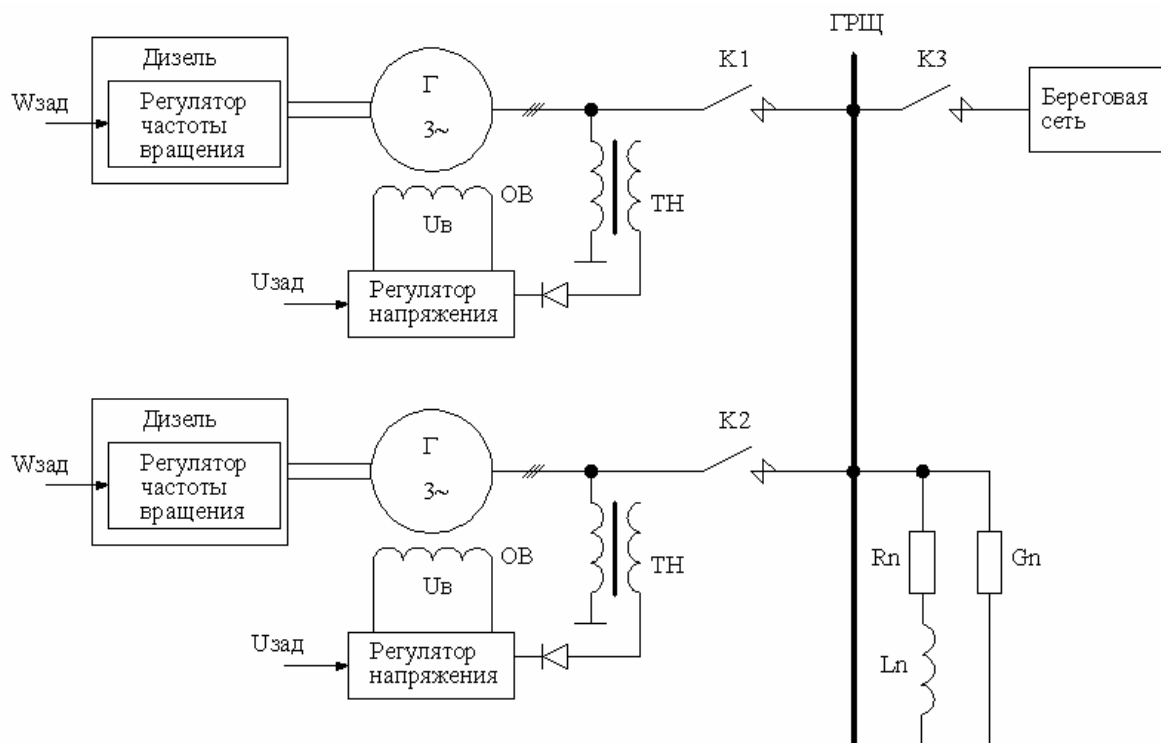


Рис. 1. Упрощенная схема судовой электростанции

Для исследований переходных процессов в программу заложена математическая модель синхронного дизель-генератора с пропорциональным регулятором напряжения и пропорциональным регулятором частоты вращения, нагрузки. В основу модели синхронного дизель-генератора положены уравнения Парка-Горева с одной парой взаимно перпендикулярных обмоток на статоре и одной обмоткой возбуждения на роторе [8, 9].

Программа позволяет изменять конструктивные параметры модели, параметры настройки регуляторов напряжения и частоты вращения, параметры нагрузки. Для удобства исследования переходных процессов предоставлены возможности масштабирования графиков переходных процессов, вывод произвольного количества графиков зависимостей параметров переходного процесса, осуществлять моделирование за определяемые пользователем промежутки времени с одновременным движением графиков как при работе электростанции в реальном времени. Главное окно программы с результатами моделирования включения двух генераторов в параллельную работу на активно-индуктивную нагрузку показано на рисунке 2.

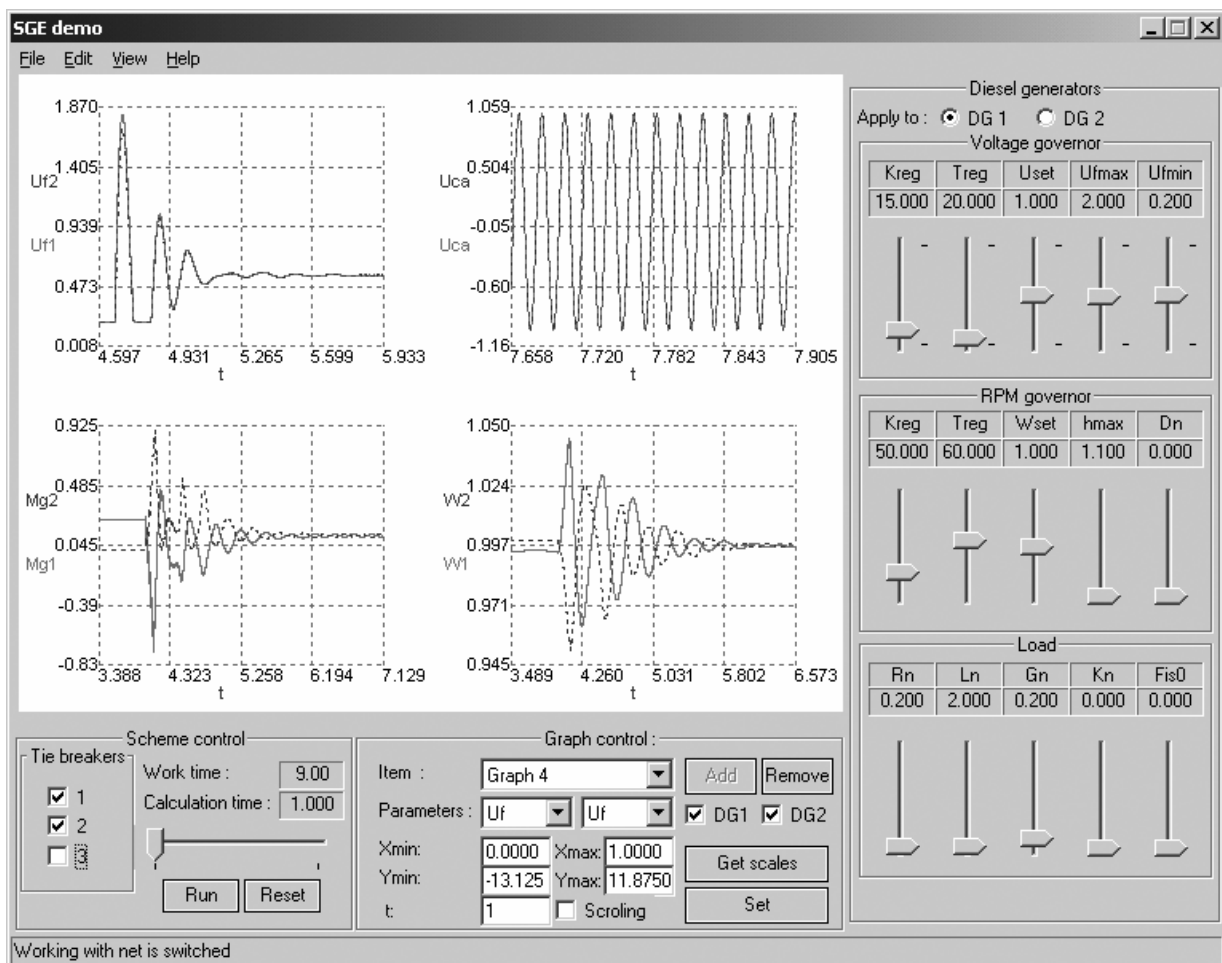


Рис. 2. Главное окно программы

Моделируя различные режимы работы СЭЭУ, изменяя параметры настройки регуляторов и исследуя переходные процессы, пользователь повышает свою квалификацию, так как улучшается понимание процессов происходящих в СЭЭУ, может прогнозировать возможные аварийные режимы работы и режимы не желательные для эксплуатации оборудования, входящего в состав СЭЭУ.

Таким образом, программа объединяет функции двух приведенных выше групп программ. Она позволяет моделировать, исследовать переходные процессы и может быть использована для обучения и повышения квалификации обслуживающего персонала с учетом особенностей СЭЭУ.

В дальнейшем возможно увеличение количество моделируемых, режимов, работа программы параллельно с реальной СЭЭУ с обработкой информации от датчиков, ввод критериев для выбора оптимальных параметров настройки, средств для контроля и оценки обучения и оценки качества эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баранов А.П. Судовые автоматизированные электроэнергетические системы. – М: Транспорт, 1988. – 328 с.
2. Материалы сайта <http://ets.mephi.ru/ETSITE/projects/projects.htm>
3. Материалы сайта <http://www.haven.co.uk>
4. Материалы сайта <http://www.testenergo.ru/electric.html>
5. Материалы сайта <http://www.navis.spb.ru/rus/epp/epp.html>
6. Материалы сайта <http://www.fpps.ru/tren/el.php>
7. Материалы сайта <http://www.citycom.ru/citycom/index.php>
8. Вишнеvский Л.В., Веретенник А.М., Муха Н.И., Козырев И.П. Моделирование включения синхронных генераторов в судовую сеть // Электромашинобуд. та электрообл. – 2006. – Вып. 66. – С. 201 – 204.
9. Трещев И.И. Электромеханические процессы в машинах переменного тока. – Л.: Энергия, 1980. – 256 с.

УДК 621.431.74

Слободянюк Д.И., Молодцов Н.С., Слободянюк И.М.
ОНМА

СПОСОБ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ГОЛОВОК ПОРШНЕЙ СУДОВЫХ МАЛОБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Качество превращения тепловой энергии в механическую работу и цилиндровая мощность судовых дизелей связаны с конструктивными особенностями цилиндропоршневой группы. В частности, номинальные показатели политроп сжатия и расширения обеспечиваются отсутствием прорыва рабочего тела из камеры сгорания через зазор в канавках головок поршней (ГП), увеличивающегося в результате изнашивания при эксплуатации. Это приводит к снижению параметров P_c и P_z , эффективного КПД и цилиндровой мощности двигателя.

Анализ результатов подконтрольной эксплуатации восстановленных по разным технологиям головок поршней показал, что проблема надежности и долговечности СДВС еще до конца не решена [1, 2]. Это относится, в первую очередь, к сопряжению «канавка поршня – кольцо – втулка цилиндра», которое в 40% случаев определяет межремонтный период эксплуатации узла цилиндропоршневой группы и дизеля в целом.

На практике наблюдаются две основные причины отказов цилиндропоршневой группы: износ канавок до величины превышающей предельно допустимой и поломка уплотнительных колец. Как правило, эти две причины отказов рассматриваются отдельно. Чаще всего исследуется сопряжение «канавка поршня – кольцо» [1] без учета влияния технического состояния всех деталей ЦПГ, в основном величины износа втулки цилиндра. Рассмотрение сопряжения «канавка поршня – кольцо – втулка цилиндра», восстановленных различными способами ГП, позволяет выявить ряд существенных закономерностей и по новому подойти к решению проблемы повышения долговечности эксплуатации СДВС.

Снижение скорости изнашивания канавок ГП обеспечиваются следующими факторами:

- глубиной упрочненного слоя торцов канавок;
- однородностью упрочненного слоя по глубине;
- твердостью;
- износной стойкостью;
- коррозионной стойкостью.

Обследование головок поршней поступающих на восстановление позволило установить особенности изнашивания торцов канавок ГП. В

частности, установлено увеличение величины изнашивания торцов в радиальном направлении, в результате чего перемычка между кольцами имеет форму трапеции, как это показано на рис. 1. Замеры, выполненные при проведении подконтрольной эксплуатации, показали, что максимальное значение отклонения от плоскости Δy наблюдается в первые 3-4 тыс. часов, а затем стабилизируется. При увеличении износа канавки она практически не растет. Абсолютное значение Δy определяется, главным образом, следующими факторами: твердостью, величиной износа втулки цилиндра и режимами нагружения цилиндров. При увеличении износа втулки цилиндра отклонения от плоскости Δy увеличивается. Это приводит к увеличению напряжений в компрессионных кольцах и при достижении определенной величины отклонения от плоскости приводит к возникновению напряжений в кольцах больших предела прочности чугуна и их поломке.

