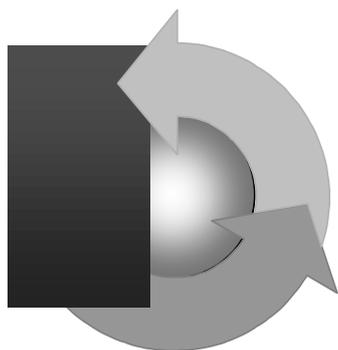


Министерство образования Украины
ОДЕССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 1

Одесса
1998

ББК

С

УДК 629.12-8+627.748

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 1.
– Одесса: ОГМА, 1998. – 112 с.
ISBN 966-95258-2-9

Статьи настоящего выпуска посвящены проблемам проектирования, модернизации и эксплуатации судовой энергетики, методам повышения эффективности и надёжности использования судовых технических средств.

Для научных работников и специалистов.

Редакционная коллегия: к.т.н. С.Е. Аболешкин, ОГМА (отв. секретарь); д.т.н., проф. С.И. Барсуков, ОИСВ; д.т.н., проф. Ю.Л. Воробьёв, ОГМУ; к.т.н., проф. В.А. Голиков, ОГМА; к.т.н., проф. В.К. Голубев; д.т.н., проф. С.И. Горб, ОГМА (редактор); д.т.н., проф. В.Г. Ивановский, ОГМУ; д.т.н., проф. В.В. Капустин, _____; д.т.н., проф. Коваленко В.Ф., ОГМА; к.т.н. М.А. Колегаев, ОГМА (отв. редактор); д.т.н., проф. Г.А. Конаков, ОГМА; д.т.н. М.В. Миусов, ОГМА; д.т.н., проф. Г.Ф. Романовский, УГМТУ; д.т.н., проф. С.С. Рыжков, УГМТУ; д.т.н., проф. В.Н. Скрипник, ОГМА; д.т.н., проф. П.С. Суворов, УДАСКО.

С – Без объявления

ББК

УДК 621.181.629.12(477)

Рыжков С.В.
УГМТУ

ПРОБЛЕМЫ КОНВЕРСИИ СУДОВОГО КОТЛОСТРОЕНИЯ В УКРАИНЕ

Украина располагает мощным производственным потенциалом в области судового котлостроения. Все построенные на ее верфях суда и корабли снабжались котлами, изготовленными на судостроительных заводах г. Николаева (ПО "Черноморский судостроительный завод") и г. Киева (з-д "Ленинская кузница"). Судовые котлы поставлялись на экспорт – в Румынию, Болгарию и др.

Многолетняя практика утвердила сферы применения котлов этих заводов, конструктивные особенности, технологию и др. Газотрубные котлы завода "Ленинская кузница" применяются на судах и кораблях малого водоизмещения, их паропроизводительность лежит в интервале 0,25-1,0 т/ч насыщенного пара давлением 4,5-6,0 бар.

ПО "Черноморский судостроительный завод" (ЧСЗ) последние четыре десятилетия выпускает водотрубные паровые котлы различного назначения (главные, вспомогательные, утилизационные). Паропроизводительность котлов ЧСЗ лежит в диапазоне от 0,5 до 80 т/ч, давление перегретого пара достигает 80,0 бар, температура – 515 °С. ЧСЗ строил главные паровые котлы с промежуточным перегревом для супертанкеров типа "Крым", уникальные утилизационные котлы паропроизводительностью 26 т/ч с оребренной поверхностью для быстроходных газотурбоходов типа "Капитан Смирнов".

Спад военных заказов, конверсия судостроительных заводов резко снизила объемы судового котлостроения. На судах и кораблях, намеченных к постройке в 1994-2000 гг. на судостроительных заводах Украины, в составе энергетических установок будут использоваться только вспомогательные и утилизационные котлы, вырабатывающие насыщенный пар давлением 8-9 бар. Годовая потребность во вспомогательных котлах оценивается в 20-25 штук, что в 4 раза меньше прежнего выпуска.

В различных отраслях народного хозяйства Украины эксплуатируются сотни промышленных котлов средней мощности (до 30 т/ч), которые поставлялись Бийским котельным заводом (Алтайский край, Россия). В Украине имеется всего один специализированный котельный завод "Теком" в г. Монастырище Черкасской области, который сейчас выпускает промышленные котлы малой мощности – до 2,5 т/ч, производящие насыщенный пар давлением 8 бар. В ближайшей перспективе этот завод намечает изготовление котлов производительностью 4,0-10,0 т/ч. Средняя годовая потребность в промышленных котлах такой мощности оценивается в 80-100 штук.

Анализ основных показателей современных промышленных котлов средней мощности [7] свидетельствует о том, что они мало приспособлены для работы в судовых условиях, так как занимают значительную опорную поверхность, в 2-3 раза превышающую поверхность под судовыми котлами и имеют повышенную длину горизонтальных коллекторов, что обуславливает чувствительность к кренам и дифферентам. В то же время судовые котлы такой же мощности [8] по ряду показателей не соответствуют известным нормативным требованиям. Так, они не приспособлены для работы на двух топливах (газообразном и жидком) и имеют на 5-10 % меньший коэффициент полезного действия. Газотрубные котлы завода "Ленинская кузница" практически по всем показателям соответствуют нормативным требованиям стационарной энергетики. В доработке нуждается только топочное устройство, которое должно обеспечивать сжигание высоковязких мазутов и газа.

В складывающейся на Украине экономической обстановке становится целесообразным создание на базе судового котлостроения котлов двойного назначения: для судовых потребителей и для потребителей различных отраслей народного хозяйства. Техническая политика ведущих зарубежных котлостроительных фирм такую направленность уже имеет. Следование такому стратегическому направлению позволяет не только сохранить, но и расширить рабочие места в котельном производстве ЧСЗ. Поставленная цель может быть достигнута несколькими путями: закупкой лицензии на производство котлов; модернизацией судовых котлов с приведением их показателей к современному уровню; разработкой нового типового ряда отечественных котлов.

В суммарном потоке промышленных загрязнений газовые выбросы судовых энергетических установок сравнительно небольшая составляющая (примерно 6 % промышленных выбросов). Однако в портах, судоходных каналах, местах скопления судов на промыслах концентрация вредных выбросов с судов может превышать допустимые значения. В настоящее время содержание вредных примесей в газовых выбросах не регламентировано. Опасность выбросов увеличивается в связи с расширением использования тяжелых вязких топлив с повышенным содержанием серы. Направление создания экологически чистых вспомогательных паровых котлов как элемента СЭУ является новым. Решение этой проблемы возможно путем совершенствования топочных процессов и разработки газоочистительных устройств.

Главными признаками конкурентоспособности на мировом энергетическом рынке являются экономичность и надежность работы котла и вспомогательного оборудования, комплектность поставки, сервисное обслуживание в период эксплуатации. В лучших образцах судовых вспомогательных котлов без хвостовых элементов КПД составляет 87 %. Ведущие зарубежные котлостроительные фирмы обеспечивают сервисное обслуживание практически во всех портах мира.

Вспомогательные котлы современных и перспективных судов предназначены для установки на судах неограниченного района плавания, имеющих в символе класса судна знак автоматизации А1 Регистра. Система автоматики должна обеспечивать работу в диапазоне нагрузок от 0 до 100 %. Срок службы котла до списания определен в 25 лет, средний ресурс 1,25...105 тыс. часов, срок службы поверхности нагрева (до замены) – 10 лет. Котлы должны быть приспособлены для работы на любых топливах вязкостью до 700 сСт при 50 °С, плотностью – до 1010 кг/м³. При этом выставляется требование ввода котла в действие на высоковязком топливе; розжиг, остановка и работа котла в режиме "включено-выключено" допускается на маловязких сортах топлива.

На мировом энергетическом рынке сейчас господствует продукция нескольких ведущих европейских котлостроительных фирм. К ним относятся датская фирма Aalborg, шведская фирма Sunrod, финская фирма Aquamaster-Rauma. Вспомогательные котлы ведущих фирм относятся к сварным вертикально-цилиндрическим котлам с естественной циркуляцией, их производительность лежит в диапазоне от 0,6 до 45 т/ч насыщенного пара давлением 8-16 бар [3, 4, 6].

Приобретение лицензии предусматривает всесторонний анализ показателей качества продукции, ее перспективности, а также затрат на подготовку производства. ЧСЗ проявлял повышенный интерес к фирме Aalborg с целью приобретения лицензии на изготовление котлов. Изучение материалов о продукции этой фирмы показывает, что выпускаемые сейчас вспомогательные котлы AQ-9 и AQ-12 разработаны более 25 лет тому назад [4]. За прошедшее время собственно котлы не претерпевали особых изменений; совершенствовались топочные устройства, система автоматики и арматура. В 1993 г. фирма Ольборг предложила новый типовой ряд котлов AQ-18. Однако конструктивная схема предложенных котлов не является новой; такая схема известна в литературе как котлы фирмы Миури (Япония). Котлы имеют ряд конструктивных недостатков, они испытаны только на береговой электростанции. В то же время на Украине на заводе "Теком" накоплен опыт производства стационарных котлов по такой же конструктивной схеме (типа МЗК).

Производство зарубежных вертикально-цилиндрических котлов характеризуется применением мощных прессов, большегабаритных нагревательных печей, совершенных установок контроля сварных соединений и др. Котельное производство ЧСЗ таким оборудованием не располагает. Поэтому приобретение лицензий на производство котлов связано с валютными затратами не только на конструкторскую, технологическую документацию, но и на закупку технологического оборудования, монтаж и его наладку.

Вертикально-цилиндрические котлы фирм Sunrod и Aquamaster-Rauma имеют близкие показатели с котлами фирмы Aalborg. Однако в котлах фирмы Sunrod используются оригинальные элементы с ошипованной поверхно-

стью. Изготовление таких элементов осуществляется на специальной установке.

В отечественном котлостроении наблюдается приверженность к двухколлекторным водотрубным котлам с естественной циркуляцией и вертикальным ходом газов [5, 8]. Такие котлы использовались на судах и кораблях. Выпускаемые сейчас вспомогательные котлы типа КАВ разработаны в начале 70-х годов специальным конструкторским бюро котлостроения (СКБК) Санкт-Петербурга. Котлы снабжены системой автоматизированного управления, которая обеспечивает безвахтенное обслуживание. Результаты многолетней эксплуатации свидетельствуют о достаточной надежности КАВ [1, 2, 4], которая соответствует современному уровню. Установлено, что поток отказов стабилизируется и остается постоянным вплоть до 40000 ч. Наименее надежными элементами оказались: кирпичная кладка, системы автоматического управления и арматура. Отказы трубной части котла составляют 5-10 % от всего потока отказов.

По массогабаритным показателям, надежности котлы ЧСЗ типа КАВ соответствуют современному уровню. В то же время по таким показателям, как экономичность, приспособленность для сжигания высоковязких топлив, работоспособность системы автоматического управления и защиты они уступают лучшим зарубежным аналогам.

Наименьшую массу и высоту имеют котлы КАВ-16, которые почти в 1,5 раза меньше массы и высоты котлов AQ-9 и Sunrod СРН-16. Занимаемая опорная площадь в 1,35 раза потребной площади для котлов Unex NB-16 фирмы Aquamaster-Rauma, в то же время она превышает площадь под котлами AQ-9 и СРН-16 более чем в 2 раза.

Удельный паросъем с единицы массы сухого котла и удельный расход топлива на выработку 1,0 кг пара обладают свойствами обобщенных показателей качества, поскольку характеризуют при фиксированных параметрах пара тепловое совершенство котлов. В настоящее время во всех типах котлов наблюдается снижение удельного паросъема с единицы массы сухого котла по мере уменьшения паропроизводительности. Так, при десятикратном снижении паропроизводительности в котлах типа AQ и Unex удельный паросъем падает вдвое, а в котлах типа Sunrod – в 1,5 раза. Наибольшим паросъемом с единицы массы отличается котел ЧСЗ типа КАВ-16, который равен $b_m=0,874 \text{ т/т}$. К такому значению паросъема приближаются котлы Sunrod ($b_m=0,8 \text{ т/т}$).

Удельные расходы топлива во всех котлах отличаются стабильностью и составляют $(7,4-7,75) \cdot 10^{-2}$ кг/кг. Только в котле КАВ-16 удельный расход превышает $8,0 \cdot 10^{-2}$ кг/кг, что обусловлено пониженным коэффициентом полезного действия – 78,0 %.

Конструктивная схема котлов ЧСЗ типа КАВ не является оптимальной. Они отличаются высоким тепловым напряжением топочного пространства,

утяжеленной тепловой изоляцией и обшивкой. Вместе с тем на переходном периоде до создания новых котлов они могут служить основой для модернизации. Проработки, выполненные в Николаевском кораблестроительном институте (НУГМУ), показали возможность существенного улучшения основных показателей котлов типа КАВ путем оптимизации поверхности нагрева при условии использования зарубежных топочных устройств и систем автоматизированного управления и защиты. В этом случае практически решается задача сервисного обслуживания наименее отработанных и подверженных отказам элементов котла.

Модернизация КАВ позволяет использовать накопленный опыт, загрузить имеющееся на ЧСЗ технологическое оборудование, сохранить рабочие места, существенно снизить расходы в СКВ, поскольку основные работы будут оплачены национальной валютой. Работы по модернизации и подготовке производства могут выполнить специалисты НУГМУ, ЦКБ "Таврия", ЧСЗ в течение года.

Создание отечественных котлов средней мощности двойного назначения требует проведения большого объема проектных и исследовательских работ, причем значительная доля исследований, как отдельных элементов, так и котла в целом, носит экспериментальный характер. Ранее подобные работы выполняли специализированные организации Санкт-Петербурга, на Украине они отсутствуют. В связи с этим на базе НУГМУ целесообразно создать научно-технический центр судового котлостроения для решения проблемных и перспективных задач. Экспериментальная база НУГМУ позволяет проводить исследования отдельных элементов котлов. Для натурных испытаний котлов необходимо создать специализированную станцию, оснащенную современными средствами измерений и обработки измерительной информации, системами водо- и топливоподготовки, противопожарными системами и др. Эта станция должна снабжаться природным газом для отработки промышленных котлов.

Таким образом, по нашему мнению, конверсию судового котлостроения следует проводить в два этапа. На первом этапе выполняется комплекс проектно-конструкторских работ по модернизации котлов типа КАВ с приведением основных показателей качества к современному уровню, а также выбор на мировом энергетическом рынке системы управления и защиты котла, наиболее приспособленной для работы в составе КАВ при сжигании высоковязких топлив. На втором этапе – комплекс исследовательских и проектных работ по созданию отечественных котлов двойного назначения, а также станции для испытаний котлов в действии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гуревич А.М., Нагибин А.Я. и др. Основные направления развития судовых паровых котлов. // "Судостроение". – 1990. – № 6.