По нашему мнению, изнашивание торца канавки к периферии определяется, в первую очередь, величиной твердости упрочненной рабочей поверхности канавки, так как деталь работает при значительных ударных нагрузках, возникающих в момент сгорания топлива. Значительное влияние на форму торца канавки оказывает величина износа втулки цилиндра, так как под давлением газов в заколочном пространстве кольцо выдвигается из канавки на большую величину, чем в новой втулке цилиндра, в результате этого увеличивается момент силы действующей на нижний торец при ударе.

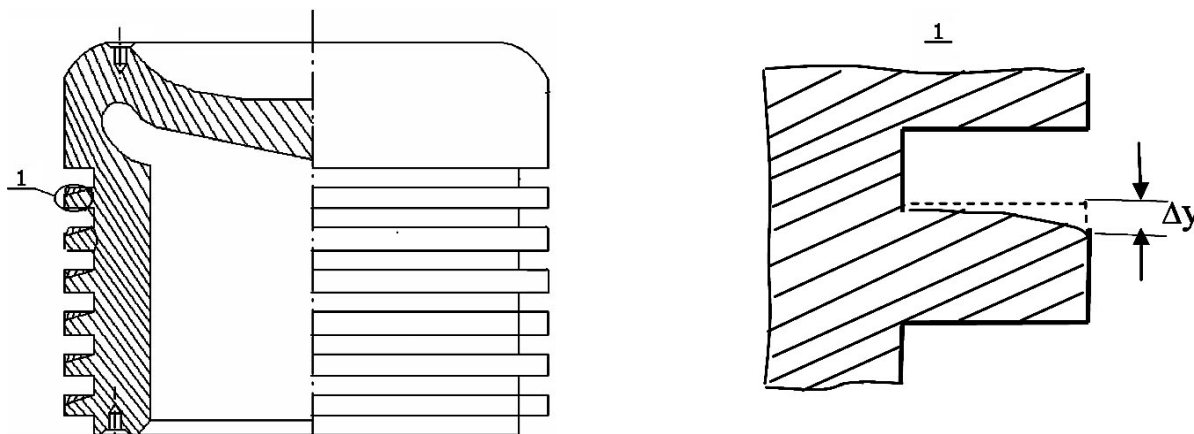


Рис. 1. Профиль изношенной опорной торцевой поверхности канавки головки поршня МОД

В результате проведенных исследований установлено, что в радиальном направлении торец канавки изнашивается неравномерно практически на всех типах МОД. Особенно это важно для крейцкопфных двигателей, у которых износ по образующей также неравномерный, увеличивающийся в направлении левый борт – корма. Напряжения в

кольцах накладываются, что приводит к возрастанию их суммарной величины и поломке колец.

Потому проблема создания в восстанавливаемом рабочем слое канавки ГП поверхности (имеющей неограниченными возможностями механической обработки слоя) высокую твердость и коррозионную стойкость, является очень важной для повышения надежности СДВС.

Цель работы — разработка способа восстановления стальных головок поршней судовых дизелей наплавкой, без каких-либо ограничений твердости торцов канавок.

Отечественными и зарубежными судоремонтными предприятиями освоено более 25 технологий восстановления канавок головок поршней. Увеличения ресурса пытаются достигнуть за счет выбора материала электродуговой проволоки обладающей повышенной твердостью, износо- и коррозионной стойкостью, а также хромированием после наплавки (Находкинский СРЗ), лазерным упрочнением (Владивостокский СРЗ). Канавки наплавляются материалами с повышенным содержанием хрома материалами СВ-12ХМ, СВ-20 ХМ (Канонерский СРЗ, Мурманский СРЗ). Упрочняют канавки также порошковой проволокой ПП-АН-134 (Мариупольский СРЗ, ЮжНИИМФ).

На Одесском СРЗ внедрена технология восстановления головок поршней наплавкой материалами СВ-18ХМ с последующим упрочнением трением быстровращающимся диском. В случае восстановления кольцами их предварительно хромируют (Новороссийский СРЗ), упрочняют нанесением плазменным и газопламенным методом износо- и коррозионностойкими порошковыми материалами (Клайпедский СРЗ № 7, Мариупольский СРЗ), цементируют и упрочняют трением быстровращающимся стальным диском (Совгаванский СРЗ) [3]. На Клайпедском СРЗ внедрена технологическая инструкция по восстановлению канавок головок поршней дизеля МАН стальными кольцами, упрочненными с помощью плазменной наплавки порошковыми материалами на основе никеля и кобальта (ПГСР).

При реализации всех этих технологий необходимо применять механическую обработку наплавленных и упрочненных рабочих поверхностей торцов канавок ГП. По данным фирмы МАН твердость упрочненных нижних торцов канавок ГП должна быть не менее HRC 51. Механическая обработка наплавленного твердого слоя для получения канавок — трудоемкая, а часто и невозможная операция. Процесс восстановления сложен технологически.

Известен также способ восстановления поршней, при котором перемычки, подлежащие восстановлению, удаляют частично или полностью, наплавляют слой материала с высокой износостойкостью (твердо-

стью), равный высоте перемычки, затем протачивают канавки. При этом для наплавки требуется большое количество высоколегированного дорогостоящего материала. Это связано с тем что паспортную твердость поверхностного слоя возможно получить только в третьем наплавленном слое из-за перемешивания материалов при наплавке.

Потому другой целью работы является снижение затрат на восстановление изношенной детали.

Ниже приведены результаты по разработке новой технологии восстановления канавок ГП наплавкой, не требующей механической обработки наплавленного упрочненного слоя торца канавки. Для решения этой задачи впервые применена идея использования кристаллизатора для формирования перемычек ГП.

Суть способа заключается в следующем. После полного или частичного удаления изношенной перемычки и установки на её месте кольца-кристаллизатора наплавливают одну из сторон перемычки высоколегированным твердым сплавом, а затем другую. После удаления кольца-кристаллизатора остальную часть перемычки заполняют металлом, близким по составу металлу поршня.

Поставленная цель достигается тем, что в способе восстановления поршней, включающем удаление изношенных перемычек, разделяющих канавки для установки колец, наплавку производят высоколегированным сплавом без последующей проточки до заданных размеров. Высоколегированный сплав наплавливают свободным формированием по высоте, как минимум, по одной рабочей стороне перемычки с помощью ограничительных колец-кристаллизаторов, а оставшуюся часть перемычки – металлом близким по составу металлу поршня.

Кроме того, ограничительные кольца-кристаллизаторы выполняются с сечением в форме клина.

На рис. 2 изображено пооперационное положение восстанавливаемого поршня при наплавке удаленной перемычки, на месте которой установлено ограничительное кольцо-кристаллизатор (позициями показана последовательность нанесения валиков).

Восстановление поршня, точнее канавок под компрессионные кольца, выполняется следующим образом.

Устанавливают ограничительное кольцо-кристаллизатор, с помощью которой формируют рабочую сторону перемычки из высоколегированного сплава. Вторую сторону и после удаления кольца-кристаллизатора остальную часть перемычки наплавливают металлом, близким по составу материалу головки поршня.

Предлагаемый способ восстановления поршней реализован при восстановлении стальных головок поршней судового дизеля марки

10K45GF в лаборатории сварки и восстановления деталей «УкрНИИ-ИМФ» следующим образом.

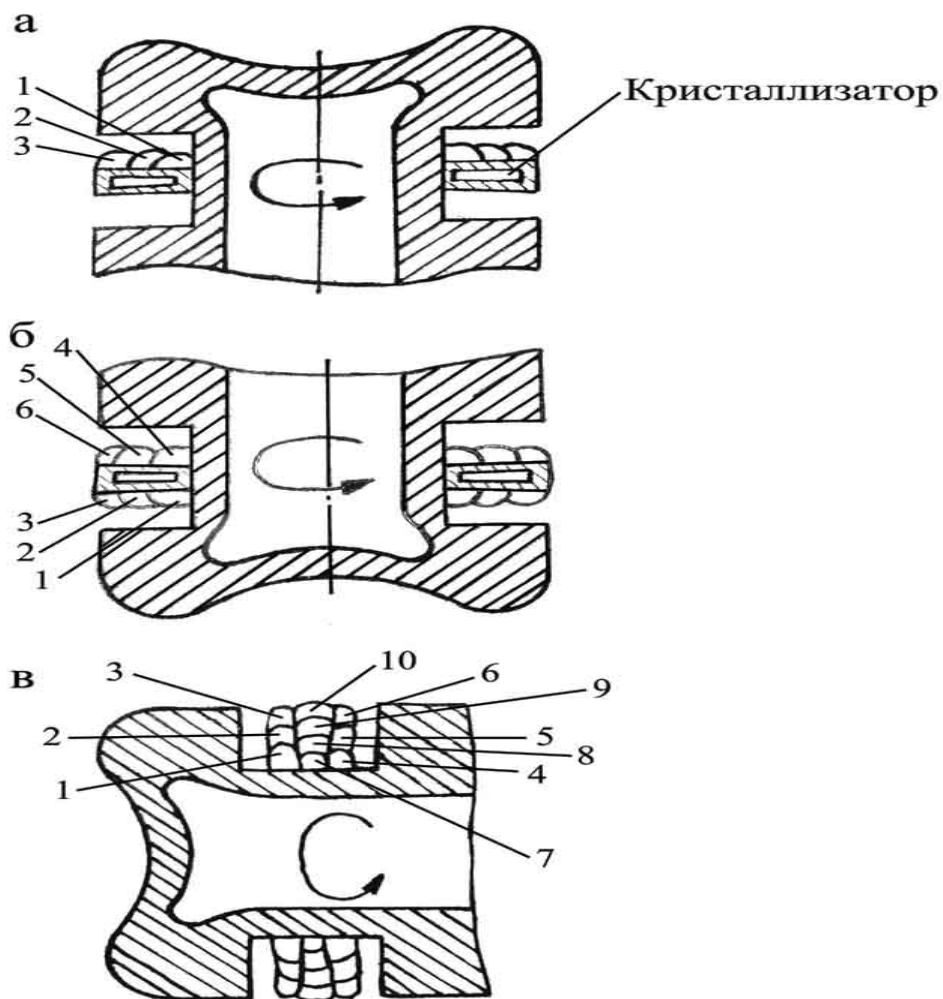


Рис. 2. Схема восстановления стальной головки поршня судового дизеля

Поршень, изготовленный из теплостойкой стали 35ХМЛ, имеет наружный диаметр 450 мм, на котором расположены пять канавок под уплотнительные и маслосъемные кольца. Изношенные перемычки срезади до основания на токарно-винторезном станке. Головка поршня, нагретая в печи до температуры 300-350 °С, устанавливалась на манипуляторе. После разметки мест наплавки перемычек ограничительные кольца- кристаллизаторы устанавливались так, чтобы оси симметрии перемычки и кольца-кристаллизатора совпадали.

Установив поршень вертикально, вращая его, свободным формированием наплавлялась одна из рабочих сторон перемычки высоколегированным сплавом. Валики наносились в направлении от центра к периферии кольца-кристаллизатора (см. рис. 2). Затем, развернув поршень на 180°, в случае необходимости, наплавлялась вторая рабочая сторона аналогичным образом. Удалив кольцо кристаллизатора, промежуток ме-

жду сформированными рабочими сторонами заполняли металлом, по составу близким к металлу поршня. Или после наплавки одной рабочей стороны, развернув поршень на 180° , удаляли кольцо кристаллизатор и оставшуюся часть перемычки наплавляли металлом, по составу близким к металлу поршня.

Ограничительные кольца-кристаллизаторы выполнялись из меди и графита. Для удаления колец- кристаллизаторов после наплавки они должны иметь форму клина. Установлено, что отклонение на $3-4^\circ$ от плоскости достаточно для извлечения и повторного использования кристаллизатора.

Наплавка велась специально разработанными электродами, изготовленными на опытном электродном заводе. Исследованиями показано, что можно применять и другие виды сварки, например наплавки твердого материала в среде аргона.

Разработанный способ восстановления стальных головок поршней МОД защищен авторским свидетельством на изобретение [4]. Он включает удаление изношенных перемычек, разделяющих кольца, наплавку высоколегированным сплавом с последующей проточкой до заданных размеров и наплавку высоколегированного сплава свободным формированием по высоте, как минимум, одной рабочей стороны перемычки с помощью ограничительных колец-кристаллизаторов, а оставшейся части удаленной перемычки — металлом, близким по составу к металлу поршня.

Выводы

1. В результате проведенных исследований установлено, что нижние торцы канавок головок поршней изнашиваются неравномерно. Величина износа увеличивается по мере приближения к периферии поршня и зависит от твердости материала канавки поршня.

2. Решена задача восстановления стальных головок поршней судовых дизелей с помощью наплавки без ограничения твердости торцов канавок путем использования для формирования кольцевых канавок кристаллизаторов. Это позволяет применять имеющие высокую твердость и противокоррозионные свойства материалы для повышения надежности СДВС.

3. Применение способа восстановления позволяет экономить высоколегированные материалы, так как при обычном способе наплавки твердость получается (из-за перемешивания) только в третьем слое, снизить затраты на восстановление изношенной детали.

Этот способ можно использовать также в машиностроении и других отраслях промышленности, занимающихся восстановлением изношенных деталей, в частности, поршней двигателей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Сторожев В.П. Причины и закономерности постепенных отказов основных триботехнических объектов энергетической системы судна и повышения их ресурса. – Одесса, 2001. – 341 с.
2. Слободянюк И.М., Молодцов Н.С. Повышение надежности восстановленных головок поршней судовых дизелей путем повышения их эксплуатационных свойств при ремонте // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – № 14. – Одесса: ОНМА. – С. 127-133.
3. Молодцов Н.С., Слободянюк И.М., Мичурин Л.В., Волков В.Ф. Совершенствование технологии восстановления канавок головок поршней дизелей МАН K6Z 57/80 A3, С путем применения упрочнения трением цементированных поверхностей. // Морской транспорт. Сер. Судоремонт. – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1986. – Вып. 20(1569).
4. Способ восстановления поршней: А.С.№ 1770110 СССР, МКИ В 23 Р 6/00 Е.Г. Киперник, В.И. Дегтярь, И.М. Слободянюк, И.Б. Лужанский, Б.В. Гизер, О.П. Карпов (СССР) №4844765 Заявл. 23.04.1990; опубл. 23.10.1992. Бюл. 39.

УДК 621.313.7

Вишневецкий Л.В., Козырев И.П., Савенко А.Е.
ОНМА, КГМТУ

УПРАВЛЕНИЕ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ РАБОТОЙ СОВРЕМЕННЫХ СУДОВЫХ МНОГОГЕНЕРАТОРНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Современные судовые электроэнергетические системы в большинстве случаев являются многогенераторными, т.е. имеют в своем составе несколько (более двух) дизель-генераторов, которые работают параллельно на общие шины. Количество дизель-генераторов, устанавливаемых на конкретном судне, зависит от его типа и от суммарной мощности электропотребителей. Генераторные агрегаты имеют в своем составе систему автоматического регулирования частоты вращения и напряжения (рис. 1).

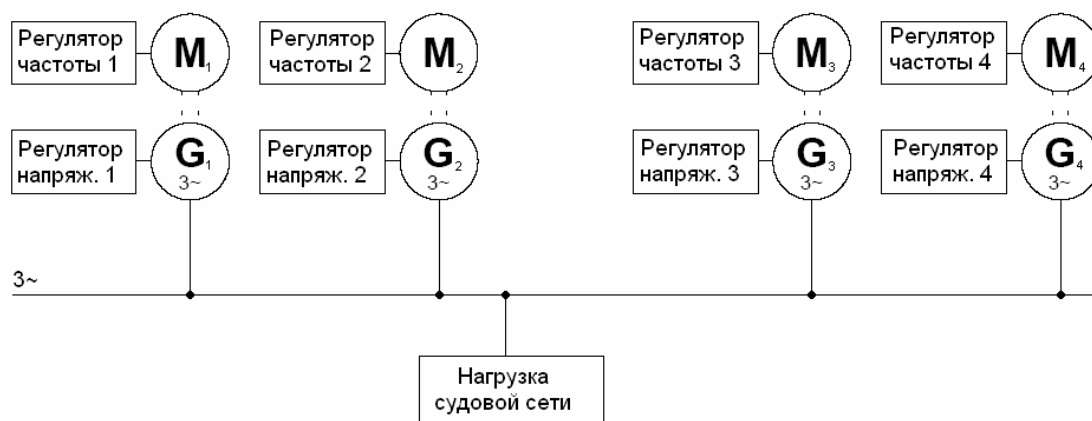


Рис. 1. Структурная схема четырехгенераторной судовой электростанции

Необходимость в этих системах обусловлена постоянным изменением величины и характера нагрузки, причем предсказать эти изменения невозможно. Отклонение напряжения синхронного генератора определяют реакция статора и индуктивное падение напряжения. Наиболее сильно размагничивающее действие реакции статора проявляется при индуктивном характере нагрузки, когда реакция направлена по продольной оси против основного магнитного потока [1]. Напряжение генератора может значительно снижаться при пусках короткозамкнутых асинхронных двигателей, которые часто производятся прямым включением в сеть.

От величины динамических нагрузок зависит также частота вращения дизеля. Частота напряжения, вырабатываемого генератором, прямо пропорциональна скорости вращения дизеля, она является одним из основных параметров вырабатываемой электроэнергии. Точность поддержания на установленном уровне частоты и напряжения каждым из параллельно работающих генераторов определяет точность распреде-

ления между ними соответственно активной и реактивной мощности, в противном случае возникают обменные колебания мощности.

Обменные колебания мощности между параллельно работающими агрегатами приводят к ряду нежелательных последствий. Повышается износ регуляторов частоты вращения, ограничивается использование мощности генераторных агрегатов, возникает пульсация напряжения судовой сети, уменьшается коэффициент полезного действия механизмов, снижается эффективность и надежность работы систем автоматизации. В режиме повышенных колебаний может возникнуть даже выпадение синхронных генераторов из синхронизма, что отрицательно сказывается на психофизическом состоянии экипажа. Конечно, в идеале можно было бы вообще исключить наличие обменных колебаний мощности, но на практике существует ряд причин, вследствие которых сделать это не удастся, и поэтому необходимо снизить их до норм, регламентируемых Регистром.

Агрегаты переменного тока должны иметь системы стабилизации напряжения, обеспечивающие при 100 % изменениях нагрузки при номинальном коэффициенте мощности поддержание напряжения с ошибкой, не превышающей $\pm 2,5$ % номинального значения (для аварийных агрегатов допускается ошибка до $\pm 3,5$ %).

Изменение частоты вращения дизель-генераторов при внезапном включении или отключении 100% нагрузки не должно превышать 10 % номинальной частоты вращения. Частота вращения вновь установившегося режима не должна отличаться более чем на 5% номинальной частоты вращения.

При параллельной работе генераторов активная и реактивная нагрузки должны распределяться с отклонением ± 10 % от номинальной для каждого генератора, [2].

Существуют также требования по времени затухания переходного процесса, статической ошибке, надежности действия системы, простоте и удобству обслуживания, массе и габаритам. Такое большое количество требований и критериев, которые часто противоречат друг другу, существенно осложняют решение задачи регулирования частоты и напряжения судовой сети, [3,4].

Автоматические регуляторы частоты вращения принято классифицировать следующим образом [5]:

- по закону регулирования: пропорциональные, интегральные, пропорционально-интегральные, пропорционально-дифференциальные, пропорционально-интегрально-дифференциальные;
- по назначению и режимности работы: однорежимные, двухрежимные, всережимные, предельные;

- по виду регуляторной характеристики: статические, астатические;
- по типу измерительной части регулятора: механические, гидравлические, электрические;
- по источнику энергии для выходного сигнала, перемещающего топливную рейку: прямого, непрямого действия (гидравлическими, пневматическими, электрическими, комбинированными);
- по типу обратных связей: с жесткими и гибкими обратными связями;
- по количеству подаваемых входных сигналов: одноимпульсные и двухимпульсные.

При параллельной работе генераторных агрегатов идеальное распределение активной нагрузки можно создать только в случае совпадения их регуляторных характеристик, однако добиться этого, не смотря на такое многообразие регуляторов частоты вращения, практически невозможно. Это связано с тем, что жесткости пружин однотипных регуляторов различны, отличаются характеристики топливной аппаратуры и, самое главное, каждый регулятор имеет зону нечувствительности, в пределах которой частота может произвольным образом отклоняться от заданной. Нелинейными оказываются и характеристики других элементов системы автоматического регулирования частоты вращения, в том числе из-за люфтов, механического износа соприкасающихся частей и технологической разницы параметров [4].

По принципу действия все системы автоматического регулирования напряжения делят на следующие типы [2]:

- системы, учитывающие возмущение – ток нагрузки генератора I_{Γ} , т.е. системы токового компаундирования, у которых ток возбуждения $I_{\text{в}}$ определяется напряжением U_{Γ} и током генератора I_{Γ} , т.е. $I_{\text{в}} = f(U_{\Gamma}, I_{\Gamma})$;
- системы фазового компаундирования, у которых ток возбуждения $I_{\text{в}}$ определяется напряжением, током и коэффициентом мощности нагрузки генератора, т.е. $I_{\text{в}} = f(U_{\Gamma}, I_{\Gamma}, \cos \varphi)$;
- системы, действующие по отклонению регулируемой величины – напряжения U_{Γ} , у которых ток возбуждения $I_{\text{в}} = f(U_{\Gamma}, \Delta U_{\Gamma})$, где $\Delta U_{\Gamma} = (U_{\Gamma} - U_{\Gamma \text{ ном}})$;
- комбинированные системы, действующие одновременно по возмущению и отклонению.

Для обеспечения равномерного распределения реактивной нагрузки необходимо полное соответствие внешних характеристик генераторов, но оно не всегда осуществимо. Применяются устройства для распределения реактивных токов, которые имеют уравнивательные соединения в

роторных цепях синхронных генераторов и дополнительные устройства, воздействующие на корректоры напряжения.

Таким образом, проведя классификацию систем автоматического регулирования частоты и напряжения, можно отметить, что физические процессы изучены достаточно глубоко, разработано большое количество систем, но имеют место значительные трудности в решении поставленных задач. Это связано с непрерывно возрастающей энергонасыщенностью судовых электростанций и повышением требований к ним. Те решения, которые были эффективны для 2-3 параллельно работающих дизель-генераторных агрегатов, оказываются неприменимы для судов, на которых необходима параллельная работа 4-5 и более таких агрегатов, т. е. для многогенераторных судовых электростанций.

Существующие системы распределения активной и реактивной мощностей не исключают наличия обменных колебаний мощности при параллельной работе даже двух дизель-генераторных агрегатов, а если применять их в многогенераторной судовой электроэнергетической системе, то влияние обменных колебаний мощности может принять непредсказуемый и неконтролируемый характер. Поэтому, принимая во внимание вышесказанное, можно сделать вывод о том, что необходимо перейти на качественно новый уровень в решении рассматриваемых задач. Требуется создание единой координирующей системы, которая будет управлять регуляторами частоты и напряжения всех дизель-генераторных агрегатов (рис. 2) с целью минимизации обменных колебаний мощности во всех режимах работы.