2. Денисенко Н.И., Харченко В.Г. Безопасность и надежность судовых котлов. – М.: "Транспорт", 1978.
3. Курт Иллиес. Судовые котлы. Сокр. пер. с нем.: В 3 т. – Л.: "Судостроение", 1964.
4. Милтон Д.Х., Лич Р.М. Судовые паровые котлы. Пер. с англ. – М.: "Транспорт", 1965.
5. Проектирование судовых парогенераторов. / Дементьев К.С., Романов В.А. и др. – Л.: "Судостроение", 1986.
6. Справочник по котельным установкам малой производительности. Роддатис К.Ф., Полгарецкий А.Н. – М.: "Энергоиздат", 1989.
7. Хряпченков А.С. Судовые вспомогательные и утилизационные котлы. – Л.: "Судостроение", 1988.

УДК

Михайлов В.С.
КИВТ

ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ СУДОВОЖДЕНИЯ ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИНФРАКРАСНОГО ДИАПАЗОНА ДЛИН ВОЛН

На реках Украины Днепр, Южный Буг, Дунай, Днестр и в их эстуариях, в каналах Бугско-Днестровского лимана и в Керченском проливе для обеспечения безопасности интенсивного судоходства требуется непрерывное надежное определение местонахождения судов на всем пути плавания. Существующая система ограждений навигационными буями, береговыми маяками и створными знаками не всегда удовлетворяет таким требованиям, особенно при пониженной видимости и в ночное время.

Ненадежность существующей системы навигационного ограждения подтверждает статистика аварийности в этих районах. Так, по данным капитана Херсонского торгового морского порта на Херсонском морском канале (Днепро-Бугского лимана) и фарватере реки Днепр от устья реки до порта Херсон с 1980 по 1995 год произошло 40 аварийных случаев, из них 20 посадок на мель.

Отсутствие надежного навигационного ограждения вынуждает суда отказываться от плавания на этих участках в ночное время, что приводит к значительным простоям и убыткам, особенно при плавании больших морских судов в порты Николаев, Днепро-Бугский, Херсон, Белгород-Днестровский, Измаил. Поэтому существует необходимость разработки способов судовождения с помощью простых, надежных и недорогих навигационных средств, позволяющих обеспечить безопасность плавания в стеснённых районах.

Уровни развития и совершенствования научных разработок систем морской и речной навигации, работающих в СВЧ-диапазоне длин волн, и анало-

гичных разработок систем навигации инфракрасного диапазона длин волн, на современном этапе существенно отличаются. В последнее время за рубежом возрос интерес к использованию миллиметрового и инфракрасного диапазонов длин волн для решения задач ближней навигации, что связано с необходимостью дальнейшего улучшения основных технических характеристик систем навигации в целях повышения безопасности судоходства. Использование миллиметрового и инфракрасного диапазона длин волн, в частности, позволяет существенно снизить массу и габариты аппаратуры навигации, сократить время ее включения, повысить точность и разрешающую способность средств наблюдения в ближней зоне.

Наиболее перспективные квантовые генераторы работают на следующих длинах волн: 0,488 мкм (аргоновый лазер); 0,6328 мкм (гелий-неоновый лазер); 0,6943 мкм (рубиновый лазер); 0,84 – 0,9 мкм (полупроводниковый лазер на арсениде галлия), 1,06 мкм (лазер на стекле, активированный эрбием); 10,6 мкм (лазер на двуокиси углерода).

Высокая монохроматичность ($\Delta\lambda/\lambda_0=10^{-10}$, где $\Delta\lambda$ – ширина излучаемой генератором спектральной линии, а λ_0 – длина волны излучения, соответствующая максимуму спектральной линии), высокая направленность и поляризация излучения оптических квантовых генераторов позволяет добиться существенного преимущества средств навигации инфракрасного диапазона длин волн по основным точностным характеристикам над аналогичными средствами СВЧ-диапазона.

К основным преимуществам радионавигационных систем инфракрасного диапазона относятся:

Высокая разрешающая способность по направлению

В процессе измерения угловых координат судов возникает проблема, связанная с разрешением двух объектов, расположенных на одном расстоянии от РЛС и необходимостью обработки связанных с ними сигналов.

Разрешающая способность инфракрасных локаторов, как и РЛС СВЧ-диапазона, определяется шириной диаграммы направленности излучения на уровне половинной мощности.

Таким образом, по направлению могут быть разрешены два объекта, если угловые расстояния между ними $\Delta\theta$ не будут меньше диаграммы направленности излучения (угла расходимости излучения).

В таблице 1 представлены величины углов расходимости ряда оптических квантовых генераторов (ОКГ).

На основе данных, представленных в таблице 1, можно заключить, что разрешающая способность по направлению большинства средств наблюдения инфракрасного диапазона длин волн лежит в диапазоне 0,69 – 6,9 угловых минут, что фактически означает, по меньшей мере, ее десятикратное увеличение по сравнению с аналогичными средствами СВЧ.

Кроме того, высокая разрешающая способность по направлению с использованием направленных диаграмм позволяет избежать существенного влияния многолучевого распространения радиоволн и снизить маскирующее действие надстроек и мачт судна в процессе измерения навигационных параметров.

Таблица 1

Величины углов расходимости оптических квантовых генераторов

Тип ОКГ	Гелий-неоновый	Аргоновый	На двуокиси углерода	На рубине	Полупроводниковый
Угол расходимости, мрад	0,2-1	0,5-1	1-4	1	2

Высокая разрешающая способность по дальности

В импульсных локационных системах ширина импульса определяет минимальное расстояние между двумя объектами, расположенными в одном направлении, при котором они различаются отдельно.

Таким образом, с учетом расстояния от целей до лоатора их можно разделить, если характеризующие их отраженные сигналы (эхо-сигналы) имеют задержку по времени прихода, относительно опорного сигнала, величина которого не меньше длительности импульса $\tau_{и}$, или они расположены друг относительно друга по дальности на

$$\Delta R = \frac{c\tau_{и}}{2} [\text{км}].$$

Разрешающая способность по дальности может быть улучшена путем сокращения длительности импульса. Однако применение коротких импульсов в РЛС требует выделения более широкой полосы частот, что связано с возрастанием стоимости, массы и габаритов аппаратуры и зачастую неприемлемо, что, однако, может быть без особого труда достигнуто в инфракрасном диапазоне длин волн. В таблице 2 представлены величины длительностей импульсов оптических квантовых генераторов различных типов.

Таблица 2

Длительность импульсов оптических квантовых генераторов различных типов

Тип ОКГ	На рубине	На неодимовом стекле	На арсениде галлия	На алюминиево-иттриевом гранате
Длительность импульса, с	3×10^{-8}	$(2,5...3) \times 10^{-8}$	2×10^{-7}	2×10^{-8}

Данные, представленные в таблице 2, позволяют заключить, что разрешающая способность по расстоянию для большинства средств наблюдения с

передатчиками, работающими в ИК-диапазоне длин волн, лежит в диапазоне от 3-х до 30 метров, что фактически на порядок выше, чем в СВЧ-диапазоне.

Кроме того, существенное значение для обеспечения безопасности навигации имеет практическое устранение "мертвой" зоны, характерной навигационным РЛС сантиметрового диапазона.

Точность измерения дальности и направления

Инфракрасные системы, построенные на основе угломерно-дальномерного метода, позволяют обеспечить точность измерения дальности до цели со среднеквадратической ошибкой, лежащей в диапазоне от ± 5 до ± 20 м, при этом точность измерений фактически не зависит от дальности и ошибки оператора, что не характерно для аналогичных систем СВЧ-диапазона.

Точность измерения направления в инфракрасных системах существенно зависит от диаграммы направленности излучения и для большинства ОКГ лежит в диапазоне от 0,3 до 3 угловых минут, что на один-два порядка выше, чем в аналогичных системах СВЧ-диапазона.

Таким образом, в результате вышеизложенного можно заключить, что разработка и внедрение средств ИК-диапазона длин волн позволит существенно повысить точность и достоверность измерений навигационных параметров в оптических навигационных системах, и в комплексной взаимосвязи с существующими системами радионавигации обеспечить безопасность судовождения.

УДК 621.431.74.004.13.001.2

Ручкин Ю.Н., Конаков А.Г.
ГИИВТ

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ УНИВЕРСАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИ ВЫБОРЕ ГЛАВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Универсальные характеристики выбираемых главных двигателей позволяют оценить их технико-экономические показатели при работе на любых эксплуатационных режимах.

Известно, что режим работы двигателя характеризуется нагрузкой и частотой вращения, а также законами изменения нагрузки, частоты вращения и других параметров дизеля. Нагрузка дизеля оценивается значениями среднего индикаторного или среднего эффективного давлений, а иногда – величинами цикловой подачи или часового расхода топлива. При данной частоте вращения нагрузка двигателя определяется мощностью или крутящим моментом. Универсальная характеристика дизеля определяет собой систему

линий с постоянными значениями одного или нескольких параметров, построенных в координатах нагрузка – частота вращения вала.

Для объективного сопоставления показателей рассматриваемых дизелей их универсальные характеристики целесообразно представлять в относительных координатах, например, частоты вращения и эффективной мощности $\bar{n} - \bar{N}_e$. Величины \bar{n} и \bar{N}_e находятся из соотношений $\bar{n} = n / n_n$ и $\bar{N}_e = N / N_{ен}$, в которых n, N_e – текущие значения соответственно частоты вращения и эффективной мощности дизеля; $n_n, N_{ен}$ – номинальные значения тех же показателей. Текущее значение мощности N_e может быть выражено через коэффициент использования мощности $\bar{K}_{умi}$:

$$\bar{K}_{ум} = \frac{\sum_{i=1}^n N_{ei} \xi_i}{N_{ен}},$$

где $N_{ен}$ – номинальная мощность главного двигателя;

N_{ei} – мощность на i -м режиме;

ξ_i – коэффициент средней наработки на i -м режиме, $\xi_i = \tau_i / \tau$;

τ_i – время работы на i -м режиме;

τ – суммарное время работы на всех режимах.

В абсолютных величинах $N_e = \bar{K}_{умi} N_{ен}$, в относительных величинах (при $\bar{N}_{ен} = 1$) $\bar{N}_e = \bar{K}_{умi}$.

Относительные координаты позволяют на одном графике совмещать универсальные характеристики дизелей, имеющих различный рабочий диапазон частоты вращения вала, и тем самым делать необходимые оценки и обобщения при выборе главных двигателей.

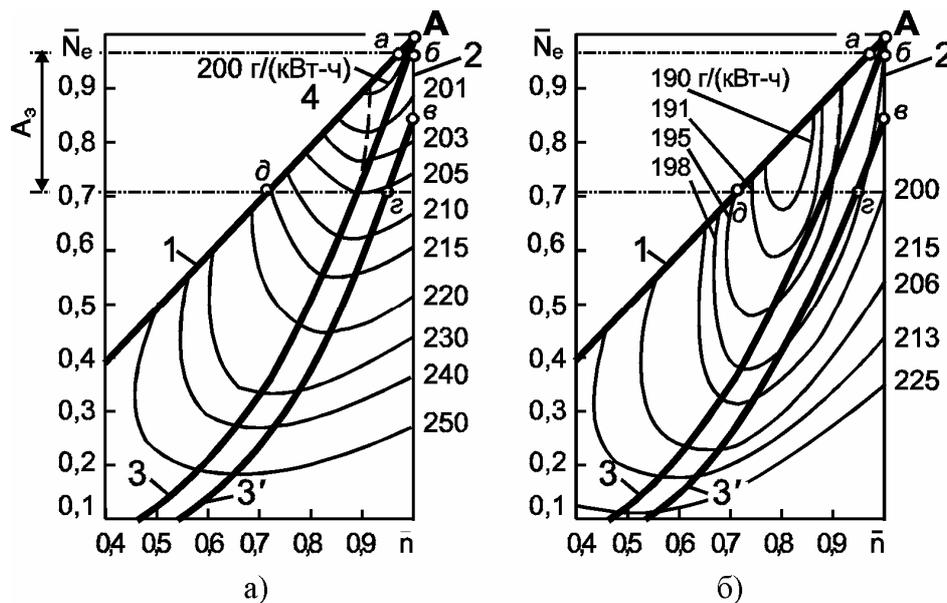


Рис. 1. Оценка топливной экономичности по универсальным характеристикам при выборе главного двигателя: а) дизель 6СН20/26; б) дизель 6СН22/24

При оценке топливной экономичности дизелей целесообразно использовать универсальные характеристики по удельному эффективному расходу топлива b_e , считая этот показатель критерием оптимальности при условии $b_e \rightarrow \min$. Для примера на рис. 1 в относительных координатах $\bar{n} - \bar{N}_e$ приведены универсальные характеристики дизелей 6ЧН20/26 и 6ЧН22/24, возможных к установке в качестве главного двигателя на морском лесовозе. Здесь же на каждом графике указана точка А номинального режима, приведены ограничительная 1 и регуляторная 2 характеристики дизеля, обозначена зона A_3 характерных эксплуатационных нагрузок главного двигателя заданного судна; нанесены винтовые характеристики: 3 номинальная и 3' – соответствующая гидродинамически лёгкому гребному винту с учётом запаса мощности главного двигателя 15 %.

При сопоставлении вариантов необходимо обращать внимание на взаимное расположение области минимальных удельных расходов топлива $b_{e_{\min}}$ и линий $b_e = \text{const}$ универсальной характеристики каждого из рассматриваемых дизелей и области а-б-в-г-д вероятных эксплуатационных режимов лесовоза. Из рис. 1, а следует, что у дизеля 6ЧН20/26 область $b_{e_{\min}} = 200$ г/кВт·ч соответствует режимам, близким к номинальному, эти же режимы являются наиболее экономичными по расходу топлива. По мере утяжеления винтовой характеристики в процессе эксплуатации судна при фиксированном значении мощности удельный расход топлива будет сначала уменьшаться (до линии 4), а потом увеличиваться.

Универсальная характеристика дизеля 6ЧН22/24 (рис. 1, б) лучше, чем в предыдущем случае, согласуется с областью а-б-в-г-д. Конфигурация линий $b_e = \text{const}$ такова, что, например, при изменении водоизмещения судна в процессе эксплуатации расход топлива главного двигателя, работающего по соответствующей винтовой характеристике, изменяется незначительно. Кроме того, область $b_{e_{\min}} = 198$ г/кВт·ч располагается левее номинальной винтовой характеристики, чем обеспечивается резерв экономии топлива при гидродинамическом утяжелении гребного винта.

Согласование универсальной характеристики дизеля и винтовой характеристики следует считать наилучшим с точки зрения топливной экономичности, если область $b_{e_{\min}}$ совпадет с областью вероятных эксплуатационных режимов главного двигателя. В тех случаях, когда указанные области не совпадают, согласование может быть достигнуто за счёт изменения параметров элементов пропульсивного комплекса: двигатель - движитель - передача - корпус судна.

Главный двигатель, как правило, принимается в состоянии поставки и его характеристики считаются заданными. В случае неблагоприятного согласования для повышения эксплуатационной топливной экономичности двигателя необходимо целенаправленно скорректировать конфигурацию универ-

сальной характеристики по удельному расходу топлива. Эту корректировку можно осуществить путём соответствующей настройки дизеля, связанной с поиском оптимальной комбинации значений параметров рабочего процесса в цилиндрах, системах наддува и топливоподачи [1, 2].

Согласование за счёт движителя при винте фиксированного шага (ВФШ) может быть реализовано путём корректировки его параметров; возможности такой корректировки, как известно, являются весьма ограниченными.

Наиболее естественно может быть выполнено согласование с винтом регулируемого шага (ВРШ), который лишь незначительно уступает эквивалентному ВФШ по КПД при полной расчётной нагрузке. На судах, главные двигатели которых большую часть времени работают на частичных режимах, использование ВРШ вполне оправдано. Работа двигателя в области, близкой к минимуму расхода топлива по универсальной характеристике, может быть обеспечена путём регулирования шага винта. На возможное при этом снижение КПД винта, а с ним и КПД пропульсивного комплекса, реагирует система автоматического регулирования, объединяющая регулятор двигателя и механизм изменения шага винта. В задачу этой системы входит определение оптимального по расходу топлива соотношения КПД винта, которое обусловлено его шагом и частотой вращения, и нагрузки двигателя при выбранной частоте вращения. Система автоматического регулирования при получении сигнала о требуемой нагрузке оптимизирует условия, обеспечивает мощность при минимальном расходе топлива [3].

Рассмотренное выше согласование винтовой характеристики с универсальной за счёт движителя одновременно можно считать согласованием за счёт передачи – прямой с винтом регулируемого шага. Подобной возможностью обладают и другие передачи, обеспечивающие как изменяемость передаточного отношения, так и трансформацию передаваемого момента. К ним относятся, в частности, передачи с гидротрансформаторами, объёмные гидравлические передачи, многоскоростные зубчатые редукторы, электрические и комбинированные передачи.

Обеспечение оптимальных по топливной экономичности параметров пропульсивного комплекса в реальных условиях плавания – одна из основных задач проектирования и эксплуатации судна.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ручкин Ю.Н. Выбор и настройка главных двигателей с учётом условий эксплуатации судна. // Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив – М., 1980. – С. 121 – 122.
2. Ручкин Ю.Н. К вопросу о выборе и настройке главных судовых двигателей с учётом эксплуатационных факторов // Сб. тр. / Горьк. ин-т инж. водн. тр. – Горький, 1977. – Вып. 153. – С. 25 – 32.

3. Ржепецкий К.Л., Рихтер А.А. Дизель в судовом пропульсивном комплексе. – Л.: Судостроение, 1978. – 253 с.

УДК 621.431.74.004.13

Семёнов В.С.

ОГМУ

ПЕРИОД ЗАДЕРЖКИ САМОВОСПЛАМЕНЕНИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

На протяжении двадцатого столетия наряду с развитием двигателестроения проводились научные исследования в одной из важнейших областей теории ДВС – самовоспламенение и сгорание топлива в цилиндре. Можно отметить два основных направления в изучении этой проблемы: создание теоретических моделей всех стадий сгорания, включая предпламенные процессы, и последующей их апробации на лабораторных установках и второе направление – построение эмпирических формул на основе опытных данных.

На сегодняшний день наибольшую известность приобрели формулы Н.В. Швигельского, А. Пишенгера, Г. Ситкея, Н.В. Иноземцева-Вольфера, А.И. Толстова (в двух редакциях), В.С. Семенова. Существующий арсенал формул для определения τ_i , не может быть рекомендован для практических расчетов рабочего процесса дизеля по причине высоких и, главное, непредсказуемых погрешностей. Необходимо создание усовершенствованной методики расчета τ_i , которая будет базироваться на обобщении опытных данных только по современным ДВС в широком диапазоне диаметров цилиндра D_c , частоты вращения n , давления наддува p_S и др.

В исследовании был обобщен массив данных, который насчитывал более 140 экспериментов, выполненных на 10 двигателях, характеристики которых приведены в таблице.

В любом двигателе с газотурбинным наддувом изменение частоты вращения (или средней скорости поршня C_m) приводит к изменению давления наддува p_S и, следовательно, к изменению p_1 и T_1 (далее p_1 и T_1 – давление (МПа) и температура (К) в момент начала подъема иглы форсунки). Такое комплексное влияние C_m на τ_i , можно обнаружить на любом режиме, кроме нагрузочной характеристики. Обработка опытных данных показала, что на двигателях разных классов и широком диапазоне C_m (до $0,25 C_{mном}$) сохраняется линейная логарифмическая зависимость с показателем $n = -1$, откуда вытекает, что

$$\eta = C/C_m,$$

где C – постоянная для данного двигателя. Однако средняя скорость поршня оказывает не только комплексное влияние через p_S , но и непосредственное при сохранении неизменным p_1 и T_1 . Еще в ранних экспериментах, выпол-

ненных на имитирующих цилиндр установках, было обнаружено четкое влияние n кулачкового вала на τ_i . А.И. Толстов впервые ввёл поправку на величину n :

$$B = 210^{-4}(1 - 1,610^{-4}n).$$

Таблица

Марка двигателя	D , м	S , м	n , мин ⁻¹	C_m м/с	$i \cdot dc$, мм	Φ_n , ПКВ	p_0 , МПа	p_{max} , МПа	$q_{ц}$, Г	условные обозначения
9 RD90	0,9	1,55	119	6,15	10×0,9	28	27	70	43,5	▽
909 S	0,9	1,6	122	6,5	10×0,9	23	40	88	45,5	○
6RD76	0,76	1,55	119	6,15	10×0,75	22	27	62	32,5	+
C758S	0,75	1,32	132	5,8	10×0,65		40		40,0	◇
10K45GF	0,45	0,9	227	6,8	2×4×0,68		25	55	10,6	△
18 PC2.2V-400	0,4	0,40	520	7,97	10×0,6	36	24	100	6,3	○
ZL 40/48	0,4	0,48	530	8,48			32	80	6,8	▽
6 ДР 30/50	0,3	0,5	300	5,0	8×0,35	20	22	31	1,0	●
6S275L	0,275	0,36	412	4,94	6×0,3	25	23	45	0,765	∅
SKL 26/20	0,2	0,26	1000	8,66	8×0,35		35	60		□
T 112 с Sö	0,19	0,22	900	6,6	8×0,35		25	55		◇
ЧН 18/20	0,18	0,2	1800	12,0						×

Для ВОД, например, $n_{ном} = 2000$ мин⁻¹, эта зависимость эквивалентна $1/\sqrt[4]{n}$, а для МОД с $n = 100$ мин⁻¹ влияние n ничтожно мало и эта поправка ничего не уточняет.

Из всего массива опытных данных определено, что

$$P_1 = C \cdot C^{1.25} \cdot m. \quad (1)$$

В общем случае $\tau_i = C_1 \cdot p^{n_1} \cdot C_m^{n_2}$ и, если использовать (1), то

$$\tau_i = C_2 \cdot C_m^{1,25n_1} \cdot C_m^{n_2} = C_2 \cdot C_m^{1,25n_1+n_2}.$$

В массиве экспериментальных данных мы располагаем данными τ_i , по нагрузочной характеристике, на которой $C_m = idem$, а обработка показала, что

$$\tau_i = C_3 \cdot p_1^{-0,28}.$$

Таким образом, учитывая обратную пропорциональность C_m при комплексном влиянии, можем записать следующее уравнение для определения показателя n_2 :

$$1,25n_1 + n_2 = 1.$$

Если подставить в это уравнение $n_1 = -0,28$, то $n_2 = -0,65$. Полученный показатель хорошо согласуется с результатами специального эксперимента,

выполненного в лаборатории ДВС ОГМУ на двигателе 6ДР30/50, на котором один цилиндр был оборудован автономным наддувом, и можно было установить режим $p_s = idem$ при $C_m = varia$. В четырех сериях этого эксперимента при вариации T_s на выходе 303 К, 311 К, 330 К, 373 К показатель при C_m равнялся $n_2 = -0.62$.

Имея значение n , можно искать показатель n во втором приближении, обработав опытные данные в координатах $\ln \tau_i C_m^{0.65} - \ln p_1$ (рис. 1).

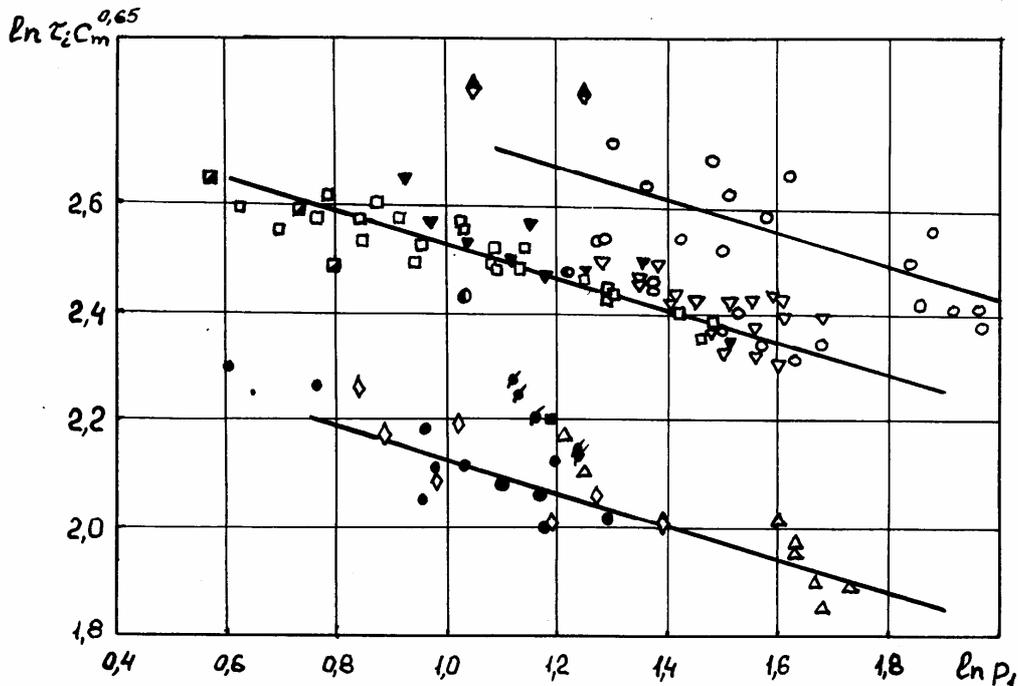


Рис. 1. Зависимость τ_i от давления в цилиндре в момент начала впрыска топлива.

Как видно, зависимость, τ_i от p_1 , что и следовало ожидать, одина в относительном n изменении τ_i (одинаковый наклон логарифмических прямых) и различна по уровням для разных групп двигателей. После этого этапа обработки зависимость периода задержки самовоспламенения представляется в виде

$$\tau_i = \frac{A}{p_1^{0,3} C_m^{0,65}},$$

причем постоянная A определяется из рис. 1, а обобщение зависимости A от максимального давления впрыска топлива перед форсункой на номинальном режиме

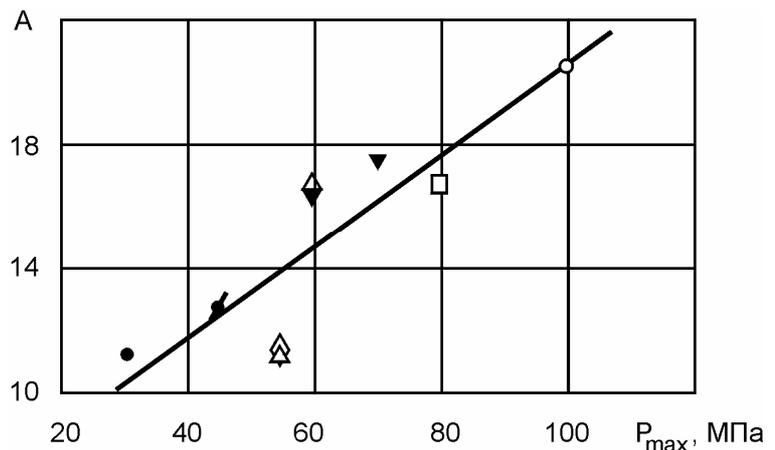


Рис. 2. Обобщение τ_i от максимального давления топлива перед форсункой на номинальном режиме.

перед форсункой на номинальном режиме p_{max} на рис. 2.

Анализ других первичных параметров (представленных в таблице) положительных результатов не дал. Наиболее вероятна зависимость

$$A = 6 + 0,145 \cdot \rho_{\max_{\text{НОМ}}}$$

В настоящее время совсем не исследовано влияние таких факторов, как диаметр сопла форсунки, его длина, профиль кулака топливного насоса, расстояние факела распыленного топлива от нагретых поверхностей цилиндра, качества процесса распыления топлива. Трудоемкость таких исследований, их огромная стоимость не позволяют думать об их осуществлении в ближайшее время. Вероятно, эти данные будут накапливаться постепенно и позволят в будущем выполнить обобщения, а пока, обобщающим параметром оказалось давление $\rho_{\max_{\text{НОМ}}}$. Вероятно этому можно найти объяснение, так как $\rho_{\max_{\text{НОМ}}}$ зависит от диаметра сопла d_c , профиля кулака, от p_{\max} зависит характеристика распыления топлива, т.е. этот параметр объединяет многие влияния вышеприведенных факторов.