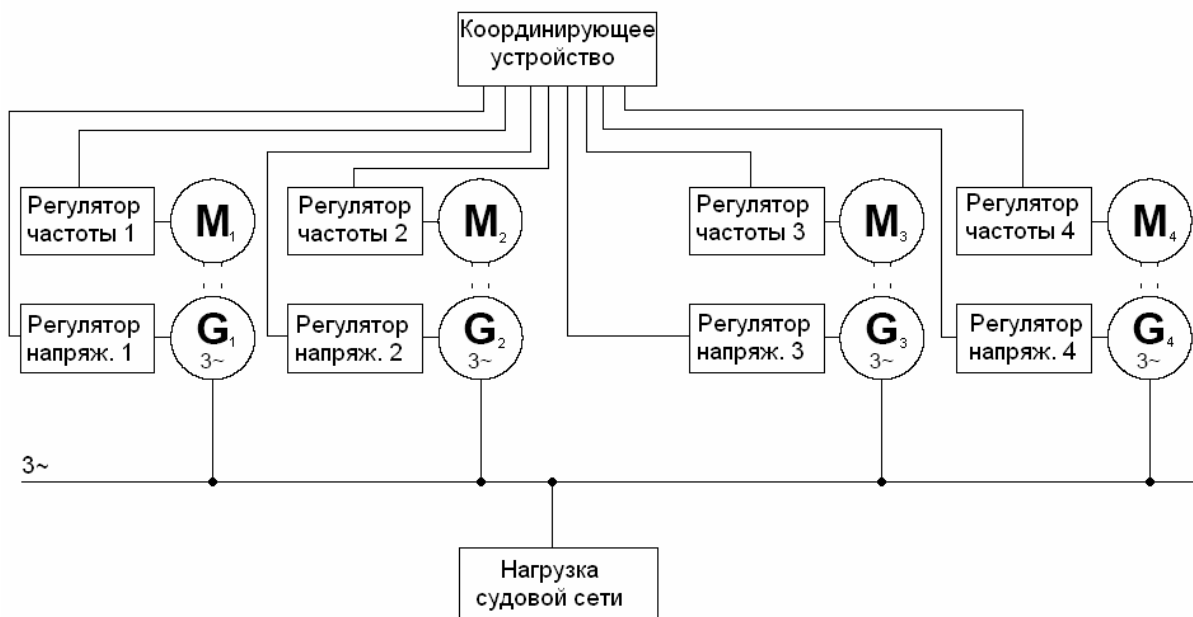


Рис. 2. Структурная схема четырехгенераторной судовой электростанции с координирующим устройством

Такая система будет построена на микропроцессорной базе, что позволит компенсировать недостатки механической и электрической частей, которые неизбежно сохранятся. С целью обеспечения надежности и простоты обслуживания необходимо сохранить на судне в качестве аварийной ручную систему управления напряжением и частотой.

Разработка алгоритма работы координирующего устройства представляет научно-техническую проблему, т.к. до настоящего времени такое устройство промышленностью не освоено. Алгоритм его работы должен обеспечить безаварийную работу судовой электростанции на всех возможных рабочих и аварийных режимах. Проектирование координирующего устройства возможно с помощью математических компьютерных моделей многогенераторных электроустановок.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Лейкин В.С., Михайлов В.А. Автоматизированные электроэнергетические системы промысловых судов: Учебное пособие для вузов. – М.: Агропромиздат, 1987. – 412 с.
2. Баранов А.П. Судовые автоматизированные электроэнергетические системы. – М.: Транспорт, 1988. – 328 с.
3. Константинов В.Н. Системы и устройства автоматизации судовых электроэнергетических установок. – Л.: Судостроение, 1988. – 334 с.
4. Болотин Б.И., Вайнер В.Л. Инженерные методы расчетов устойчивости судовых автоматизированных электростанций. - Л.: Судостроение, 1974. – 213 с.
5. Архангельский В.С. Регуляторы частоты вращения судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1989. – 197 с.

УДК 621.43

Ханмамедов С.А., Трибусян Ю.Н., Черников Г.В.
ОНМА**ИЗЛУЧЕНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ МЕХАНИЗМАМИ
СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК**

Работа судовых дизельных энергетических установок (СДЭУ) сопровождается излучением в присоединенные конструкции и окружающую среду колебательной энергии. Излучаемая в опорные и неопорные связи колебательная энергия служит основным параметром, характеризующим виброактивность механизмов. Только по потоку колебательной энергии можно точно и однозначно оценить механизм как источник вибрации и воздушного шума, учесть многоточечность его связей, многонаправленность колебаний, силовое воздействие и механические сопротивления конструкций. Изучая колебательную энергию, можно выявить источники колебаний, как в механизме, так и в блочных агрегатах [4]. Колебательной мощностью, излучаемой механизмом, является среднее во времени значение интеграла скалярного произведения векторов, сил, действующих со стороны механизма на опорные и неопорные связи, и колебательных скоростей точек контакта механизма с этими связями. Иными словами, колебательная мощность, излучаемая механизмом в опорные и неопорные связи, равна сумме мощностей, излучаемых отдельными составляющими действующих со стороны механизма сил через отдельные точечные участки контакта с опорными и неопорными связями. Спектры вибрации машин и механизмов в зависимости от характера протекания рабочего процесса могут содержать дискретные составляющие и сплошные участки. Дискретный характер обычно несут вибрации СДЭУ механического происхождения в диапазоне частот примерно до 1000 Гц. [3].

Колебательная мощность, излучаемая механизмом на дискретной составляющей с частотой ω при действии силы $F_i^n(\omega) \cos \omega t$, определяется по формуле

$$N_i^n(\omega) = \alpha \frac{1}{T} \int_0^T F_i^n(\omega, t) v_i^n(\omega, t) dt,$$

где v — колебательная скорость, α — коэффициент поглощения ультразвуковых колебаний.

Формула приемлема для вычисления колебательной мощности, излучаемой на дискретных составляющих спектра механизмов СДЭУ. Известны способы снижения интенсивности акустического поля путем нанесения покрытий демпфирующих эти колебания. К таким покрыти-

ям можно отнести слой резины, пластмасс, и т.д. Известно также, что тонкие слои смазочных материалов, находящиеся на поверхностях, также оказывают демпфирующее действие на колебательные процессы. Как известно [2], современные смазочные материалы, находящиеся в узлах трения СДЕУ находятся в жидкокристаллическом состоянии. Сведения об акустических свойствах жидких кристаллов являются довольно скудными. Лишь в последнее время интерес к ним значительно возрос. Прежние измерения скорости распространения и поглощения ультразвуковых волн проводились в смазочных материалах находящихся в объемной фазе. Экспериментальные исследования [3] показали, что физические свойства тонких пленок смазочных материалов проявляют резко выраженную анизотропию величины скорости и поглощения связанную с упорядочением длинных молекулярных осей молекул масла. Акустические методы особенно эффективны при малой теплоте фазовых переходов.

Распространение продольных волн малой амплитуды описывается при помощи волнового уравнения и уравнения адиабатического состояния. В интервале частот 1 – 20000 Гц при плотности энергии 1 мВт/см² амплитуды давления и температуры (приблизительно 0,03 атм. и 2·10⁻³ °С соответственно) малы по сравнению с внутренними условиями в смазочном слое. При фазовой скорости $c = 1200$ м/с на частоте 10000 Гц длина волны значительно больше среднего размера упорядоченной области в нематической фазе в отсутствие внешнего ориентирующего поля.

Упругая объемная волна, введенная в масляную пленку, вызывает в ней сдвиги и повороты, что приводит к новому размещению молекул, нарушающему начальную ориентацию осей молекул. Эта переориентация молекул происходит не мгновенно, а носит релаксационный характер. Время установления нового равновесного состояния контролирует диффузионный процесс. Эффект переориентации из-за трения сопровождается диссипацией энергии звука. Затухание продольной волны обусловлено объемной, сдвиговой и вращательной вязкостью, теплопроводностью и рассеянием звука на доменах. Роль каждого из этих факторов в энергии звуковой волны зависит от структуры вещества и характера молекулярных сил. Откликом среды на действие волны являются кривые зависимости скорости распространения и поглощения звука от частоты, температуры и т. п., отображающие взаимодействие волн с веществом. Структура объекта, степень его молекулярной упорядоченности и симметрия влияют на вид спектральных кривых. Главными являются частотная и температурная зависимости поглощения и скорости звука (скорость ультразвука реагирует на перестройку структуры менее активно).

В настоящей работе выполнены исследования коэффициента поглощения в диапазоне ультразвуковых частот для смазочных материалов, обладающих нематической фазой. На рис. 1 представлена схема установки для измерения скорости распространения и коэффициента поглощения ультразвуковых колебаний. Исследования скорости распространения и коэффициента поглощения ультразвуковых колебаний на частоте 1000 Гц проводилось для двух смазочных материалов — масел: на нефтяной основе М10 и синтетического ПМС-100.

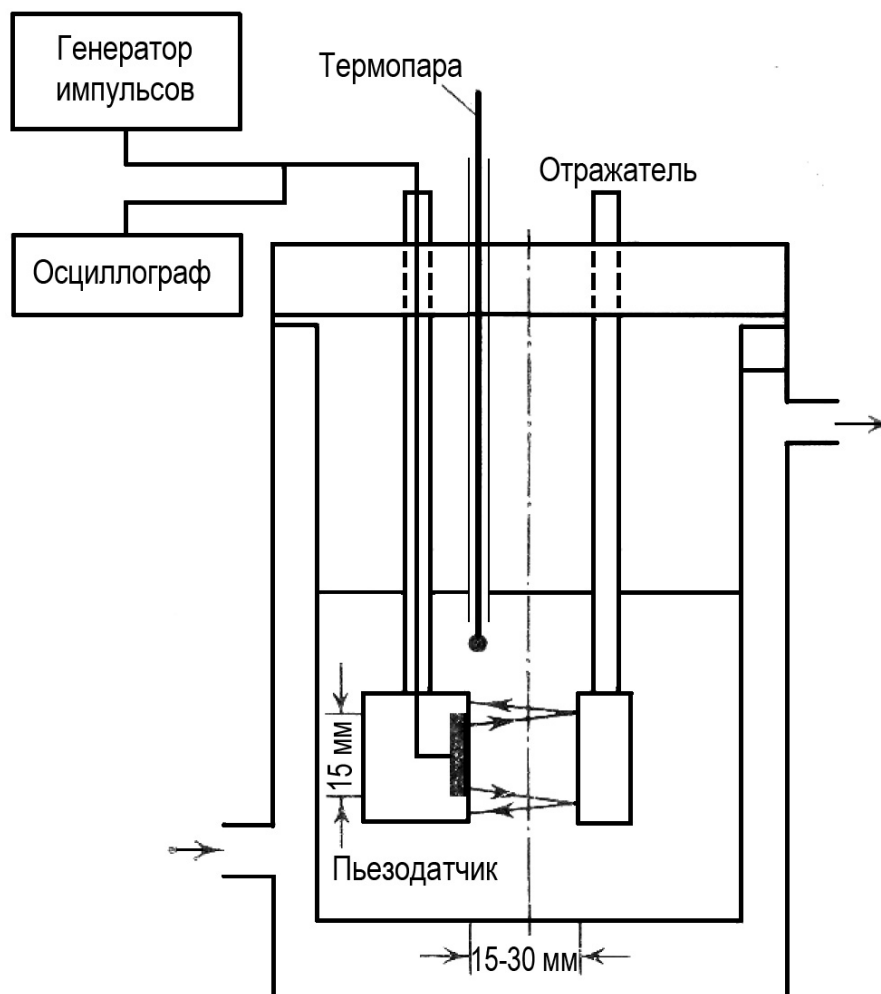


Рис. 1. Схема экспериментальной установки для исследования скорости и коэффициента поглощения ультразвуковых колебаний

Результаты измерения скорости распространения и коэффициента поглощения на частоте 1000 Гц для масла на синтетической основе приведены на рис. 2.

Как видно из рис. 2 в области ИЖ — НЖК-перехода коэффициент поглощения принимает максимальное, а скорость — минимальное значение, тогда как вдали от температуры перехода в нематической фазе как поглощение, так и скорость изменяются с температурой лишь незначительно.

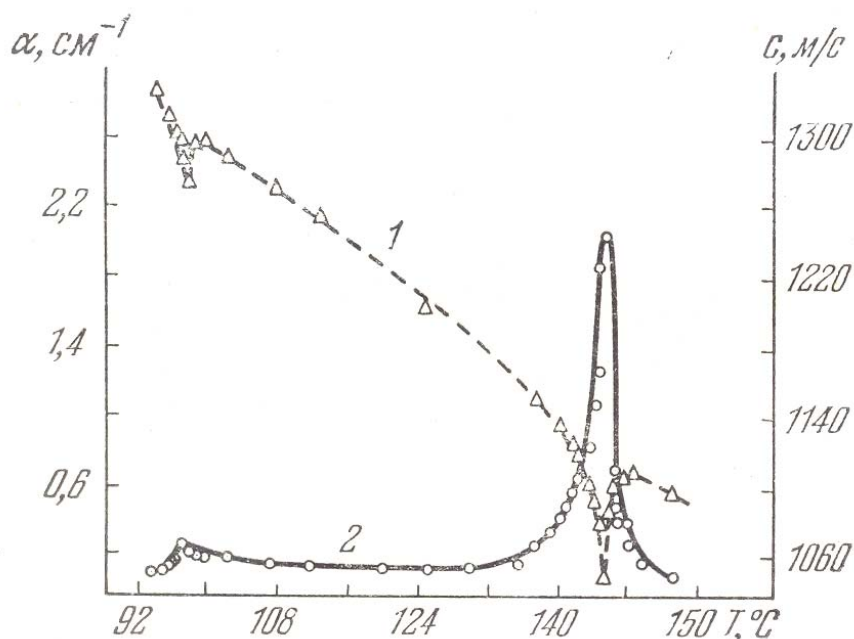


Рис. 2. Скорость и поглощение ультразвука в синтетическом масле ПМС-100

Механизм аномального поглощения и дисперсии скорости звука вблизи ИЖ — НЖК-перехода заключается в том, что изменение давления в звуковой волне вызывает изменение характера флуктуации параметра порядка. Это изменение характера флуктуации отстает по фазе от измерения звукового давления. Отставание приводит к аномальному поглощению и дисперсии скорости звука.

В области ИЖ — ХЖК-перехода характер изменения поглощения подобен поведению поглощения при ИЖ — НЖК-переходе. В ряде веществ аномалий в поведении поглощения в области НЖК — СЖК-перехода не наблюдалось, тогда как в других они отчетливо выражены. Аномалия поглощения и скорости обнаружена и в области перехода ХЖК — СЖК [4].

Причины аномального поведения поглощения ультразвука, наблюдаемого почти для всех типов фазовых переходов, в общих чертах в определенной мере ясны. В рамках классической теории аномальное увеличение поглощения в нематической фазе объяснения не имеет. Большинство авторов [4] сходятся во мнении, что поведение поглощения ультразвука при ИЖ — НЖК-переходе определяется процессом структурной релаксации, связанной с наличием ориентированных молекулярных комплексов. Взаимное расположение и ориентация молекул в звуковом поле могут измениться, если волна обладает энергией, достаточной для преодоления сил межмолекулярного взаимодействия. При этом может наблюдаться релаксация как объемной, так и сдвиговой вязкости. В ряде работ сделаны более определенные предположения о природе релаксационного процесса: при прохождении волны комплек-

сы, состоящие из ориентированных молекул, переориентируются. В области более высоких частот возможно также рассеяние ультразвука на этих комплексах, причем характер потерь в этом процессе определяется длиной волны и диаметром комплекса.

Рассмотренные на примере ИЖ — НЖК-перехода механизмы аномального поглощения ультразвука можно считать общими для всех перечисленных типов переходов. Однако в соответствии с типом и температурой изменяется роль каждого из этих механизмов. Даже в нематической области при низких температурах, где значительно увеличивается сдвиговая вязкость, возрастает роль классического поглощения, а рассеяние на комплексах оказывается пренебрежимо малым в результате роста размеров групп ориентированных молекул. Однако и при низких температурах роль релаксационного механизма поглощения является определяющей. Напротив, в смектическом состоянии, где вязкость превышает вязкость в нематическом состоянии, во всем обследованном в настоящее время диапазоне частот поглощение обусловлено сдвиговой вязкостью среды. Учет релаксации сдвиговой вязкости в этих условиях приводит к величинам поглощения звука, весьма близким к экспериментальным.

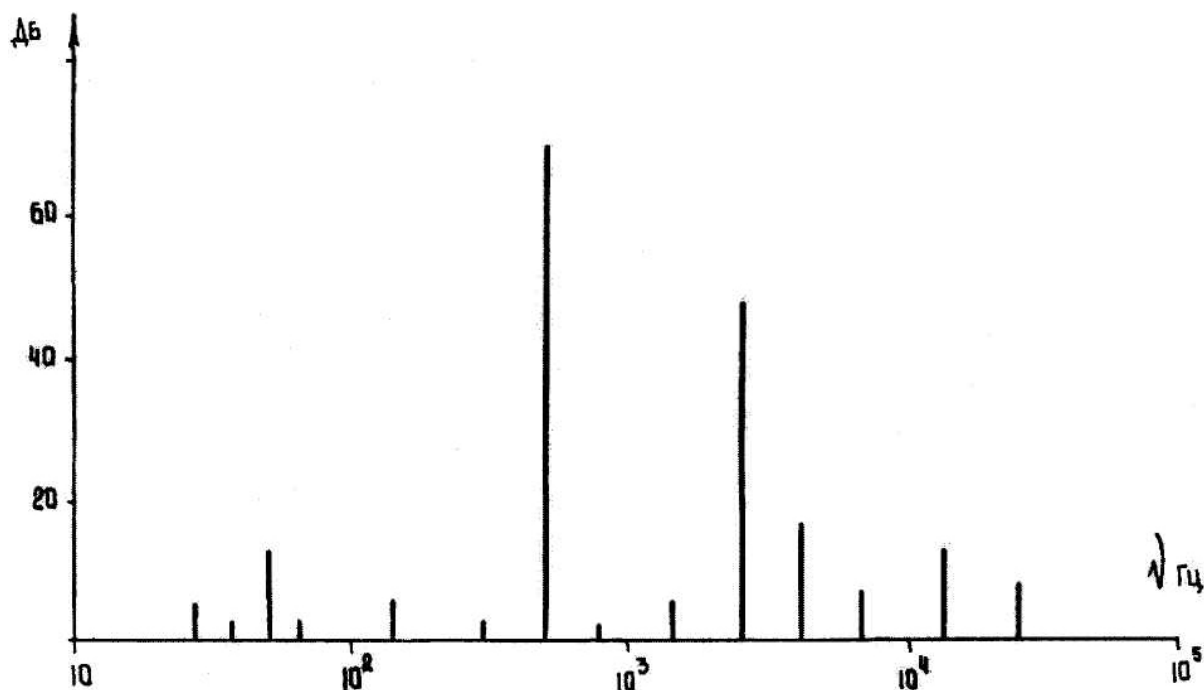


Рис. 3. Акустическое излучение в области частот 100-1000 Гц двигателя 2Ч10,5/13 при работе на синтетическом масле

На рис. 3 приведены результаты измерения акустического излучения двигателя внутреннего сгорания 2Ч10,5/13 в диапазоне частот 100-1000 Гц при работе двигателя на синтетическом масле ПМС-100 по сравнению со штатным маслом [2]. Как видно из рис. 3, применение

синтетического смазочного материала позволяет снизить акустическое излучение двигателя внутреннего сгорания в исследуемом диапазоне частот излучения на 2 дБ.

В заключении следует отметить, что использование синтетических смазочных материалов в СДЭУ позволяет получить больший коэффициент затухания колебательной мощности в области частот 1000 Гц и таким образом можно рекомендовать этот материал для снижения шумности работы судовых дизелей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Алтоиз Б.А., Ханмамедов С.А. Трибологические особенности граничных смазочных слоев судовых топлив и масел // Судовые энергетические установки: научн.-техн. сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 80-86.
2. Трибусян Ю.Н., Ханмамедов С.А. Механический шум цилиндропоршневой группы дизеля // Судовые энергетические установки: научн.-техн. сб. – 2005. – Вып. 14. – Одесса: ОНМА. – С. 49-55.
3. Ханмамедов С.А., Царев Л.Н. Судовые масла. – Одесса: ОНМА, 2003. – 46 с.
4. Капустин А.П. Экспериментальные методы исследования жидких кристаллов. – М.: Наука, 1978. – 368 с.

УДК 629.12.03

Аболешкин С.Е. Калужный В.О.
ОНМА

ОБОБЩЕННЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ НЕПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА В СУДОВЫХ ДИЗЕЛЯХ

В последние годы значительно ужесточились международные требования к экологической безопасности эксплуатации двигателей внутреннего сгорания. Дизелестроительные фирмы вынуждены интенсивно заниматься побочным эффектом от использования дизелей — вредными выбросами в атмосферу.

Процесс преобразования химической энергии топлива в механическую работу в цилиндре дизеля сопровождается выбросом отработанных газов (ОГ) в атмосферу. К категории наиболее опасных загрязнителей, содержащихся в них, относятся следующие газообразные вещества и частицы [1]:

- окислы азота NO_x , образующиеся в цилиндрах дизеля при температуре выше 1500°C , когда азот становится химически активным газом;
- окись СО и двуокись углерода CO_2 , образующиеся в результате сгорания топлива;
- сернистый и серный ангидриды SO_2 и SO_3 , образующиеся в результате окисления присутствующей в топливе серы (элементарной, меркаптановой и др.);
- продукты неполного сгорания топлива CH_x , агломерация мелких частиц не полностью сгоревшего топлива, частицы не полностью сгоревшего масла, сажи и др.

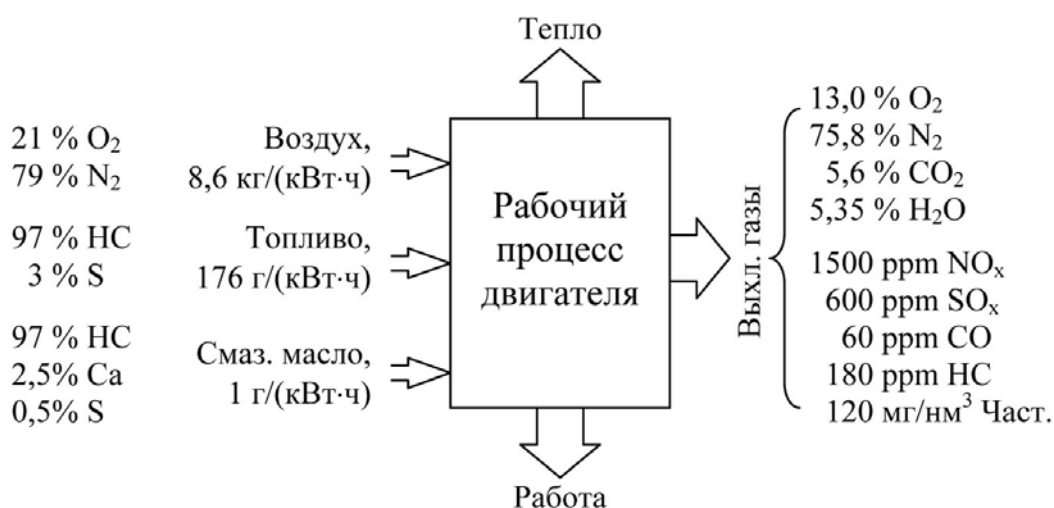
Состав рабочей смеси в цилиндре дизеля и характерные величины выбросов по основным загрязнителям после сгорания топлива представлены на рисунке.

Все вредные вещества, содержащиеся в отработавших газах дизелей, являются опасными для окружающей среды. Каждая их группа требует самостоятельного изучения с целью снижения уровня загрязнений.

Продукты неполноты сгорания топлива являются одной из основных составляющих ОГ, оказывающих существенное влияние на экологическую безопасность дизеля. Снижение уровня неполноты сгорания топлива в процессе эксплуатации дизеля является проблемой важной и актуальной. Ее изучение позволит существенно повысить технико-экономические и экологические показатели работы дизеля.

Дымность отработавших газов дизелей в настоящее время определяют визуально либо с помощью специальных приборов установленных

в выпускной трубе. По принципу действия дымомеры могут быть фотоэлектрическими, измеряющими оптическую плотность отработавших газов. Имеются дымомеры, работающие по адсорбционному принципу (фильтрация). Существующие методы измерения дымности и непрозрачности не позволяют перевести результаты замеров в единую унифицированную величину, производить сравнительную оценку экологической безопасности дизелей в процессе эксплуатации.



Состав рабочей смеси и характерные выбросы

Основными причинами увеличения продуктов неполноты сгорания топлива в ОГ являются:

- ухудшение технического состояния системы подготовки топлива дизеля или качества принятого топлива, что приводит к невозможности подачи топлива необходимых параметров к дизелю;
- ухудшение технического состояния топливной аппаратуры дизеля ухудшает процессы впрыскивания топлива и смесеобразования в цилиндре дизеля;
- ухудшение технического состояния деталей цилиндропоршневой группы приводит к ухудшению условий смесеобразования и сгорания топлива, снижению параметров рабочего тела в цилиндре дизеля.

Указанные изменения приводят, прежде всего, к ухудшению качества протекания рабочего процесса в цилиндре дизеля.

Таким образом, основной причиной увеличения продуктов неполноты сгорания топлива в ОГ служит ухудшения качества протекания рабочего процесса, что одновременно служит основной причиной ухудшения экономических показателей работы дизеля, прежде всего индикаторного КПД η_i и удельного расхода топлива b_i .