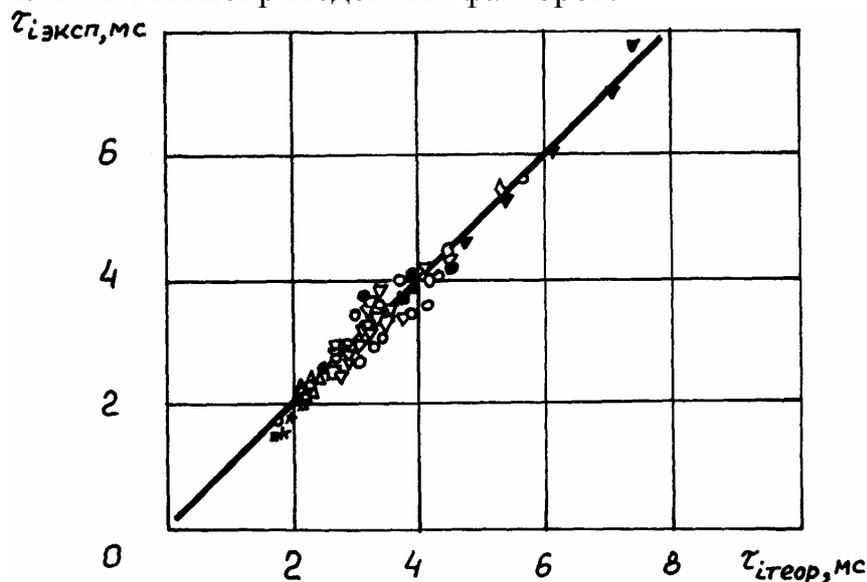


Рис. 3. Сравнение опытных данных с расчетом по формуле (2).

Для определения степенной температурной зависимости, которая удовлетворяла бы эксплуатационным условиям, нами были использованы результаты экспериментов на двигателе Šcoda без охлаждения наддувочного воздуха, 6ДР30/50, где температура воздуха достигала 373 К, на двигателе 9RD90 с

выключенным воздухоохладителем. Результаты графического анализа этих данных позволяют предложить степенную зависимость с показателем $n_3 = -0,73$. Вид новой формулы, таким образом, сводится к выражению

$$\tau_i = \frac{131(6 + 0,145\rho_{\max_{\text{НОМ}}})}{\rho_1^{0,3} C_m^{0,65} T_1^{0,73}} \quad (2)$$

На рис. 3 приведен иллюстративный материал, который характеризует плотность расположения экспериментальных точек по десяти двигателям в диагональном графике. По оси ординат отложены экспериментальные значе-

ния τ_i , а по оси абсцисс – расчетные. Отклонение от диагонали характеризует погрешность расчетной формулы. На графике выложено не более 30 % точек, так как из-за плотности расположения они на нём не размещаются.

Расчетную формулу (2) можно записать в другом виде. Учитывая что

$$\begin{aligned} p_1 &= p_a \varepsilon_1^{n_1} \approx p_s \varepsilon_1^{n_1}; \\ T_1 &= T_a \varepsilon_1^{n_1-1} \approx T_s \varepsilon_1^{n_1-1}; \\ p_1^{0,3} T_1^{0,73} &= p_s^{0,3} T_s^{0,73} \varepsilon_1^{0,68}, \end{aligned}$$

то

$$\tau_i = \frac{131(6 + 0,145 p_{\max_{\text{ном}}})}{p_s^{0,3} T_s^{0,73} C_m^{0,65} \varepsilon_1^{0,68}},$$

где ε_1 – действительная степень сжатия в момент начала впрыска.

Полученная формула (2) и ее модификация применимы при расчетах рабочего процесса по однозонным и двухзонным математическим моделям сгорания, разработанным автором [1], и позволяют уточнить начальную стадию тепловыделения в цилиндре двигателя (начало действительного сгорания, накопление топлива в цилиндре за период τ_i , скорость топливовыделения до ее первого максимума).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

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

УДК 621.431.74

Конаков Г.А., Памбу Эммануэль Ж.А.

ОГМА

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ ВЫПУСКНЫХ ГАЗОВ В СИЛОВОЙ ТУРБИНЕ АДИАБАТНОГО ДИЗЕЛЯ

В последние годы все большую популярность приобретает идея создания так называемого адиабатного дизеля, у которого не было бы непроизводительных потерь тепла в систему охлаждения.

Радикальное уменьшение потерь тепла в систему охлаждения можно получить, лишь используя специальные, с низкой теплопроводностью, материалы при изготовлении цилиндра поршневой группы. Однако простое блокирование теплопередачи через стенки еще не приводит к росту индикаторного КПД дизеля. При этом происходит лишь перераспределение тепловых потоков и несколько возрастают потери тепла с выпускными газами. Срабо-

тывание увеличенной энергии выпускных газов в турбине позволяет повысить эффективный КПД дизеля теоретически до 60%.

В судовых дизелях принцип адиабатности пока не получил распространения ввиду сложности изготовления крупных деталей цилиндро-поршневой группы из материалов с низкой теплопроводностью (керамики). Однако, для судовых дизелей все чаще используют силовые турбины как средство повышения топливной экономичности дизеля. Применение силовой турбины позволяет повысить эффективный КПД дизеля примерно на 3-4%.

В качестве предельного значения экономичности дизеля может быть принята топливная экономичность дизеля, в котором процессы сжатия и расширения протекают по адиабатам, т.е. цикл является псевдоидеальным, с силовой турбиной.

Под псевдоидеальным циклом будем понимать цикл, в котором:

- рабочим телом является смесь реальных газов (воздух и остаточные газы, продукты сгорания и воздух) переменного состава и количества, изменяющиеся в процессе сгорания и при смене заряда;
- теплоемкость газов переменная;
- сгорание топлива полное и происходит условно по смешанному циклу;
- максимальное давление цикла такое же, как и в действительном цикле;
- процессы сжатия и расширения происходят адиабатно и без утечек газов через неплотности цилиндра;
- процесс очистки цилиндра от выпускных газов заменен выпуском газов при постоянном объеме в конце расширения;
- параметры и состав газов в начале хода сжатия такие же, как в действительном цикле.

В псевдоидеальном цикле учитывается только один вид потерь теплоты (с выпускными газами) – неизбежная отдача ее холодному источнику в соответствии со вторым законом термодинамики.

Доля теплоты, превращенная в работу псевдоидеального цикла, оценивается адиабатным КПД η_α . Адиабатный КПД не зависит от схемы дизеля с наддувом и равен отношению количества теплоты, обращенной в работу, к теплоте, подведенной для ее совершения.

Для адиабатного КПД имеется достаточно строгое математическое соотношение, которое не затрудняет его вычисление:

$$\eta_\alpha = R_s \frac{\alpha G_0}{Q_H} \left[\frac{m_T T_z}{K_2 - 1} (K_2 - \delta^{1-k_2}) - \left(\lambda T_c + \frac{T_c - T_a}{K_1 - 1} \right) \right], \quad (1)$$

где T_a, T_c, T_z – температуры в начале и в конце сжатия, горения, К;

K_1, K_2 – показатели адиабат сжатия и расширения;

λ – степень повышения давления;

δ – степень последующего расширения;

m_T – коэффициент увеличения массы заряда;
 Q_H – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;
 G_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива;

α – коэффициент избытка воздуха;

R_S – газовая постоянная, кДж/кг.

Адиабатный КПД можно оценить по его графическим [1], или аппроксимирующим графическим [2] зависимостям от степени сжатия, степени повышения давления и коэффициента избытка воздуха.

Зная часовой расход топлива дизелем B_r , кг/ч и его механический КПД η_m , можно определить эффективную мощность псевдоидеального цикла

$$N_{ea} = \frac{B_r Q_H \eta_m \eta_a}{3600}, \quad (2)$$

Для оценки эффективности использования выпускных газов в силовой турбине адиабатного дизеля при последовательном её присоединении к газо-выпускному тракту, необходимо знать температуру и давление газов перед и за турбиной турбокомпрессора.

Температура газов перед турбиной турбокомпрессора определяется по формуле:

$$T_T = \frac{X_{ra} Q_H + T_S \alpha_\Sigma G_0 C_{ps}}{(1 + \alpha_\Sigma G_0) C_{pr}}, \quad (3)$$

где X_{ra} – доля теплоты, уходящая с выпускными газами;

T_S – температура воздуха перед цилиндром, К;

$\alpha_\Sigma = \alpha \varphi_a$ – суммарный коэффициент избытка воздуха;

φ_a – коэффициент продувки;

C_{ps} , C_{pr} – средние удельные изобарные теплоемкости чистого воздуха и смеси газов в выпускном коллекторе, кДж/(кг·К).

Доля теплоты, уходящая с выпускными газами, определяется по внутреннему тепловому балансу адиабатного цикла:

$$X_{ra} = 1 - \eta_a - X_{H\delta}, \quad (4)$$

где $X_{H\delta}$ – величина несовпадения теплового баланса, которая может быть принята 0.01-0.03.

При известных степени повышения давления в компрессоре π_k , общем КПД турбокомпрессора $\eta_{тнк}$ и коэффициенте, учитывающем увеличение массового расхода газа в связи с расходом топлива $\beta = 1 + \frac{1}{\alpha_\Sigma G_0}$, степень повышения давления газов в турбине турбокомпрессора определяется по формуле

$$\pi_T = \frac{1}{\left(\frac{\frac{K-1}{K_T} \cdot \frac{K_T}{K_T-1}}{1 - \frac{\pi_K^K - 1}{\tau_T \beta \eta_{ТНК}}} \right)^{\frac{K_T}{K_T-1}}}, \quad (5)$$

где K, K_T – показатели адиабат сжатия воздуха в компрессоре и расширения газов в турбине;

$$\tau_T = \frac{K_T}{K_T-1} \cdot \frac{K-1}{K} \cdot \frac{R_T}{R_S} \cdot \frac{T_T}{T_0}; \quad R_T \approx R_S;$$

T_0 – температура воздуха перед компрессором, К.

Считая процесс расширения газов в турбине турбокомпрессора адиабатным, по зависимости

$$\pi_T = \frac{p_T}{p_{0T}} = \left(\frac{T_T}{T_{0T}} \right)^{\frac{K_T}{K_T-1}} \quad (6)$$

можно определить температуру газов за турбиной T_{0T} и, если известно p_T , которое можно принять $p_T \approx 0.85p_s$, где p_s – давление воздуха в ресивере, давление газов за турбиной p_{0T} .

Эффективность использования теплоты выпускных газов в силовой турбине определяется снижением расхода топлива дизелем при его работе с силовой турбиной

$$\Delta B_{rc} = B_r - B_{rc}, \quad (7)$$

где B_{rc} – часовой расход топлива при работе дизеля с силовой турбиной, кг/ч;

ΔB_{rc} – величина снижения расхода топлива при работе дизеля с силовой турбиной.

Оценку снижения расхода топлива при работе дизеля с силовой турбиной можно произвести в предположении, что мощность дизеля при его работе без силовой турбины и с силовой турбиной неизменна, т.е.

$$N_{ea} = N_{eac} + N_{TcD}, \quad (8)$$

где N_{ea} – мощность адиабатного дизеля на рассматриваемом режиме при его работе без силовой турбины, кВт.

N_{eac} – мощность адиабатного дизеля при его работе с силовой турбиной, кВт;

N_{TcD} – мощность силовой турбины, переданная на вал дизеля, кВт.

Мощность дизеля при его работе с силовой турбиной будет

$$N_{eac} = N_{ea} - N_{TcD} \quad (9)$$

или в относительном виде

$$\frac{N_{eac}}{N_{ea}} = 1 - \frac{N_{TcD}}{N_{ea}}.$$

Обозначим относительную мощность силовой турбины

$$\delta_{TC} = \frac{N_{TC}}{N_{ea}},$$

где $N_{TC} = \frac{N_{TcD}}{\eta_{pTC}}$ – мощность силовой турбины, кВт;

η_{pTC} – КПД редуктора передачи мощности силовой турбины на вал дизеля.

Мощность силовой турбины определяется по параметрам выпускных газов за турбиной турбокомпрессора

$$N_{TC} = G_T H_{TC} \eta_{TC}, \quad (10)$$

где G_T – секундный расход газов через турбину, кг/с;

H_{TC} – адиабатный напор турбины, кДж/кг;

η_{TC} – КПД силовой турбины.

После подстановок и преобразований предыдущих формул

$$\frac{N_{TcD}}{N_{ea}} = \eta_{pTC} \delta_{TC}$$

и

$$\frac{N_{eac}}{N_{ea}} = 1 - \eta_{pTC} \delta_{TC}.$$

Относительная мощность дизеля при его работе с силовой турбиной может быть выражена через относительный часовой расход топлива

$$\frac{N_{eac}}{N_{ea}} = \frac{\eta_{eac}}{\eta_{ea}} \cdot \frac{B_{rc}}{B_r} = \frac{\eta_{ac}}{\eta_a} \frac{\eta_{mc}}{\eta_m} \frac{B_{rc}}{B_r},$$

где η_{ea}, η_{eac} – эффективный КПД псевдоидеального дизеля при его работе без силовой турбины и совместно с силовой турбиной;

η_a, η_{ac} – адиабатный КПД дизеля при тех же условиях его работы;

η_m, η_{mc} – механический КПД дизеля при работе без силовой турбины и совместно с силовой турбиной.

Для дизелей, работающих по винтовой и нагрузочной характеристикам, относительная величина механического КПД определяется зависимостью [2]

$$\frac{\eta_{mc}}{\eta_m} = \frac{1}{\eta_m + \frac{N_{ea}}{N_{eac}} \left(\frac{n_c}{n}\right)^\beta (1 - \eta_m)},$$

где n – частота вращения вала дизеля при его работе без силовой турбины, об/мин;

n_c – частота вращения вала дизеля при его работе с силовой турбиной, об/мин;

$\beta = \left(1 + 2 \frac{n_c}{n}\right) \frac{n_c}{3n}$ – показатель степени, характеризующий кривизну характеристики механических потерь.

После соответствующих преобразований выражения снижения расхода топлива дизелем при его работе с силовой турбиной получим относительную величину расхода топлива дизелем при его работе с силовой турбиной

$$\frac{B_{rc}}{B_r} = \frac{\eta_a}{\eta_{ac}} \left[\eta_m (1 - \eta_{pTC} \delta_{TC}) + (1 - \eta_m) \left(\frac{n_c}{n}\right)^\beta \right], \quad (11)$$

в которой при расчетах с достаточным приближением можно полагать $\eta_a \approx \eta_{ac}$.

Эффективность использования теплоты выпускных газов в силовой турбине определяется как

$$\Delta B_{rc} = \left(1 - \frac{B_{rc}}{B_r}\right) 100\%. \quad (12)$$

В качестве примера расчета эффективности использования теплоты выпускных газов в силовой турбине псевдоидеального дизеля в табл. 1 приведены результаты расчета на различных нагрузках основных показателей цикла, рассматриваемого как идеальный, дизеля 6ЧН 25/34., имеющего следующие данные: $N_e = 397$ кВт при $n = 500$ об/мин; $\eta_m = 0.87$; $\alpha_\Sigma = 2.1$; $\eta_{TKH} = 0.59$. Топливо $Q_H = 41863$ кДж/кг; $G_0 = 14.34$ кг/кг; $B_r = 92.5$ кг/ч, $b_c = 0.233$ кг/кВт·ч.