В качестве обобщенного интегрального показателя качества протекания рабочего процесса дизеля может быть выбран относительный по-

казатель, представляющий собой отношение индикаторных КПД дизеля η_i текущего к η_i базовому, рассчитанному для текущего режима работы дизеля ($p_i = \text{idem}$, $n = \text{idem}$) при нормальном техническом состоянии [2]:

$$W_i = \frac{\eta_i}{\eta_i^*} \quad (1)$$

где η_i – текущий индикаторный КПД дизеля; η_i – индикаторный КПД, рассчитанный для текущего режима работы дизеля ($p_i = \text{idem}$, $n = \text{idem}$) при нормальном техническом состоянии.

В общем случае индикаторный КПД может быть представлен в виде

$$\eta_i = \frac{3600Kp_i n}{B_{\text{ч}} Q_{\text{H}}} \quad (2)$$

где K — постоянная цилиндра

$$K = \frac{\pi}{4 \cdot 60} D^2 S z ;$$

p_i — среднее индикаторное давление;

n — частота вращения вала дизеля;

$B_{\text{ч}}$ — часовой расход топлива;

Q_{H} — низшая теплота сгорания топлива.

Определение среднего индикаторного давления η_i , частоты вращения вала n , часового расхода топлива $B_{\text{ч}}$ в условиях эксплуатации должно производиться регулярно и регламентируется требованиями судовладельца, рекомендациями фирмы изготовителя, правилами технической эксплуатации дизеля с использованием специальных измерительных средств, а так же штатных контрольно-измерительных приборов.

Низшая теплота сгорания топлива Q_{H} в зависимости от его качества может быть определена по формуле, рекомендованной фирмой MAN-B&W:

$$Q_{\text{H}} = 54241 - 13809.5\rho_{20} - 336.55S_{\text{T}} + 16.34\rho_{20}S_{\text{T}} + 332.4\rho_{20}^2 + 4.903S_{\text{T}}^2 \quad (4)$$

где ρ_{20} — плотность топлива; S — содержание в топливе серы.

Таким образом, в условиях эксплуатации для текущего режима работы дизеля и его текущего технического состояния формула (2) позволяет определить индикаторный КПД дизеля η_i .

Базовый индикаторный КПД η_i^* для текущего режима работы ($p_i = \text{idem}$, $n = \text{idem}$) и нормального технического состояния может быть определен с использованием полинома

$$\eta_i^* = A_0 + A_1 n + A_2 P_i + A_3 n P_i + A_4 n^2 + A_5 P_i^2, \quad (5)$$

где $A_0, A_1, A_2, A_3, A_4, A_5$ — коэффициенты, которые могут быть определены по результатам стендовых или паспортных нормировочных испытаний дизеля.

Методика определения интегрального показателя технического состояния дизеля W_i , с учетом качества протекания рабочего процесса в цилиндре дизеля изложена в [3].

Экспериментальные исследования интегрального показателя были проведены на двигателях 6RD56 и 6RND68M. На каждом режиме измерялись основные параметры работы двигателя, а также производилось его индицирование.

На двигателе 6RD56 были проведены 5 серий испытаний по 3-4 скоростных режима для каждой серии.

По результатам испытаний было отмечено, что падение интегрального показателя W_i было вызвано закоксовыванием отверстий распылителя форсунки одного цилиндра, с последующим залеганием поршневых колец. При этом наблюдалась повышенная дымность ОГ двигателя.

На двигателе 6RND68M были проведены 6 серий испытаний по 2-3 скоростных режима.

Изменение интегрального показателя W_i при испытаниях происходило из-за вынужденной замены распылителей. Для двигателя отсутствовал новый комплект, поэтому, по возможности, восстанавливались старые и устанавливались на двигатель. Общее падение W_i можно объяснить общим ухудшением параметров работы двигателя, его технического состояния. Так же наблюдалось повышение дымность ОГ.

По результатам экспериментальных исследований и практического использования интегрального показателя W_i можно сделать выводы, что показатель достаточно прост в определении в условиях эксплуатации, информативен, позволяет однозначно делать выводы об изменении технического состояния дизеля, независимо от изменения технического состояния других элементов дизеля или пропульсивного комплекса [4].

В эксплуатационных условиях для выполненных дизелей в первую очередь представляет интерес определение изменения содержания продуктов неполноты сгорания топлива в ОГ в зависимости от изменения технического состояния дизеля и качества протекания рабочего процесса. Это позволит своевременно производить необходимые виды технического обслуживания и ремонта для предотвращения загрязнения окружающей среды. Оценку изменения содержания продуктов неполноты сгорания удобно производить в относительном виде, по отношению к

содержанию этих продуктов при нормальном техническом состоянии дизеля на том же режиме его работы ($p_i = \text{idem}$, $n = \text{idem}$).

Тогда относительный интегральный показатель содержания продуктов неполноты сгорания топлива в ОГ может быть представлен в виде

$$W_{\text{нс}} = \frac{C_{H_x}}{C_{H_x}^*} \quad (6)$$

где C_{H_x} — содержание продуктов неполноты сгорания топлива на текущем режиме для текущего технического состояния дизеля; $C_{H_x}^*$ — содержание продуктов неполноты сгорания топлива на текущем режиме для нормального технического состояния дизеля.

Учитывая, что увеличение продуктов неполноты сгорания топлива в ОГ непосредственно зависит от качества протекания рабочего процесса на текущем режиме работы дизеля, что, в свою очередь, характеризуется показателем технического состояния W_i , относительный интегральный показатель увеличения продуктов неполноты сгорания топлива в общем виде может быть представлен как

$$W_{\text{нс}} = A W_i^B \quad (7)$$

где A , B — коэффициенты, учитывающие изменение количества продуктов неполноты сгорания топлива в ОГ в зависимости от основных экономических показателей работы дизеля, характеризующие качество протекания рабочего процесса, которые могут быть определены по экспериментальным данным.

В первом приближении, если не требуется количественная оценка увеличения количества продуктов неполноты сгорания топлива в ОГ, при незначительном изменении показателей работы дизеля можно принять $A = 1$, $B = 1$. Тогда при условии малых отклонений относительный интегральный показатель увеличения содержания продуктов неполноты сгорания в топливе можно представить в виде $W_{\text{нс}} \approx W_i$.

Выводы

Оценка изменения содержания продуктов неполноты сгорания топлива в ОГ требует своего самостоятельного рассмотрения и решения при организации эксплуатации дизелей в современных условиях ужесточения контроля экологической безопасности.

Продукты неполноты сгорания топлива на заключительной фазе горения являются одним из наиболее вредных составляющих ОГ. Их содержание непосредственно зависит от качества протекания рабочего

процесса и технического состояния деталей цилиндро-поршневой группы дизеля, т. е. от уровня технической эксплуатации, обслуживания и ремонта.

Предложенный относительный показатель технического состояния W_i и методика его определения позволяют с использованием штатных контрольно-измерительных приборов и регламентированных замеров параметров работы двигателя оценить изменение качества протекания рабочего процесса и техническое состояние деталей цилиндро-поршневой группы.

В свою очередь это позволит с помощью интегрального показателя $W_{нс}$ определить изменение количества продуктов неполноты сгорания топлива в ОГ, запланировать и произвести необходимое техническое обслуживание и ремонт дизеля, что позволит повысить экологическую безопасность его эксплуатации.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Зубрилов С.П., Ищук Ю.Г., Косовский В.И. Охрана окружающей среды при эксплуатации судов. – Л.: Судостроение, 1998. – 256 с.
2. Конаков Г.А., Чорба В.А., Аболешкин С.Е. Интегральная оценка технического состояния судового малооборотного дизеля в составе пропульсивного комплекса в условиях эксплуатации. – М.: «Мортехинформреклама», ЭИ Морской транспорт. Сер. ТЭФ. – Вып 18. – 1989. – С. 15-21.
3. Чорба В.А., Аболешкин С.Е., Колегаев М.А. Экспериментальная проверка алгоритма интегральной оценки технического состояния главного двигателя // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1997. – Вып. 1. – Одесса: ОНМА. – С. 44-47.
4. Аболешкин С.Е., Балыхин Ю.В. Экспериментальная проверка стабильности интегрального показателя технического состояния главного судового двигателя // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – Вып. 11. – Одесса: ОНМА. – С. 132-139.

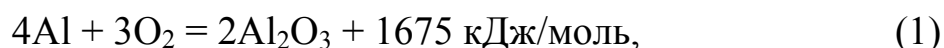
УДК 536.24:621.791.55

Лебедев Б. В.
ОНМА

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ ОТ СГОРАЮЩЕГО ЭКЗОТЕРМИЧЕСКОГО СТЕРЖНЯ К ПОВЕРХНОСТИ ПЛАСТИНЫ В ПРОЦЕССЕ ТЕРМИЧЕСКОЙ РЕЗКИ ПОД ВОДОЙ

Экзотермические стержни для подводной резки представляют собой стержни из высокоэнергетичных металлов, которые горят в струе кислорода. Нагревательной средой этих стержней является расплавленный оксид сгораемого металла. Поэтому для определения необходимых энергетических характеристик режущих стержней, необходимо произвести расчет процессов теплоотдачи при горении под водой.

Наиболее перспективным металлом, применимым в подобных стержнях, является алюминий, сочетающий высокие энергетические характеристики химической реакции горения, относительно низкую себестоимость, простоту обработки и низкую химическую активность благодаря прочной оксидной пленке. В литературе [1] достаточно подробно описан процесс горения алюминия в кислороде:



а также теплофизические свойства оксида алюминия: температура плавления ($T_{\text{пл}} = 2015 \text{ }^\circ\text{C}$), температура кипения ($T_{\text{кип}} = 3500 \text{ }^\circ\text{C}$), теплота плавления ($r_{\text{пл}} = 1068,62 \text{ кДж/моль}$), а также температура протекания реакции горения ($t = 3050 \text{ }^\circ\text{C}$) (по данным [1] температура реакции составляет $3200 \text{ }^\circ\text{C}$).

Из указанных параметров следует, что в результате реакции выделяется жидкий оксид алюминия при температуре около $3050 \text{ }^\circ\text{C}$.

Важнейшим параметром, определяющим работоспособность экзотермического стержня, является его тепловая мощность, для расчета которой необходимо исследовать процессы теплообмена между жидкой и застывающей каплей оксида алюминия и пластиной поглощающей тепло.

Механизм теплоотдачи со стороны сгорающего стержня прожигаемой горизонтальной пластине можно представить следующим образом: на торце стержня происходит реакция горения металла стержня в струе кислорода, температура реакции достаточно высока (для алюминия, который чаще всего используется в стержне, температура составит согласно $3200 \text{ }^\circ\text{C}$), в результате реакции выделяется жидкий оксид алюминия (температура кипения Al_2O_3 — $3520 \text{ }^\circ\text{C}$), жидкий Al_2O_3 не смачивает стальную, покрытую оксидами и гидрооксидами поверхность пластины и превращается на пластине в сильно вытяну-

тую каплю, геометрические параметры которой зависят в первую очередь от равномерности и прямолинейности движения стержня и в идеале могут считаться постоянными. Капля охлаждается, отдавая часть тепла пластине и часть — окружающей среде, при температуре $2015\text{ }^{\circ}\text{C}$ Al_2O_3 кристаллизуется. На протяжении процесса кристаллизации капля продолжает отдавать тепло пластине и окружающей среде. Пластина, получающая тепло, в свою очередь отдает его окружающей среде. В некоторый момент времени, после предварительного нагрева, возможность пластины отдавать энергию окружающей среде достигнет максимума. После этого, если тепловой поток от капли к пластине будет превосходить теплоотдачу от пластины в окружающую среду, начнется плавление участка пластины, непосредственно контактирующего с каплей Al_2O_3 , и если общая тепловая энергия капли позволит, пластина расплавится на всю глубину. В этом случае застывающая (или остывающая) капля оксида вместе с расплавленным металлом пластины провалятся вниз ниже пластины и отдадут оставшуюся энергию окружающей среде.

Рассмотрим далее процесс теплообмена между расплавленным оксидом и стальной горизонтальной пластиной.

Выделавшаяся при горении жидкость Al_2O_3 , практически полностью попадает на поверхность пластины, где в первый момент времени приобретает форму капли, не смачивающей стальную пластину, затем при движении горячего стержня вдоль капля вытягивается, приобретая продолговатую форму в плане. Вертикальное сечение такой капли изображенное на рис. 1, можно считать постоянным. По данным [1] угол α , определяющий смачиваемость составит порядка $120 - 130^{\circ}$.