Из табл. 1 нетрудно видеть, что при псевдоидеальном цикле удельный расход топлива дизелем снижается примерно на 18%.

В таблице 2 дано сравнение использования теплоты выпускных газов в силовой турбине при $\eta_{TC} = 0.82$ и $\eta_{pTC} = 0.92$ и дизеля GRH25/34 на различных режимах нагрузки при псевдоидеальном цикле (числитель) и индикаторном процессе (знаменатель).

Сопоставляя расчетные величины табл. 2, можно полагать, что использование “адиабатности” цикла повышает экономичность дизеля GRH 25/36 на 18%, а при работе с силовой турбиной – на 26%. Диапазон экономичных ре-

жимов работы, использования силовой турбины при псевдоидеальном цикле дизеля, значительно расширяется.

Предлагаемый метод оценки эффективности эксплуатации дизеля по его возможному псевдоидеальному циклу и утилизации тепловых потерь выпускных газов в силовой турбине позволяет наметить реальные пути повышения топливной экономичности дизеля.

Таблица 1

Расчетные по нагрузочной характеристике параметры псевдоидеального цикла дизеля 6ЧН 25/34

Параметры	Обозн.	Ед. изм.	Нагрузки дизеля, %			
			25,0	50,3	85,5	100
Адиабатный КПД	η_a		0,454	0,484	0,528	0,520
Эффективная мощность псевдоидеального цикла	N_{ea}	кВт	119,4	223,5	413,6	486,6
Доля теплоты, уходящая с выпускными газами	$X_{га}$		0,528	0,492	0,479	0,462
Температура газов перед турбиной турбокомпрессора	T_T	К	686,3	769,6	892,3	914,5
Степень повышения давления в турбокомпрессоре	π_T		1,036	1,124	1,245	1,369
Температура газов за турбиной турбокомпрессора	T_{0T}	К	683,2	747,1	844,3	844,5
Давление газов за турбиной турбокомпрессора	p_{0T}	кПа	102,0	104,1	105,6	107,0

Таблица 2

Сравнение эффективности использования выпускных газов дизеля 6ЧН 25/34 в силовой турбине при псевдоидеальном цикле (числитель) и индикаторном процессе (знаменатель).

Нагрузка %	N_e кВт	B_T кг/ч	N_{Tc} кВт	N_{TcD} кВт	N_{ec} кВт	B_{Tc} кг/ч	ΔB_T кг/ч	ΔB_T %
100	486.6	92.50	51.83	47.68	43892	84.61	7.89	8.5
	397.0	42.50	6.37	5.87	39113	91.30	1.19	1.29
85,5	413.6	78.15	32.29	29.70	38389	74.31	4.84	6.1
	338.9	79.15	4.50	4.14	334.76	78.15	1.00	1.26
50,3	223.5	51.30	12.53	11.52	21198	49.25	2.05	4.0
	203.5	51.30	2.24	2.06	20144	50.69	0.61	1.19
25,0	119.4	35.38	6.93	6.38	113.02	34.17	1.21	3.42
	105.0	35.38	0.38	0.035	104.64	35.38	—	—

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Конаков Г.А., Памбу Э.Ж.А. Аппроксимация графических функций для определения адиабатного КПД дизеля. //Судовая энергетика. – 1994. – № 2. – С. 31-33.
2. Конаков Г.А., Кирющенко А.М. Оценка теплоэнергетических показателей судовых дизелей. //Судовая энергетика, – 1994. – № 1. – С. 17-20.
3. Портнов Д.А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. – М.: Машгиз, 1963. – 639 с.

*УДК*Сербин С.И.
УГМТУ**ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПЛАЗМОХИМИЧЕСКИХ СИСТЕМ ДЛЯ КАМЕР СГОРАНИЯ СУДОВЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Повышение термодинамических параметров, увеличение технического ресурса и надежности, улучшение массогабаритных и экологических показателей судовых энергетических установок вызывает необходимость дальнейшего совершенствования процессов горения различных углеводородных топлив. Разрабатываемые в настоящее время способы улучшения этих характеристик связаны со значительным усложнением схем и конструкций, поэтому поиск альтернативных решений и выбор направлений их совершенствования нуждаются в специальных теоретических и экспериментальных исследованиях.

Одним из методов повышения эффективности использования органического сырья в судовых энергетических установках является метод плазмохимической интенсификации горения. Он основан на взаимодействии струи низкотемпературной воздушной плазмы, генерируемой плазмотроном постоянного тока, с топливом. В результате теплового, кинетического и турбулентного воздействия вспомогательного плазменно-топливного факела интенсифицируются процессы испарения и смесеобразования, а также окисления основного топлива в камере сгорания, изменяются характеристики тепловыделения, повышается коэффициент полноты сгорания, снижается токсичность выхлопных газов.

Плазмохимическая технология может быть осуществлена с помощью плазменных воспламенителей, плазмохимических реакторов, плазменно-топливных форсунок, плазмохимических модулей и горелок [2, 3]. Наиболее универсальным элементом является плазмохимический реактор (ПХР) – устройство, обеспечивающее ввод в зоны подготовки и горения высокорезакционных частиц, получаемых в результате реагирования топлива с воздушной плазменной струей. Воздух в ПХР нагревается до плазменных температур (2000–4000 К) в результате теплообмена с электрической дугой 5, горящей

между катодом 1 с термоэмиссионной вставкой 2 и анодом 7 (рис. 1). В плазменную струю подмешивается топливо 6 и в канале выходного сопла происходят плазмохимические реакции, продукты которых, содержащие, наряду со стабильными высокорекреационными компонентами H_2 и CO , радикалы и другие химически активные частицы, с высокой скоростью истекают в камеру сгорания и инициируют

Рис. 1. Схема плазмохимического реактора.

горение основного топлива. Воздух, а в ряде случаев защитный газ, подводятся в электродуговую камеру плазменного генератора по каналам 4 и 3.

Устройства для осуществления плазмохимического воздействия могут применяться не только в качестве элемента камеры сгорания, но и для интенсификации ряда процессов, включающих подвод тепла к рабочему телу и отдельным элементам установки. Отметим, что улучшение пусковых характеристик СЭУ и подготовки горючих смесей, а также повышение эффективности сжигания топлив и воздействие на продукты сгорания достигается с помощью близких по параметрам плазменных систем. Рассмотрим их интенсифицирующее воздействие на рабочий процесс в камерах судовых газотурбинных двигателей.

При разработке математической модели химически реагирующих потоков в газотурбинной камере с учетом плазмохимических превращений учтено, что она должна содержать ряд моделей наиболее важных физических и химических процессов: смесеобразования, турбулентности, излучения, распада и слияния капель жидкого топлива, испарения и кинетики горения.

Основные уравнения сохранения для многокомпонентной реагирующей газовой системы могут быть записаны в следующем виде [4, 6]:

- уравнение сохранения массы (неразрывности)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = \dot{\rho}^s; \quad (1)$$

- уравнение сохранения количества движения

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p - \nabla \left(\frac{2}{3} \rho \mathbf{k} \right) + \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \mathbf{F}^s + \rho \mathbf{g}; \quad (2)$$

- уравнение сохранения химических компонентов

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{u}) = \nabla \cdot \left[\rho D \nabla \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) \right] + \dot{\rho}_m^c + \dot{\rho}^s \delta_{m1}; \quad (3)$$

- уравнение сохранения внутренней энергии

$$\frac{\partial(\rho I)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} I) = -\rho \nabla \cdot \mathbf{u} - \nabla \cdot \mathbf{J} + \rho \varepsilon + \dot{\mathbf{Q}}^c + \dot{\mathbf{Q}}^s; \quad (4)$$

- уравнение переноса кинетической энергии турбулентности

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} k) = -\frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot \mathbf{u} + \frac{\sigma}{\nabla \mathbf{u}} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_k} \right) \nabla k \right] - \rho \varepsilon + \dot{W}^s; \quad (5)$$

- уравнение переноса скорости диссипации турбулентной энергии

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \varepsilon) = & -(2/3 C_{\varepsilon 1} - C_{\varepsilon 3}) \rho \varepsilon \nabla \cdot \mathbf{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \\ & + \frac{\varepsilon}{k} \left[C_{\varepsilon 1} \frac{\sigma}{\nabla \mathbf{u}} - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_s \dot{W}^s \right]. \end{aligned} \quad (6)$$

Приведенные выше соотношения записаны в векторной форме, для которой оператор

$$\nabla = \mathbf{i} \frac{\partial}{\partial x} + \mathbf{j} \frac{\partial}{\partial y} + \mathbf{k} \frac{\partial}{\partial z},$$

где $\mathbf{i}, \mathbf{j}, \mathbf{k}$ – единичные векторы в направлении δ, \acute{o} и z , а вектор скорости

$$\mathbf{u} = u(x, y, z, t)\mathbf{i} + v(x, y, z, t)\mathbf{j} + w(x, y, z, t)\mathbf{k}.$$

В уравнениях (1)–(6) t – время; ρ – плотность смеси; $\dot{\rho}^s$ – источниковый член, учитывающий влияние жидкой фазы в уравнениях неразрывности и химических компонентов; δ – давление; k – кинетическая энергия турбулентности; σ – тензор вязких напряжений; \dot{F}^s – изменение количества движения в единице объема в результате воздействия струи топлива; \mathbf{g} – ускорение свободного падения; ρ_m – плотность компонента m ; D – коэффициент турбулентной диффузии; $\dot{\rho}_m^c$ – источниковый член, учитывающий влияние химической кинетики в уравнении сохранения химических компонентов; δ – дельта-функция Дирака; I – внутренняя энергия; \mathbf{J} – вектор теплового потока; ε – скорость диссипации турбулентной энергии; $\dot{\mathbf{Q}}^c, \dot{\mathbf{Q}}^s$ – источниковые члены, учитывающие влияние химической кинетики и жидкой фазы в уравнении сохранения внутренней кинетики и жидкой фазы в уравнении сохранения внутренней энергии; μ – коэффициент турбулентной вязкости; Pr_k – число Прандтля для величины k ; \dot{W}^s – источниковый член, учитывающий влияние жидкой фазы в уравнениях переноса k и ε ; $\tilde{N}_{\varepsilon 1}, \tilde{N}_{\varepsilon 2}, C_{\varepsilon 3}, C_s$ – постоянные модели турбулентности; Pr_ε – число Прандтля для величины ε .

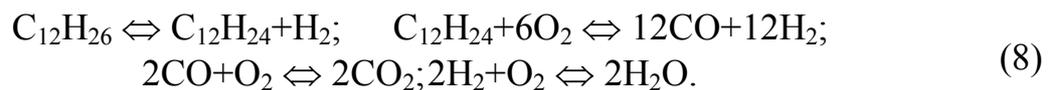
Моделирование полидисперсного факела жидкого топлива, подаваемого форсункой механического или воздушно-механического распыления, произ-

водится решением уравнения для функции распределения вероятности $f(x, v, r, T_d, y, \dot{y}, t)$:

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \nabla_x \cdot (f\mathbf{v}) + \nabla_v \cdot (f\mathbf{F}) + \frac{\partial}{\partial r} (f\mathbf{R}) + \frac{\partial}{\partial T_d} (f\dot{T}_d) + \frac{\partial}{\partial Y} (f\dot{Y}) + \frac{\partial}{\partial \dot{Y}} (f\ddot{Y}) = f_{coll} + f_{bu}, \quad (7)$$

где \mathbf{v} – вектор скорости; $x = xi + yj + zk$ – вектор местонахождения частицы; \mathbf{F} – член, определяющий ускорение капель; \mathbf{R} – скорость испарения; \dot{T}_d – температура капли; \dot{T}_d – степень изменения температуры жидкости; y, \dot{y} – отклонение от сферической формы и изменение этого параметра во времени; f_{coll}, f_{bu} – члены, учитывающие столкновение и распад капель.

Соотношения, используемые для замыкания системы (1)–(7), граничные условия, численная схема и метод решения подробно изложены в работах [1, 3, 4]. Предполагается, что в камеру сгорания в виде топливной струи подается жидкий додекан $C_{12}H_{26}$, испаряется, смешивается с окислителем и воспламеняется от горячих газов, рециркулирующих в зоне обратных токов. Кинетическая схема горения газообразного $C_{12}H_{26}$ предусматривает четыре стадии:



Продукты ПХР в количестве β (от объема газифицированного основного топлива) подаются в зону первичного смесеобразования камеры и, благодаря наличию активных промежуточных соединений, ускоряют реакции окисления горючего. В работе [3] путем расчетов кинетической схемы, включающей 28 компонентов и 144 реакции, определено влияние плазмохимических соединений на значение энергии активации A_a реакции окисления горючего. Приведем аппроксимацию данных этих исследований в следующем виде:

$$\frac{E_a}{E_{a\beta}} = 1,0 + 1,518 \cdot \beta - 12272 \cdot \beta^2 + 875,91 \cdot \beta^3 - 22227 \cdot \beta^4,$$

где $A_{a\beta}$ – кажущаяся энергия активации глобальной реакции окисления газообразного топлива с добавками β продуктов ПХР, с учетом которой проводится кинетический расчет второй реакции механизма (8).

При проведении теоретических исследований предполагалось, что в жаровую трубу газотурбинной камеры сгорания воздух подается ступенчато через лопаточный завихритель, радиальные отверстия в районе фронтального устройства и два ряда отверстий смесителя, расположенные в шахматном порядке. Основное жидкое топливо распыляется форсункой, расположенной на оси камеры. Расход воздуха через жаровую трубу составляет 0,262 кг/с, его температура 423 К, расход основного топлива изменяется от 2,0 до 3,28 г/с, что соответствует изменению коэффициента избытка воздуха в камере от 8,86 до 5,40. Вспомогательное жидкое топливо с расходом 0,14 г/с и плазмообразующий воздух с расходом 0,56 г/с подаются в плазмохимиче-

ский реактор, конструктивно объединенный с форсункой. Геометрические параметры модельной камеры сгорания следующие: длина и диаметр жаровой трубы 0,4 и 0,098 м; расстояния до первого ряда отверстий первичного воздуха и смесителя 0,066 и 0,168 м. Расчетный сегмент жаровой трубы (1/8 часть окружности) составляют соответственно 31, 18 и 9 ячеек в осевом, радиальном и окружном направлениях.

На рис. 2 приведено распределение 10 линий равных массовых долей оксида углерода Y_{CO} по объему жаровой трубы при коэффициенте избытка воздуха 5,71 без добавок (рис. 2,а) и с добавками (рис. 2, б) продуктов плаз-

Рис. 2. Линии постоянных значений массовых долей оксида углерода с выключенным и включённым плазмотроном

мохимической реакции: минимальные, максимальные значения и интервалы Y_{CO} для рис. 2,а равны $1,62 \cdot 10^{-3}$; $3,08 \cdot 10^{-2}$ и $3,24 \cdot 10^{-3}$, а для рис. 2,б – $1,69 \cdot 10^{-3}$; $3,22 \cdot 10^{-2}$ и $3,39 \cdot 10^{-3}$. На этих рисунках цифре 1 соответствуют минимальные значения параметров, цифре 10 – максимальные, а цифрам 2–9 промежуточные (с учетом равномерного интервала построения линий). Видны характерные участки внутри огневой зоны камеры, которые являются источниками образования продуктов неполного сгорания. Иницирующее воздействие продуктов ПХР на механизм горения основной теплдвижущей смеси проявляется в более быстром и полном окислении СО во фронте и послепламенной зоне. Это приводит (см. рис. 2,б) к уменьшению содержания СО как в пристеночных участках жаровой трубы, так и в выходных ее сечениях.

Экспериментальные исследования характеристик судовой газотурбинной камеры сгорания с плазмохимическим реактором проводились на дизельном и моторном топливах на одnogорелочном отсеке [3] в диапазоне изменения скоростей воздуха на входе в жаровую трубу от 20 до 60 м/с, температур на входе – от 313 до 550 К. Измерение температур газа осуществлялось на выходе камеры в четырех сечениях пятиточечной гребенкой термопар. Отбор проб газа для хромографического анализа в тех же точках с помощью водоохлажденного пробоотборника. Работа ПХР осуществлялась при токах дуги 6–10 А, напряжении 150–280 В, расходах плазмообразующего воздуха 0,2–1,0 г/с.

Плазменно-топливный факел оказывает благоприятное воздействие на распределение температур по сечениям жаровой трубы. Включение плазмотрона ПХР приводит к уменьшению максимальных температур газа у стенок жаровой трубы на 50–150 градусов и снижению окружной неравномерности температурного поля в выходных сечениях камеры на 5–9 % в зависимости от коэффициента избытка воздуха в камере α . При включении плазмотрона улучшались условия тепловой и химической стабилизации процесса горения, что объясняет отсутствие бедного срыва факела топлива во всем диапазоне исследованных параметров потока.

На рис. 3,а показаны зависимости средней температуры газов в выходном сечении модельной камеры от коэффициента избытка воздуха, полученные экспериментально (усреднением параметров в 20 точках сечения) и расчетным путем (линии 1 и 2). Максимальное отклонение опытных точек от расчетных кривых составляет 3,2 %. При включении плазмотрона реактора за счет интенсификации процесса горения топлива значения температур в выходном сечении камеры возрастают, причем, влияние продуктов плазмохимической реакции на процесс распространения пламени увеличивается с обеднением основной смеси.

Известно, что при работе судовых газотурбинных двигателей на режимах частичных нагрузок и, особенно, на холостом ходу происходит снижение температурного уровня в первичной зоне камеры. Это приводит к замедлению скорости реакций окисления и увеличению характеристического време-

ни горения, что является причиной появления газообразных продуктов

$$I_i = g_i / G_T,$$

где g_i – выброс токсичного компонента; G_T – секундный расход топлива.

Рис. 3. Характеристики газотурбинной камеры с плазмохимическим реактором.

▲ – плазмотрон ПХР выключен; – плазмотрон ПХР включён;

а – средняя температура газа в выходном сечении;

б – индекс эмиссии оксида углерода;

в – прирост полноты сгорания топлива

На рис. 3,б представлены зависимости индекса эмиссии оксида углерода I_{CO} в выходном сечении камеры сгорания от относительного расхода $G_T^{ПХР}/G_T$ вспомогательной плазменно-топливной смеси, истекающей из ПХР. Условия проведения эксперимента следующие: расходы воздуха через камеру сгорания и основного топлива 0,3 и 0,00273 кг/с; температура воздуха перед отсеком 514 К; ток дуги 8 А; расход плазмообразующего воздуха 0,5 г/с. Продукты плазмохимических реакций, попадая в зону первичного смесеобразования камеры, снижает индекс эмиссии СО в 1,2–1,6 раза в зависимости от относительного расхода.

В качестве критерия эффективности рабочего процесса в камере принят коэффициент полноты сгорания топлив, экспериментально определяемый из уравнения теплового баланса

$$\eta = \frac{\sum c_{\partial\bar{a}} T(G_{\bar{a}} + G_o) - \tilde{n}_{\partial\bar{a}} G_{\bar{a}} T_{\bar{a}} - \tilde{n}_{\partial o} G_o T_o}{G_o H_o},$$

где $\tilde{n}_{\partial\bar{a}}$, $\tilde{n}_{\partial o}$, $c_{\partial\bar{a}}$, $\dot{O}_{\bar{a}}$, $\dot{O}_{\bar{a}}$, \dot{O}_o – соответственно массовые теплоемкости при постоянном давлении и температуры продуктов сгорания; \dot{I}_o – низшая тепловая способность топлива.

В результате изменения характера тепловыделения по длине камеры сгорания в исследованном диапазоне режимов при включении плазмотрона ПХР на 1,8–9,0 % увеличивается коэффициент полноты сгорания (рис. 3,в), причем прирост $\Delta\eta$ более высокий в области с большими коэффициентами избытка воздуха. Отметим значительное уменьшение механического недожога и дымления на пусковых режимах даже в условиях низких температур воздуха на входе в камеру и использования моторных топлив.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Боумен К.Т. Кинетика образования и разложения загрязняющих веществ при горении // В кн. Образование и разложение загрязняющих веществ в пламени: Пер. с англ. /Ред. Н.А. Чигир. – Москва: Машиностроение, 1981. – С. 59–83.
2. Романовский Г.Ф., Сербин С.И. Исследование параметров потока в камере сгорания с плазмотроном // Судовые энергетические установки: Сб. науч. тр. – Николаев, НКИ, 1985. – С. 8–16.
3. Романовский Г.Ф., Матвеев И.Б., Сербин С.И. Плазменные системы газо-перекачивающих агрегатов. – Санкт Петербург: Недра, 1992. – 142 с.
4. Amsden A.A., O'Rourke P.J., Butler T.D. KIVA-II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Spays. – Los Alamos National Laboratory. – LA – 11560 – MS, 1989. – 158 p.

УДК

Романовский Г.Ф., Селезнева Н.П.
УГМТУ

ПЛАЗМОСТРУЙНАЯ СВЕЧА ЗАЖИГАНИЯ ДЛЯ СУДОВЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В Украинском государственном морском техническом университете разработана плазмоструйная свеча зажигания нового поколения для судовых газотурбинных двигателей (ГТД), решающая проблему повышения интенсификации воспламенения, улучшения стабилизации горения на запуске двигателя. Использование новой свечи зажигания в современных ГТД обеспечивает надежное бесперебойное воспламенение топливных смесей на всех режимах работы двигателя и способствует развитию отечественного двигателестроения.

Высокая воспламеняющая способность плазменных источников зажигания применительно к ДВС и ГТД отмечена многими фундаментальными исследованиями [1-5]. Зажигание топливных смесей плазменными струями не только улучшает характеристики воспламенения, но и повышает топливную экономичность работы двигателя на бедных смесях. Однако обнадеживающие результаты известных исследований не нашли широкого практического применения по разным причинам. В одних случаях [2, 3] высокоэнергетическая плазменная струя вызывает интенсивную эрозию электродов, и не обеспечивает необходимый ресурс свечи. Использование плазмоструйной свечи конструкции [1] сопряжено с необходимостью переоборудования системы охлаждения двигателя из-за интенсивной теплоотдачи к стенке двигателя вследствие повышения давления газов и их температуры. Низкий ресурс плазмоструйных свечей определяется перегревом электродов, интенсивной эрозией поверхности под действием электрической дуги. Поэтому обеспечить надежную работу свечи и высокий ресурс удастся не во всех случаях.

Плазмоструйная свеча конструкции НКИ отличается от известных как конструктивным исполнением, так и способом получения плазменной струи. Благодаря оригинальной конструкции свечи в качестве плазмообразующего газа используется внутрицикловый воздух ГТД, который под воздействием электрической дуги превращается в плазменную струю.

Два коаксиальных электрода свечи изолированы экологически чистой керамикой и расширяющимся по определенному закону разрядным промежутком. Боковая поверхность наружного электрода снабжена отверстиями для подвода плазмообразующего газа. Энергопотребление и массогабаритные показатели плазмоструйной свечи такие же или ниже показателей штатных воспламенителей.

Плазмоструйную свечу размещают на штатном месте камеры сгорания ГТД так, чтобы отверстия в наружном электроде были размещены в межтрубном пространстве. Плазмообразующий газ через кольцевой зазор между

электродами и расширяющийся зарядный промежуток подается в камеру сгорания. При запуске двигателя на электроды свечи подают напряжение пробоя, искра пробивает минимальный промежуток с образованием небольшого объема плазмы. По мере разряда конденсатора электрическая дуга все время воздействует на поток плазмообразующего газа, активируя его молекулы на различные энергетические уровни от валентно-активных до ионизированных состояний. Объем плазмы возрастает и под действием перепада давления впрыскивается в камеру сгорания в виде плазменной струи.

Благодаря конструктивной особенности плазмоструйной свечи предотвращены основные потери энергии разряда в электроды через пятна дуги. Энергия разряда переходит в энергию плазменной струи, распределенной по различным видам – тепловая, энергия возбужденных вращательно-колебательных состояний, электронных состояний, состояний ионизации. Наиболее высокой реакционной способностью к химическим превращениям обладают молекулы, возбужденные на низкие колебательные уровни. Если продолжительность разряда конденсатора значительно меньше времени жизни этих молекул, атомов и радикалов, то плазменная струя высокореакционна для воспламенения топливных смесей.

Суть конструктивной особенности плазмоструйной свечи состоит в сочетании двух основных элементов – перфорированного наружного электрода и расширяющегося разрядного промежутка, выполненного с изменяющимся по потоку углом раскрытия. Первый элемент позволяет подводить плазмообразующий газ в разрядный канал без каких-либо дополнительных приспособлений, используя существующий в ГТД перепад давления и внутрицикловый воздух. Этот поток газа охлаждает электроды, выносит дугу из разрядного канала и входит в состав плазменной струи. В расширяющемся разрядном промежутке происходит генерация плазменной струи и предотрывный режим ее течения с напряжением трения на стенке близким к нулю. Пятна дуги при таком режиме течения подвижны, а площадь их контакта уменьшается до точки касания, что препятствует стоку энергии разряда через пятна дуги. Кроме того, большую часть времени разряда дуга горит вне пространства разрядного канала вследствие выноса ее потоком газа, что снижает нагрев стенок путем теплопроводности. Таким образом, энергия разряда сосредоточена главным образом в плазменной струе, а эрозионные процессы на электродах заторможены, что предотвращает их износ и обеспечивает высокий ресурс плазмоструйной свечи.

В общем виде зависимость угла расширения разрядного канала от глубины канала и состава плазменной струи, полученная из условия минимума потери импульса потока, условия предотрывного состояния пограничного слоя, законов сохранения и степенных законов распределения скорости и температуры можно выразить в виде

$$\gamma = \gamma_0 - \varepsilon \cdot (h/l)^{1/n},$$

где h – глубина разрядного канала;

l – минимальная ширина разрядного промежутка;

n – показатель адиабаты плазменной струи.

Величины γ_0 , ε определяются из граничных условий.

Например, при течении низкотемпературной ($T=500\text{K}$) воздушной плазмы $n=1,47\dots 1,6$, при $\gamma_0=16^\circ$ при $h \rightarrow 0$; $\gamma_0=3\dots 9^\circ$ при $h/l \leq 2$.

Плазмоструйная свеча обеспечивает устойчивый розжиг газо-воздушной смеси во всем диапазоне работы штатного воспламенителя со свечой поверхностного разряда по коэффициенту избытка воздуха, стабилизирующее действие плазменной струи выражается в смещении границы бедного срыва в область больших значений.

Плазмоструйная свеча может быть использована для воспламенения газообразного и жидкого топлив. Безотказная работа, простота монтажа и обслуживания свидетельствуют о высокой надежности плазмоструйной свечи зажигания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Adams W., Birszteja T., Kupe J., Wilhelmi H., "MTS: Motortechn. Z", 1988, 49, №12, 515-519.
2. Golowsky J.A., Foris D.W., Oppenheim A.K., Smy P.R. SAE Techn. Pap. Ser. №870609, 11 pp.
3. Clements R.M., Smy P.R., Dale J.D., Combustion and Flame 42: 287-295 (1981).
4. Романовский Г.Ф. Плазменное воспламенение и сжигание топлив в судовых установках. Л. Судостроение, 1986, 86 с.
5. Kupe J., Wilhelmi H., Adams W., SAE Techn. Pap. Ser. №870608, 1987, 10 pp.

УДК

Сербин С.И.
УГМТУ

ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА НА ВОДНОМ ТРАНСПОРТЕ

Для улучшения технико-экономических показателей современного судового энергетического оборудования необходимо применение специальных систем топливоподготовки и топливоподачи, совершенствование процессов горения в топочных устройствах и повышение КПД их элементов. Одним из способов уменьшения расхода топлива, снижения содержания оксидов азота и несгоревших углеводородов является пульсирующее горение. Отметим, что пульсирующим называется неустойчивое горение с изменяющимися во времени динамическими характеристиками, имеющими периодическую составляющую.

В отличие от дизельных двигателей с ярко выраженными периодичностью подвода теплоты и изменением давления рабочего тела, для газотурбинных и котельных установок, а также систем энергоснабжения свойственен стационарный характер процессов горения, а самопроизвольно возникающие пульсации рассматриваются как отрицательный фактор, вызывающий ухудшение тепловых режимов. Однако управляемое пульсирующее горение является мощным фактором, интенсифицирующим многие технологические процессы. В настоящее время пульсационное горение нашло практическое применение в некоторых типах энергетических котлов, воздухонагревателей, обжиговых печах в металлургии, химическом производстве, строительстве, сельском хозяйстве. Несомненные преимущества данного способа сжигания органических топлив раскрывают новые перспективные возможности его использования на водном транспорте.