Размеры капли, представленные на рис. 2, позволяют сделать вывод, что внутри жидкого оксида не происходит существенных конвективных перемещений. Весь процесс теплообмена осуществляется теплопроводностью.

Таким образом, каплю можно рассматривать как твердое тело, контактирующее с другим твердым телом (пластиной).

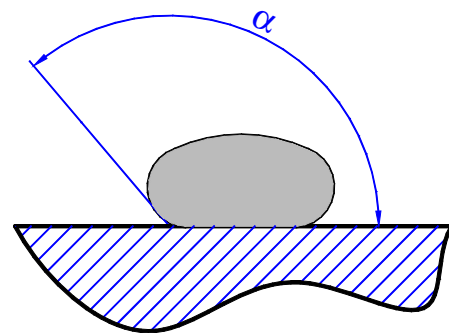


Рис. 1. Поперечное сечение капли оксида алюминия, лежащей на не смачиваемой пластине

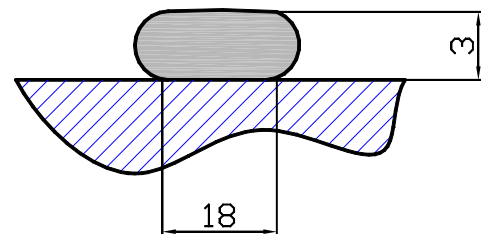


Рис. 2. Упрощенное поперечное сечение капли, применяемое для геометрических расчетов

В [2] приводится формула, позволяющая оценить термическое сопротивление поверхности контакта:

$$R_{\text{к}} = \frac{1}{\pi\lambda} \int_a^{\infty} \frac{dr}{r^2}, \quad (2)$$

Проинтегрировав, можно получить:

$$R_{\text{к}} = \frac{r_{\text{к}}}{\pi\lambda}, \quad (3)$$

где $r_{\text{к}}$ — радиус пятна контакта; λ — теплопроводность каждого материала, участвующего в контакте, η — относительная площадь фактического контакта.

Полное сопротивление контакта будет равно:

$$R_{\text{к}об} = \frac{R_{\text{к}ст} R_{\text{к}Al}}{R_{\text{к}ст} + R_{\text{к}Al}}, \quad (4)$$

Коэффициент теплоотдачи можно представить как величину обратную термическому сопротивлению контакта:

$$a_{\text{к}} = \frac{1}{R_{\text{к}об}}, \quad (5)$$

Так как температура жидкого оксида алюминия очень высока, то для описания процесса теплоотдачи со стороны остывающего оксида окружающей каплю воде целесообразно воспользоваться выражением, описывающим теплообмен при пленочном кипении, приведенным в [3]:

$$a_{\text{к}} = C^4 \sqrt{\frac{\lambda_{\text{п}}^3 \rho_{\text{п}} (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}) g}{\mu_{\text{п}} \Delta t h}}, \quad (6)$$

где $\rho_{\text{ж}}$ — плотность воды; $\rho_{\text{п}}$ — плотность пара (при температуре жидкого Al_2O_3); g — ускорение свободного падения; Δt — избыточная температура жидкого Al_2O_3 относительно температуры кипения воды; μ — динамический коэффициент вязкости пара; h — толщина паровой рубашки; λ — коэффициент теплопроводности пара; C — постоянный коэффициент ($C = 0,667$ для вертикальной стенки и $C = 0,53$ для горизонтальной стенки).

В выражении (6) величины Δt , $\rho_{\text{п}}$, $\mu_{\text{п}}$, $\lambda_{\text{п}}$ являются функциями от температуры жидкого Al_2O_3 , т. е. при прочих равных условиях:

$$a_{\text{плен}} = F_1(t_{\text{Al}_2\text{O}_3}). \quad (7)$$

Считая, что из-за малых размеров капли ее поверхность близка к изотермическому состоянию, можно записать выражения для удельного

теплового потока как от капли оксида к поверхности пластины, так и к воде:

$$q_{\text{ПЛЕН}} = \alpha_{\text{ПЛЕН}} (t_1 - t_{\text{ПЛ,ПЛ}}), \quad (8)$$

$$q_{\text{ПЛАСТ}} = \alpha_{\text{К}} (t_1 - t_{\text{ПЛ,ПЛ}}), \quad (9)$$

Для определения тепловых потоков каплю (см. рис. 2), можно приближенно представить в виде суммы трех фигур – двух полуцилиндров и прямоугольного параллелепипеда, причем диаметр полуцилиндров и высота параллелепипеда определяются высотой капли h , ширина параллелепипеда b – диаметром карандаша, а его длина и высота полуцилиндров — элементарным шагом. В приведенных ниже расчетах — перемещение стержня за одну секунду — a .

Площадь контакта оксида выделившегося за единицу времени можно выразить следующим образом:

- для пластины

$$F_{\text{ПЛАСТ}} = a \cdot b; \quad (10)$$

- для окружающей воды

$$F_{\text{ВОД}} = a \cdot (b + \pi h). \quad (11)$$

Тогда тепловые потоки от оксида составят:

$$Q_{\text{ПЛАСТ}} = F_{\text{ПЛАСТ}} \cdot q_{\text{ПЛАСТ}}, \quad (12)$$

$$Q_{\text{ПЛЕН}} = F_{\text{ПЛЕН}} \cdot q_{\text{ПЛЕН}}, \quad (13)$$

Поскольку температура оксида постоянно изменяется, имеет смысл ввести среднюю температуру процесса и соответственно средние тепловые потоки.

$$Q_{\text{ПЛАСТ,СР}} = F_{\text{ПЛАСТ}} \cdot \alpha_{\text{К,СР}} \cdot (t_{\text{СР}} - t_{\text{ПЛ,ПЛ}}), \quad (14)$$

$$Q_{\text{ПЛЕН,СР}} = F_{\text{ПЛЕН}} \cdot \alpha_{\text{ПЛЕН,СР}} \cdot (t_1 - t_{\text{ПЛ,ПЛ}}). \quad (15)$$

Время, необходимое на охлаждение элементарной капли до температуры кристаллизации, можно определить в виде

$$\tau_{\text{ОХЛ}} = \frac{E_{\text{ОХЛ}}}{Q_{\text{ПЛАСТ,СР}} - Q_{\text{ПЛЕН}}}, \quad (16)$$

где $E_{\text{ОХЛ}}$ — тепловая энергия элементарной капли:

$$E_{\text{ОХЛ}} = q \rho_{\text{Al}_2\text{O}_3} \cdot (t_{\text{НАЧ.Р.}} - t_{\text{КР. Al}_2\text{O}_3}) \cdot \left[\left(b \cdot h + \frac{\pi \cdot h^2}{4} \right) \cdot a \right] \cdot \rho_{\text{Al}_2\text{O}_3}, \quad (17)$$

где $\rho_{\text{Al}_2\text{O}_3}$ — плотность жидкого оксида алюминия; q — теплоемкость жидкого Al_2O_3 ; $t_{\text{НАЧ.Р.}}$ — температура жидкого Al_2O_3 в момент реакции в стержне; $t_{\text{КР. Al}_2\text{O}_3}$ — температура кристаллизации Al_2O_3 .

Выполним расчет теплоотдачи от кристаллизующегося оксида алюминия стальной пластине.

При затвердевании оксида алюминия его удельный объем изменяется менее чем на 2%, поэтому изменением геометрических размеров капли можно пренебречь.

Температура кристаллизации достаточно высока, чтобы сделать вывод о возможности теплообмена между застывающей каплей оксида алюминия и окружающей ее водой только путем пленочного кипения.

Термическое сопротивление поверхности контакта при затвердевании не изменяется.

Тогда тепловая энергия кристаллизации будет иметь вид

$$E_{\text{охл}} = r_{\text{кр. Al}_2\text{O}_3} \left(bh + \frac{\pi h^2}{4} \right) \cdot a \cdot \rho_{\text{Al}_2\text{O}_3}, \quad (18)$$

Тепловые потоки от кристаллизующейся капли составят:

$$Q_{\text{пласт}_{\text{кр}}} = F_{\text{пласт}} \cdot \alpha_{\text{кр}} \cdot (t_{\text{кр}} - t_{\text{пл}_{\text{пл}}}), \quad (19)$$

$$Q_{\text{плен}_{\text{кр}}} = F_{\text{плен}} \cdot \alpha_{\text{плен}_{\text{кр}}} \cdot (t_{\text{кр}} - t_{\text{пл}_{\text{пл}}}). \quad (20)$$

Время необходимое на кристаллизацию:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{E_{\text{кр}}}{Q_{\text{пласт}_{\text{кр}}} - Q_{\text{плен}_{\text{кр}}}}, \quad (21)$$

Выводы.

Определение энергии кристаллизации и времени, за которое она происходит, дает возможность теоретически определить важнейший параметр экзотермического стержня — его тепловую мощность — с точностью, достаточной для определения его технологических параметров.

На основании полученных результатов появляется возможность проведения конкретных конструкторских расчетов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шидловский А. А. Основы пиротехники. – М: Машиностроение, 1973. – 320 с.
2. Шлыков Ю. П. Контактное термическое сопротивление – М.: Металлургия, 1977. – 318 с.
3. Кутеладзе С.С. Основы теории теплообмена. – М.: Атомиздат, 1976. – 416 с.

РЕФЕРАТЫ

УДК 629.12

Ханмамедов С.А., Луковцев В.С., Щербинин В.А. Комбинированные главные двигатели как средство повышения эффективности и надёжности судовых пропульсивных установок // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – Вып. 19. – Одесса: ОНМА. – С. 4-9.

Для компенсации крутильных колебаний предлагается использовать судовую пропульсивную установку с обратимой электрической машиной, которая может работать как валогенератор при избыточном и как электродвигатель при недостаточном крутильном моменте.

Ил. 5. Список лит. 2.

Khanmamedov S.A., Lukovtsev V.S., Shcherbinin V.A. Combined Main Engines as a Mean to Increase the Effectiveness and Reliability of Marine Propulsion Plants // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 19. – Odessa: ONMA. – P. 4-9.

The use of marine propulsion plant with reversible electric machine is proposed to compensate torsional vibrations that may work as shaft generator at extra torsion moment as well as electric engine at insufficient one.

Fig. 5. Bibl. 2.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М., Шебанов А.Н., Колиев И.Д., Журавлёв Ю.И. Эксплуатационные показатели эффективности лубрикаторных систем судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – Вып. 19. – Одесса: ОНМА. – С. 10-22.

Представлены результаты исследования процесса маслоподдачи в цилиндры судовых дизелей MAN-B&W. В результате стендовых испытаний установлены основные недостатки процесса и определено направление повышения эффективности работы лубрикаторных систем МОД.

Ил. 11. Табл. 5. Список лит. 2.

Bogach V.M., Shebanov A.N., Koliyev I.D., Zhuravlev Y.I. Operating Characteristics of Effectiveness of Marine Diesel Lubricator Systems // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 19. – Odessa: ONMA. – P. 10-22.

The results of investigation of oil feed process to the cylinders of MAN-B&W marine diesels are discussed. Development testing results showed main drawbacks of the process and helped to select the direction of improving operating characteristics of lubricating systems of low speed diesels.

Fig. 11. Tabl. 5. Bibl. 2.

УДК 629.12.03

Аболешкин С.Е. Влияние технического состояния деталей ЦПГ главного судового двигателя на его экономические показатели // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – Вып. 19. – Одесса: ОНМА. – С. 23-27.

Предложен обобщенный показатель оценки изменения содержания продуктов неполноты сгорания топлива в отработавших газах судового дизеля, который позволяет на основе изменения основных показателей его работы определить ухудшение одного из основных параметров экологической безопасности в условиях эксплуатации.

Ил. 1. Список лит. 6.

Aboleshkin S.E. The Influence of Operating Conditions of Piston-Cylinder-Unit Parts of Marine Engine at Its Economical Performance // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 19. – Odessa: ONMA. – P. 23-27.

The overall index of change estimation of products content of incomplete fuel combustion in burnt gases of marine diesel is proposed that makes possible to define the degradation of one of the main indexes of environmental safety when running engine on the basis of change of main engine performance parameters.

Ил. 1. Bibl. 6.