Применение пульсирующего горения можно разделить на два направления. Первое из них относится собственно к процессу горения, т.е. рассматривает такие аспекты, которые связаны с возможностью увеличения объемной скорости тепловыделения, полноты сгорания, снижения содержания вредных выбросов, улучшения теплопередачи к различным поверхностям нагрева, а также возможностью сжигания альтернативных сортов топлив, в том числе и твердых. В эту же группу следует отнести целый ряд задач, которые связаны с подавлением пульсаций, возникающих в установках стационарного горения.

Вторая группа включает в себя направления, в которых колебательные явления сжигания топлива используются для совершения полезной работы.

Характерной чертой камеры пульсирующего горения (КПГ) является наличие аэродинамического клапана, обладающего большим сопротивлением противотоку, камеры воспламенения, а также резонансной трубы, определяющей частотный диапазон. Аэродинамические клапаны по сравнению с механическими имеют ряд преимуществ: отсутствие движущихся частей, неподверженность эрозионному износу и достаточную простоту конструкции. Для повышения давления на выходе из камеры может быть использован выпрямитель потока – устройство без движущихся частей, позволяющее направлять продукты сгорания либо в резонансную трубу, либо в специальную камеру смешения.

При воспламенении и горении топлива в КПГ (первоначально от запального устройства, а затем от продуктов сгорания) внутри камеры воспламенения увеличивается давление, и газообразные продукты начинают движение в направлении резонансной трубы и аэродинамического клапана. Благодаря особенностям конструкции последнее большее количество продуктов сгорания направляется к выходу резонансной трубы. Происходит расширение газа и уменьшение давления в камере воспламенения, сопровождающееся изменением направления движения продуктов сгорания и заполнением каме-

ры свежим зарядом воздуха, а также, вследствие инерционности потоков, увеличением давления. При достижении определенного концентрационного состава топливовоздушная смесь воспламеняется, а цикл работы повторяется. В результате совершения рабочего цикла часть тепловой энергии переходит в кинетическую потока газа, которая может быть использована в различных технологических процессах и для организации самонаддува.

Использованием КПП можно значительно улучшить характеристики судовых газотурбинных двигателей. Известно, что в настоящее время камеры сгорания постоянного давления имеют коэффициент гидравлических потерь 3-8 %. В судовой энергетической установке на каждый процент уменьшения потерь давления в камере сгорания расход топлива уменьшается, а удельная мощность увеличивается на 1,0-1,5 %. Даже незначительное повышение давления в камере пульсирующего горения по расчетным данным [5] может привести к уменьшению удельного расхода топлива от 2 до 20 %. Проведенные ранее исследования [2] свидетельствуют о возможности подавления пульсаций, возникающих в отдельных камерах, путем создания блоков подобных пульсационных устройств, работающих в противофазах.

Восстановление давления в пульсирующей камере связано с автоколебательным режимом ее работы, физическим условием поддержания которого является совпадение максимума теплоподвода с положительной фазой изменяющегося давления [1, 2]. Характер и эффективность воздействия колебаний на процесс горения определяется целым рядом факторов, в том числе сортом топлива, режимом горения (диффузионный, кинетический), уровнем интенсивности колебаний. Области возможного применения камер пульсирующего горения в теплотехнических установках различного назначения представлены на рис. 1. Выявленные особенности КПП, используя достоинства управляемого пульсирующего горения, позволяют по-новому подойти к организации процессов в топочных устройствах судового энергетического оборудования.

Известно [1, 3, 4], что в случае сгорания жидкого топлива при коэффициентах избытка воздуха, близких к единице организация пульсирующего горения сокращает выброс оксидов азота в 1,5-3,0 раза, и сажистых частиц в 3-5 раз. Это связано с интенсификацией процессов переноса в объеме газа и снижением времени пребывания газов в реакционной зоне. Отмечается также интенсификация теплообмена в турбулентном потоке за счет акустических колебаний на 20-30 %, что объясняется возрастанием градиентов скоростей и уменьшением толщины пограничного слоя около поверхностей теплообмена. Кроме того, теплообмен улучшается также вследствие очистки поверхностей нагрева котлоагрегатов в результате воздействия на них пульсирующего (импульсного) потока и вибраций. Проведенные экспериментальные исследования водонагревателей пульсирующего горения [5] судового



Рис. 1. Области возможного применения камер пульсирующего горения в стационарной и транспортной энергетике.

назначения подтвердили техническую и экономическую целесообразность использования КПГ на морском и речном транспорте.

Ряд авторов [1-3] указывает на улучшение условий стабилизации факела при организации пульсирующего горения, уменьшение размеров горелок, упрощение конструкции смесителей, повышение теплонапряженности рабочего объема за счет увеличения эффективной скорости горения, возможность сжигания низкосортных топлив. КПД устройств подобного типа может быть повышен, если часть кинетической энергии пульсирующего потока использовать для самонаддува, что позволяет в ряде случаев освободиться от энергозатрат на вентиляторы и воздуходувки, а также уменьшить количество ступеней осевых компрессоров.

Основными недостатками камер пульсирующего горения следует считать повышенные уровни шума и вибрации, имеющие место при их эксплуатации. Однако даже простыми инженерными решениями эти нежелательные явления можно уменьшить до требуемых санитарными нормами величин.

Таким образом, при организации пульсирующего горения в топочных устройствах судового энергетического оборудования открываются новые перспективные возможности повышения их производительности, уменьше-

ния материалоемкости и габаритов установок, снижения загрязнения окружающей среды, экономии энергоресурсов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аввакумов А.М., Чучкалов И.А., Щелоков Я.М. Нестационарное горение в энергетических установках. – Л.: Недра, 1987. – 459 с.
2. Подымов В.Н., Северянин В.С., Щелоков Я.М. Прикладные исследования вибрационного горения. – Казань: КАУ, 1978. – 220 с.
3. Северянин В.С., Дерещук Е.М. О перспективах использования пульсирующего горения// Изв. вузов. Сер. Энергетика. – 1977. – № 5. – С. 138-141.
4. Сербин С.И., Ратушняк И.А. Оценка уровней шума и вибрации резонансной камеры сгорания для судового ГТД // Промышленная экология: Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1990. – С. 41-48.
5. Serbin S.I., Ratushniak I.A. Efficiency Research of Pulsating Combustion Chamber for Gas Turbine Engines// Archivum Combustionis. 1991. – Vol.11. – № 1-2. – p.177-125.

УДК 621.431.74.004.13-57

Меркт А.Р.
ОГМА

УЧЕТ РАБОТЫ РЕГУЛЯТОРА ПРИ РАСЧЕТЕ ПУСКОВОГО РЕЖИМА ДИЗЕЛЯ

Анализируя существующие методы расчета пускового режима дизеля [1, 2, 3, 4, 5] можно отметить, что всем им присущи определенные недостатки, которые объясняются оценкой движущего момента без учета реального рабочего процесса в цилиндре дизеля. В то же время невозможно определить параметры реального рабочего процесса без точной оценки цикловой подачи топлива, а, следовательно, и определяющего ее положения рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД) или задающего его регулирующего органа регулятора частоты вращения.

Таким образом можно сделать вывод о том, что учет работы регулятора частоты вращения при расчете пускового режима дизеля является серьезным средством повышения адекватности модели его процесса пуска.

Разработку математической модели пуска дизеля проведем для наиболее общего случая, а именно: для судового комплекса, когда между двигателем и гребным винтом установлен редуктор с муфтой. Тогда уравнение системы "двигатель - редуктор - гребной винт" запишется

$$I \frac{d\omega}{dt} = T_i - T_M - \frac{T_P + T_B + T_C}{i_p}, \quad (1)$$

где: I – приведенный к валу двигателя момент инерции подвижных звеньев механизма двигателя, муфты, редуктора, валопровода и гребного винта с учетом увлекаемой им массы воды; ω – угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя; t – время; T_i – суммарный движущий момент, создаваемый давлением газов на поршни двигателя; T_M – момент от сил механических потерь в двигателе и потерь на привод навешенных механизмов; T_P – момент от сил механических потерь в муфте и редукторе; T_B – момент от сил механических потерь в валопроводе (от двигателя до гребного винта); T_C – момент сопротивления вращению гребного винта; i_p – передаточное отношение редуктора.

Момент I в общем случае равен [6]

$$I = I_1 + I_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega} \right)^2,$$

где I_1 – сумма моментов инерции масс вращающихся с угловой скоростью, равной скорости вращения вала двигателя ω ; I_2 – сумма моментов инерции масс вращающихся с угловой скоростью ω_2 .

В сумму моментов I_1 входят моменты инерции кривошипно-шатунного механизма, маховика, муфты, ведущего колеса редуктора, а в сумму моментов I_2 – момент инерции ведомого колеса редуктора, промежуточных и гребного валов, ротора валогенератора (при его установке), гребного винта и присоединенной к гребному винту массы воды при его вращении. Все эти моменты могут быть вычислены по формулам, приведенным, например, в [6].

Движущий момент от давления газов выразим через среднее индикаторное давление p_{mi} , которое будет зависеть от цикловой подачи топлива $b_{\text{ц}}$ в цилиндр двигателя, т.е. от положения рейки ГНВД, связанной с регулятором. Так как

$$T_i = \frac{P_i}{\omega}, \quad b_{\text{ц}} = \frac{b_i P_i}{60 n z i_{\text{ц}}}, \quad n = \frac{30 \omega}{\pi}, \quad b_i = \frac{3600}{\eta_i Q_H},$$

то

$$T_i = \frac{b_{\text{ц}} \eta_i Q_H z i}{2\pi},$$

где P_i – индикаторная мощность; b_i – удельный индикаторный расход топлива; ω – частота вращения коленчатого вала; z – тактность дизеля, равная 0,5 для четырехтактного двигателя и 1 для двухтактного; i – число цилиндров двигателя; η_i – индикаторный КПД; Q_H – низшая теплота сгорания топлива.

Учитывая, что $b_{\text{ц}} \eta_i Q_H = V_S p_{mi}$ (V_S – рабочий объем цилиндра), получаем

$$T_i = a p_{mi}, \quad (2)$$

где $a = 0,125 d^2 s z i$; d – диаметр цилиндра в м; s – ход поршня в м; p_{mi} – среднее индикаторное давление в кПа.

Момент T_M определяется механическим КПД η_M и равен

$$T_M = \frac{(1 - \eta_M) \cdot P_i}{\omega}. \quad (3)$$

Механический КПД зависит от режима работы двигателя и для любого режима может быть определен (при условии, что известны показатели номинального режима двигателя) по формулам [6, 7].

Момент T_P равен

$$T_P = \frac{P_P}{\omega_B} = \frac{(1 - \eta_P) \cdot P_e j_P}{\omega},$$

т.е.

$$T_P = \frac{(1 - \eta_P) P_i \eta_M j_P}{\omega}, \quad (4)$$

где P_P – мощность механических потерь в муфте и редукторе; $\omega_B = \omega / i_P$ – частота вращения гребного вала; η_P – КПД муфты и редуктора.

Момент T_B равен

$$T_B = \frac{P_B}{\omega_B} = \frac{(1 - \eta_B) P_P j_P}{\omega} = \frac{(1 - \eta_B) P_e \eta_P j_P}{\omega},$$

т.е.

$$T_B = \frac{(1 - \eta_B) P_i \eta_M \eta_P j_P}{\omega}, \quad (5)$$

где P_B – мощность механических потерь на трение в подшипниках валопровода; η_B – КПД валопровода; P_P – мощность после редуктора.

Момент T_C можно выразить по формуле [2]:

$$T_C = C_2 \omega_B^2 = C_2 \left(\frac{\omega}{i_P} \right)^2 = C \omega^2. \quad (6)$$

Коэффициент C вычислим, воспользовавшись параметрами номинального режима, для которого момент $T_{B_{НОМ}}$, подведенный к винту, равен моменту $T_{B_{НОМ}}$ [7] (эффективная мощность и частота вращения на номинальном режиме указаны в паспортных данных двигателя):

$$C = 871 \frac{P_{e_{НОМ}} \eta_P \eta_B j_P}{n_{НОМ}^3}$$

После подстановки в уравнение (1) значений моментов T_i , T_M , T_P , T_B , и T_C , определенных по формулам (2), (3), (4), (5) и (6), и преобразований получим

$$\frac{d\omega}{dt} = a_0 - \frac{a_1}{\omega} - C_1\omega^2, \quad (7)$$

где

$$a_0 = \frac{ap_{mi}}{I}; \quad a_1 = \frac{P_i(1 - \eta_M \eta_p \eta_B)}{I}; \quad C_1 = \frac{C}{Ii_p}.$$

Если двигатель непосредственно соединен с гребным винтом, то необходимо принять $\eta_p = 1$; $\eta_B = 1$. При пуске дизеля без нагрузки (дизель-генератора, при отключении муфты и т.п.) в уравнении (7) следует принять $C_1 = 0$.

Таким образом уравнение динамики разгона двигателя требуют определения индикаторных показателей рабочего процесса, что невозможно без определения достоверной характеристики топливоподачи.

При разгоне двигателя регулятор частоты вращения непрерывно воздействует на рейку топливного насоса, тем самым изменяя угол отсечки подачи топлива, а следовательно, и цикловую подачу. Поэтому для того, чтобы замкнуть систему уравнений, описывающих весь комплекс процессов, которые происходят во время разгона двигателя, необходимо найти взаимосвязь между положением рейки ТНВД и частотой вращения вала двигателя. Эту взаимосвязь получим на примере установки всережимного регулятора с силовой изодромной обратной связью, получившим широкое распространение в дизелях.

Как известно из теории автоматического регулирования указанный тип регулятора описывается следующим уравнением [8]

$$a_2 \frac{d^2m}{dt^2} + a_1 \frac{dm}{dt} + m = k_1 n + k_2 \frac{dn}{dt} + C, \quad (8)$$

где m – регулирующее воздействие, т.е. положение рейки ТНВД; n – регулируемая величина (частота вращения коленчатого вала); $\frac{d^2m}{dt^2}$, $\frac{dm}{dt}$, $\frac{d^2n}{dt^2}$, $\frac{dn}{dt}$ – соответственно вторая и первые производные по времени; a_1 , a_2 , k_1 , k_2 – коэффициенты; C – постоянная интегрирования.