УДК 629.12.06:628.84

Голиков В.А., Абудура Салам, Цюпко Ю.М., Просенюк В.В. Управление судовым микроклиматом системы кондиционирования воздуха // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – Вып. 19. – Одесса: ОНМА. – С. 28-37.

Показано, что в системах кондиционирования воздуха фактор теплоощущения человека является основополагающим, и его необходимо учитывать при создании новых автоматизированных систем кондиционирования воздуха.

Ил. 7. Список лит. 7.

Abudura Salam, Tsiupko Y.M. Ship Microclimate Control of Air Conditioning System // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 19. – Odessa: ONMA. – P. 28-37.

It is shown that human heat sensation factor is basic in air conditioning systems and it is to be taken into consideration at creating new automated air conditioning systems.

Fig. 7. Bibl. 7.

УДК 621.436

Пичурин Н.Б. Изменение рабочих процессов дизелей для ограничения эмиссии NO_x // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – Вып. 19. – Одесса: ОНМА. – С. 38-47.

Рассмотрены вопросы, связанные с выбором эффективного метода снижения выбросов экологически вредных веществ, путем воздействия на рабочие процессы судовых дизелей.

Ил. 5. Список лит. 7.

Pichurin N.B. Changing of Diesel Operation Modes in Order to Limit NO_x Emission // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 19. – Odessa: ONMA. – P. 38-47.

The questions connected with selection effective method of decreasing emission of ecologically harmful substances by means of diesel operation mode control are discussed.

Fig. 5. Bibl. 7.

УДК 621.313.3

Веретенник А.М. Концепция представления, совершенствования и оптимизации энергетических потоков в судовых электроэнергетических установках // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – Вып. 19. – Одесса: ОНМА. – С. 48-56.

Предложена классификация типовых режимов работы и концепция представления форм существования и развития потоков энергии в судовых электроэнергетических установках.

Ил. 2. Список лит. 23.

Veretennik A.M. Conception of Presentation, Perfection and Optimization of Power Streams in Ships Electro Energy Plants // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 19. – Odessa: ONMA. – P. 48-56.

Classification of models office hours and conception of presentation of forms of existence and development of streams of energy is offered in ships electro energy plants.

Fig. 2. Bibl. 23.

УДК 689.12-8.004.5.001.5

Varbanets R.A., Ivanovskiy V.G. Диагностика рабочего процесса среднеоборотных дизелей программно-аппаратным комплексом D4.0H // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – Вып. 19. – Одесса: ОНМА. – С. 57-66.

Представлены основные характеристики системы компьютерного мониторинга рабочего процесса D4.0H. Рассмотрен характер изменения основных параметров рабочего процесса в нескольких эксплуатационных ситуациях. Приведены примеры определения геометрических фаз топливоподачи СОД.

Ил. 6. Список лит. 7.

Varbanets R.A., Ivanovsky V.G. Operating Mode Diagnostics of Middle Speed Diesels with D4.0H Hardware-Software System // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 19. – Odessa: ONMA. – P. 57-66.

Main characteristics of D4.0H computer monitoring system of diesel operating mode are given. Characteristic features of main parameters in some operating situations are considered. The examples of finding geometrical phases of fuel injection in middle speed diesels are given.

Fig. 6. Bibl. 7.

УДК 620.191.8

Abramov V.A., Logishev I.V. Факторы, определяющие карбонатное равновесие природных вод, используемых в СЭУ // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – Вып. 19. – Одесса: ОНМА. – С. 67-74.

Проведен анализ литературных данных по карбонатной системе природных вод (в частности, морской воды) и факторов, влияющих на ее равновесие применительно к процессам накипеобразования в судовых теплообменниках. Использование морской воды в качестве теплоносителя предопределило необходимость прямых экспериментальных исследований при параметрах соответствующим условиям работы судовых теплообменных аппаратов.

Ил. 2. Список лит. 18.

Abramov V.A., Logishev I.V. Factors that Determine Carbonate Equilibrium of Natural Water Used in Marine Power Plants // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 19. – Odessa: ONMA. – P. 67-74.

Literature data on carbonate system of natural waters (particularly seawater) and factors that influence its equilibrium as to the processes of scale formation in ship heat exchangers were analyzed. The use of seawater as a coolant makes necessary experimental research at conditions that correspond with working modes of marine heat exchangers.

Fig. 2. Bibl. 18.

УДК 621.313.3

Войтецкий И.Е. Компьютерная программа для исследования режимов работы судовой электроэнергетической установки // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – Вып. 19. – Одесса: ОНМА. – С. 75-79.

Рассмотрены возможности современных компьютерных программ для моделирования режимов работы электроэнергетических установок. Предложена компьютерная

программа для моделирования режимов работы судовой электроэнергетической установки.

Ил. 2. Список лит. 9.

УДК 621.313.3

Voytetsky I.E. Computer Program for Electrical Power Generation System Operation Modes Simulation // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 19. – Odessa: ONMA. – P. 75-79.

Possibilities of the modern computer programs for operation modes simulations are considered. Computer program for electrical power generation system operation modes simulation is offered.

Fig. 2. Bibl. 9.

УДК 621.431.74

Слободянюк Д.И., Молодцов Н.С., Слободянюк И.М. Способ восстановления головок поршней судовых малооборотных двигателей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – Вып. 19. – Одесса: ОНМА. – С. 80-86.

Применение ограничительных колец-кристаллизаторов при восстановлении стальных головок поршней судовых дизелей наплавкой позволяет исключить последующую механическую обработку и использовать для упрочнения износостойкий и коррозионно стойкий материал неограниченной твердости.

Ил. 2. Список лит. 4.

Slobodianiuk D.I., Molodtsov N.S., Slobodianiuk I.M. Renewal Method of Low Speed Diesel Caps // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 19. – Odessa: ONMA. – P. 80-86.

The use of limiting rings – crystallizers when renewing steel caps of marine diesels by means of padding makes it possible to remove further mechanical processing. It also allows to use abrasion-resistant and corrosion proof materials of any hardness.

Fig. 2. Список лит. 4.

УДК 621.313.7

Вишневецкий Л.В., Козырев И.П., Савенко А.Е. Управление параллельной работой современных судовых многогенераторных электростанций // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – Вып. 19. – Одесса: ОНМА. – С. 87-91.

Рассмотрен вопрос управления напряжением и частотой, а также возникновения обменных колебаний при параллельной работе судовых дизель-генераторов. Предлагается создать систему управления нового уровня.

Ил. 2. Список лит. 5.

Vyshnevsky L.V., Kozirev I.P., Savenko A.E. Parallel Work Control of Modern Ship Multi Generator Power-Stations // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 19. – Odessa: ONMA. – P. 87-91.

The problem of voltage and frequency control as well as appearance of exchange oscillations at parallel work of marine diesel-generators is considered. It is suggested to create a new level control system.

Ill. 2. Bibl. 5.

УДК 621.43

Ханмамедов С.А., Трибусян Ю.Н., Черников Г.В. Излучение колебательной энергии механизмами судовых дизельных энергетических установок // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – Вып. 19. – Одесса: ОНМА. – С. 92-97.

Показано, что использование синтетических смазочных материалов в циркуляционной масляной системе среднеоборотного двигателя позволяет за счёт увеличения коэффициента поглощения ультразвука в смазочном слое снизить уровень акустической эмиссии на 2 дБ.

Ил. 3. Список лит. 4.

Khanmamedov S.A., Tribusian Y.N., Chernikov G.V. Oscillation Energy Emission by Mechanisms of Marine Diesel Power Plants // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 19. – Odessa: ONMA. – P. 92-97.

It is shown that the use of synthetic lubricating materials in circulating lubricating system of middle speed engine gives the possibility to reduce the level of acoustic emission on 2 dB due to increase in factor of absorption of ultrasound in the layer of lubricant.

Ill. 3. Bibl. 4.

УДК 629.12.03

Абоleshкин С.Е. Калюжный В.О. Обобщенный метод оценки неполноты сгорания топлива в судовых дизелях // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – Вып. 19. – Одесса: ОНМА. – С. 98-103.

Предложен обобщенный показатель оценки изменения содержания продуктов неполноты сгорания топлива в отработавших газах судового дизеля, который позволяет на основе изменения основных показателей его работы определить ухудшение одного из основных параметров экологической безопасности в условиях эксплуатации.

Рис. 1. Список лит. 4.

Aboleshkin S.E. Kaliuzhny V.O. Generalized Method of Estimation of Fuel Combustion Imperfection in Marine Diesels // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 19. – Odessa: ONMA. – P. 98-103.

The generalized method of estimating the fluctuation of combustion residue composition of marine diesel is presented that allows to find changes of one of the basic ecological parameters at operation on the basis of fluctuation of main performance factors of the diesel.

Fig. 1. Bibl. 4.

УДК 536.24:621.791.55

Лебедев Б. В. Определение теплоотдачи от сгорающего экзотермического стержня к поверхности пластины в процессе термической резки под водой // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – Вып. 19. – Одесса: ОНМА. – С. 104-108.

В статье рассматривается процесс теплообмена между остывающей и кристаллизуемой каплей оксида алюминия и горизонтальной стальной пластиной. Описано теоретическое определение тепловой мощности экзотермического стержня.

Илл. 2. Список лит. 3.

Lebedev B.V. Estimation of Heat Transfer from Combusting Exothermic Bar to Plate Surface at Thermal Underwater Cutting // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 19. – Odessa: ONMA. – P. 104-108.

The process of heat exchange between the cooling off and crystallized drop of oxide of aluminum and horizontal steel plate is examined in the article. The theoretical decision of thermal capacity of exothermic bar is described.

Fig. 2. Bibl. 3.

ПРАВИЛА

оформления и представления рукописей для сборника
«Судовые энергетические установки»

Научно-технический сборник Одесской национальной морской академии «Судовые энергетические установки» является научным изданием, в котором в соответствии с постановлением Президиума ВАК Украины могут публиковаться основные результаты диссертационных работ по профилю судовой энергетики.

Рукопись представляется в редакционную коллегия на дискете 3,5” в формате «Microsoft Word» с бумажной копией, подписанной всеми авторами, и с контактной информацией: адреса, телефоны. К статье обязательно прилагается реферат объёмом *не более* 300 печатных знаков на русском и английском языках. Объём статьи — до 0,5 авторского листа с учётом иллюстраций и подрисовочных подписей.

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

Требования к оформлению.

Формат бумаги А5 (148×210) Все поля — 16 мм. Текст через 1 интервал, *Times New Roman*, 10,5 пт; таблицы, заголовки таблиц, подрисовочные подписи — 9 пт.

Переменные, функции, векторы, матрицы и т.п. оформляются шрифтом *Antiqua*. Переменные выполняются наклонным шрифтом, векторы — полужирным, без наклона; греческие символы — во всех случаях без наклона; индексы: латинские — с наклоном, кириллические — без наклона. Размеры в *Equation (MathType)*: основной — 10,5 пт, увеличенный — 16 пт, индекс — 7 пт, субиндекс — 6 пт. Во всех случаях разметка формул в копии рукописи обязательна. Нумеруются только те формулы, на которые есть ссылки в тексте. Формулы отделяются от текста строками высотой 2 пт.

Таблицы следует располагать на одной странице (кроме случаев, когда таблица занимает больше 1 страницы). Заголовок — 9 пт, без переноса, интервал перед — 8 пт, после — 2 пт, основной шрифт таблицы — 9 пт. Рисунки отделяются от текста сверху интервалом 8 пт, от названия — 2 пт. Название рисунка — кегль 9 пт, без переноса, интервал после — 8 пт. На все таблицы и рисунки должны быть ссылки в тексте статьи.

Единицы физических величин должны соответствовать ГОСТ 8.417-81 «Единицы физических величин» и иметь общепринятые обозначения.

Перед названием статьи указываются индекс УДК, фамилии и инициалы авторов, сокращённые наименования учреждений, где работают авторы. Заголовок статьи оформлять стилем Заголовок 1, кегль 10,5 пт, без переноса, все прописные, интервал: перед — 8 пт, после — 2 пт.

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

Библиографические описания должны соответствовать требованиям ВАК.

Редакция предоставляет электронный шаблон статьи с примерами оформления.

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

e-mail: seu@ma.odessa.ua

Судовые энергетические установки:
научно-технический сборник.
Выпуск 19.

Подписано к печати 12.07.2007 г. Формат 60×84/16.
Уч.-изд. л. 7,61. 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