Коэффициенты уравнения (8) с достаточной степенью достоверности могут быть определены для конкретного регулятора [9]. При обработке опытных данных, полученных при испытаниях всережимного регулятора типа ВРН-30, было получено:

- на первом этапе пуска ($t < 1,2$ с)

$$0,002 \frac{d^2m}{dt^2} + 0,1 \frac{dm}{dt} + m = 0,22n, \quad (9)$$

- на втором этапе пуска ($t > 1,2$ с)

$$0,05 \frac{d^2m}{dt^2} + 0,75 \frac{dm}{dt} + m = -0,197n + 63,7, \quad (10)$$

Причиной значительного различия значений коэффициентов на различных этапах пуска является специфика работы регулятора на первом этапе (малая частота вращения коленчатого вала, низкое давление и повышенная вязкость рабочей жидкости регулятора и т.п.).

Таким образом, в процессе разгона используя выражения (9) и (10), для любого момента времени по текущему значению их можно найти соответствующее положение рейки ТНВД, т.е. угол отсечки подачи топлива.

Рекомендуемая последовательность расчета разгона дизеля приведена в [7] и реализована в виде программы расчета на ЭВМ. При этом программная имитация совместной работы двигателя и регулятора при пуске осуществлялась путем обращения к подпрограмме интегрирования дифференциальных уравнений регулятора. Анализ рассогласования расчетной и опытной кривых показал их удовлетворительное совпадение. Опытная кривая была получена при экспериментальном исследовании дизеля 6ЧН25/34, на котором установлен регулятор ВРН-30.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ваншейдт В.А. Пусковые процессы судовых двигателей Дизеля // Дизелестроение. – 1933. – № 3. – С. 12-13.
2. Петровский Н.В. Режимы работы судовых двигателей. – М.-Л.: Морской транспорт, 1953. – 186 с.
3. Небеснов В.И. К теории пуска главных судовых дизелей. //Тр. ОИИМФ. – 1949. – Вып. VIII. – С. 14-21.
4. Семенов В.С., Горяинов И.П. Методика расчета кривой разгона судового малооборотного дизеля //Судовые машины и механизмы: Сб. науч. тр. ОИИМФ, Одесса. – Вып. 2. – 1968. – С. 148-163.
5. Конаков А.Г. Разгон двигателя при пуске сжатым воздухом //Судовое энергомашиностроение: Сб. науч. тр. НКИ. Николаев. – 1983. – С. 73-78.
6. Брук А.М., Рихтер А.А., Режимы работы судовых дизелей. – Л.: Судпромгиз, 1963. – 484 с.
7. Фомин Ю.Я., Меркт А.Р. Обобщенный метод расчета пускового режима дизеля. – М.: В/О "Мортехинформреклама", 1990. – С. 21-25.
8. Крутов В.И., Спорыш И.П., Юношев В.Д. Основы теории автоматического регулирования. – М.: Машиностроение, 1969.- 360 с.
9. Меркт А.Р. Параметрическая идентификация уравнений регулятора частоты вращения. – М.: В/О "Мортехинформреклама", 1989. – С. 14-18.

УДК

Чорба В.А., Аболешкин С.Е., Колегаев М.А.
ОГМА

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА АЛГОРИТМА ИНТЕГРАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Высокие экономические и эксплуатационные показатели определили широкое распространение на морском флоте дизельных энергетических установок. Для обеспечения надежной и эффективной эксплуатации главных судовых дизелей необходима достоверная и оперативная информация об их техническом состоянии.

В основу алгоритма интегральной оценки технического состояния главного двигателя положено отклонение индикаторного КПД η_i , полученного на режиме нагружения дизеля, характеризуемом частотой вращения n и средним индикаторным давлением p_{mi} , от его эталонного значения η_i^* при исправном состоянии дизеля, которое определяется для этого режима по стендовым и паспортным нормировочным испытаниям. В качестве интегрального показателя оценки технического состояния дизеля принято отношение

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

где, $\eta_i^* = f(n, p_{mi})$. Подробно алгоритм формирования эталонного полинома индикаторного КПД η_i^* описан в работе [1].

Текущее значение индикаторного КПД определялось по формуле

$$\eta_i = \frac{3600N_i}{B_c Q_H},$$

где N_i – индикаторная мощность двигателя;

B_c – часовой расход топлива;

Q_H – низшая теплота сгорания.

Низшая теплота сгорания рассчитывалась с помощью аппроксимирующего полинома, полученного путем обработки номограмм, рекомендованных фирмой MAN-B&W:

$$Q_H = 54241 - 13810\rho_{20} - 336,6S_T + 16,34\rho_{20}S_T + 3324\rho_{20}^2 + 5S_T,$$

где ρ_{20} – плотность топлива по сертификату, г/см³;

S_T – содержание серы в топливе, %.

Экспериментальная проверка алгоритма (1) производилась на главном двигателе Юготурбина-Зульцер 6RD56 т/х "Профессор Кудревич" в эксплуатации. Целью испытаний ставились проверка стабильности показателя W_i для различных скоростных режимов главного двигателя, а также оценка степени

влияния технического состояния на его численную величину. Главный двигатель работал на газотурбинном топливе ТГ и флотском мазуте Ф5. В период рейса было выполнено пять серий испытаний. В пределах одной серии с учетом условий плавания и навигационной обстановки задавались 3-4 скоростных режима, при этом частота вращения находилась в пределах $(0,72-1,0)n_0$ (n_0 – номинальная частота вращения). На каждом режиме замерялась частота вращения, часовой расход топлива (объемным способом) и другие параметры главного двигателя, а также производилось индицирование механическим индикатором Майгак.

Диаграмма изменения интегрального показателя технического состояния за ходовое время рейса представлена на рис. 1. Как видно из рисунка, во время проведения второй серии испытаний уже наблюдалось снижение показателя до $W_i=0,969$, однако ввиду отсутствия каких-либо внешних признаков нарушения в работе двигателя профилактических работ не производилось, за

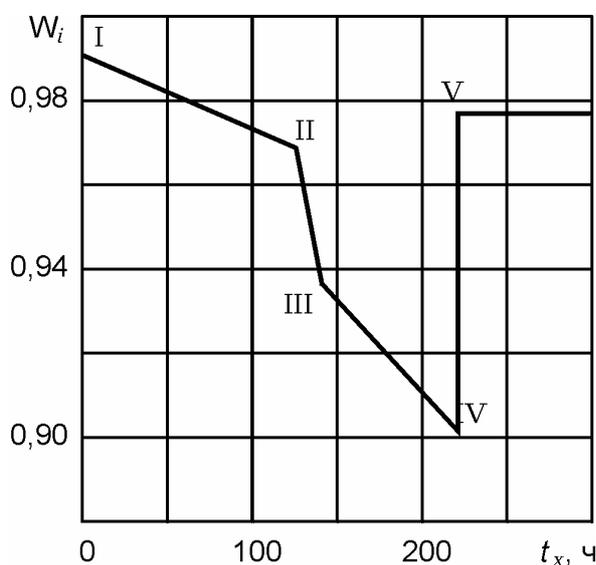


Рис. 1. Диаграмма изменения интегрального показателя технического состояния дизеля Юготурбина – Зульцер 6RD56 в рейсе.

I, II, III, IV, V – серии испытаний

исключением проверки фаз топливоподачи на одном из цилиндров. Однако уже через 10...12 часов работы двигателя были отмечены изменения в работе цилиндра № 5, обусловленные закоксовыванием четырех отверстий распылителя форсунки. При этом показатель состояния составил $W_i=0,937$.

Еще через 70 часов работы двигателя были обнаружены значительные прорывы газов в подпоршневую полость того же цилиндра. При этом для четвертой серии испытаний показатель состояния упал до $W_i=0,902$. Вскрытие цилиндра во время стоянки показало, что замки верхних трех колец находятся в одной плоскости, что и привело к значительному прорыву газов. На про-

дувочных и выпускных окнах, а также доннышке поршня имелись интенсивные нагароотложения, по всей видимости, из-за неудовлетворительной работы ранее замененной форсунки.

Выполненная в период стоянки в порту моточистка цилиндра позволила восстановить показатель состояния до $W_i=0,976$.

При принятых условиях сравнения индикаторных КПД $p_{mi}=idem$ и $n=idem$ очевиден вывод, что интегральный показатель технического состояния может быть записан в виде

$$W_i = \frac{B_{ч}^*}{B_{ч}} \cdot \frac{Q_H^*}{Q_H} = \frac{B_{ч}^*}{B_{ч}} \cdot W_T,$$

где $B_{ч}^*$ – эталонный часовой расход топлива при работе на топливе с низкой теплотой сгорания Q_H^* , принимаемых по результатам стендовых или паспортных испытаний;

W_T – поправочный множитель, учитывающий несоответствие характеристик топлив, используемых на текущих эксплуатационных режимах и при проведении стендовых (нормировочных) испытаний.

Последнее уравнение положено в основу графической интерпретации предложенного алгоритма оценки технического состояния, представленной на рис. 2 и 3. Рис. 2 представляет собой графическую зависимость эталонного часового расхода топлива $B_{ч}^*$ для различных нагрузочных режимов главного дизеля Зульцер RD 56, а на рис. 3 представлен поправочный сомножитель W_T , полученный путем деления базовой низкой теплоты сгорания Q_H^* на значения Q_H , полученные из уравнения (1).

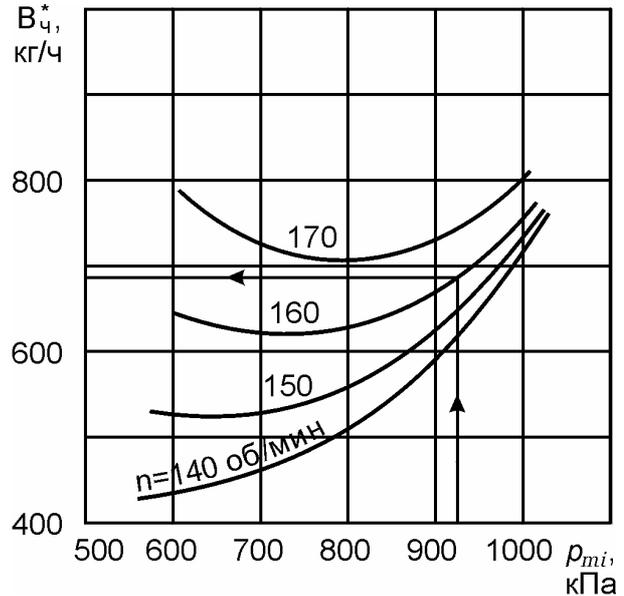


Рис. 2. Эталонный часовой расход топлива главным дизелем Юготурбина – Зульцер 6RD56.

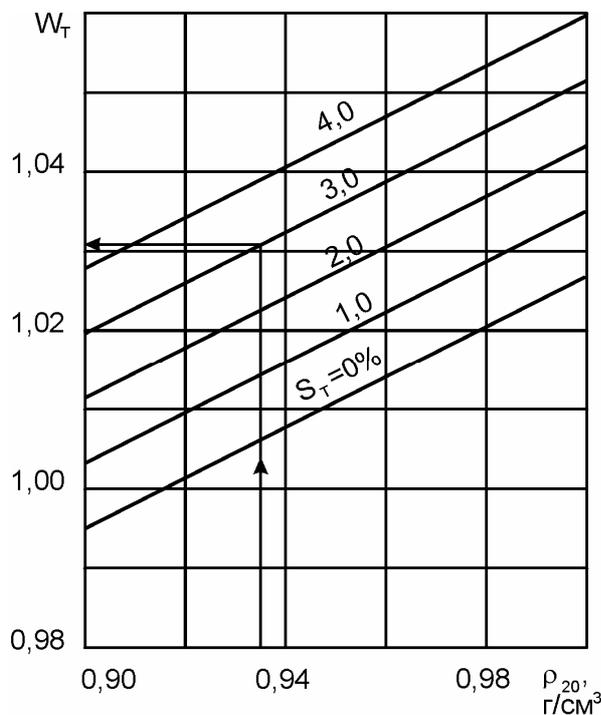


Рис. 3. Поправочный множитель на качество топлива.

на рис. 3 представлен поправочный сомножитель W_T , полученный путем деления базовой низкой теплоты сгорания Q_H^* на значения Q_H , полученные из уравнения (1).

Экспериментальная проверка алгоритма интегральной оценки технического состояния главного двигателя позволила установить как ее достаточную информативность, так и стабильность оценок на разных режимах нагружения. Так, для первой серии испытаний среднее значение отклонения показателя от среднего арифметического не превысило 0,2 % для второй серии – 1,85 %, для третьей серии – 0,48 %, для четвертой серии – 0,1 %, для пятой серии – 0,84 %.

Использование в качестве технического показателя технического состояния малооборотного дизеля относи-

тельного изменения индикаторного КПД дает устойчивую и однозначную оценку состояния дизеля практически на любых нагрузочных режимах. Погрешность определения показателя состояния существенно меньше диапазона его возможного изменения.

Объем стендовых и паспортных нормировочных испытаний достаточен для формирования полинома эталонного индикаторного КПД, о чем свидетельствуют достаточно малые отклонения показателя для различных режимов нагружения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Конаков Г.А., Чорба В.А., Аболешкин С.Е. Интегральная оценка технического состояния судового малооборотного дизеля в составе пропульсивного комплекса в условиях эксплуатации // Морской транспорт. Сер. Техническая эксплуатация флота: Экспресс-информация / В/О "Мортехинформ-реклама". – 1989. – Вып. 16(708). – С. 15-21.

УДК

Овчинников П.Ф., Голиков В.А.
ОГМА

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ АБСОРБЦИИ ГАЗА ЖИДКОСТЬЮ, ОСНОВАННАЯ НА ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЯХ ДИФФУЗИИ

Основными механизмами удаления примесей из атмосферы являются: 1) химические реакции в атмосфере; 2) присоединение, абсорбция, удаление, обновление; 3) абсорбция и химические реакции на различных объектах; 4) унос в стратосферу. Рассмотрим случай 2. Если скорость абсорбции на поверхности частиц воды высока, то скорость удаления газа (например, аммиака) будет определяться движением к поверхности частиц, т.е. диффузией. Далее будем иметь ввиду процесс растворения аммиака в воде. Этот процесс происходит за счет диффузий – молекулярной, конвективной и турбулентной. Иногда при наличии перепада температур в фазе (т.е. меняется, например, температура воды) возникает перенос, который вызывается градиентом температур. Скорость молекулярной диффузии q_m определяется первым законом Фика [1, 2, 3]

$$q_m = -D_M \frac{dc}{dn}, \quad (1)$$

где D_M – коэффициент диффузии (m^2/c); n – направление нормали к потоку жидкости.

Скорость турбулентной диффузии также подчиняют закону Фика

$$q_T = -D_T \frac{dc}{dn}, \quad (2)$$

где D_T – коэффициент турбулентной диффузии (m^2/c).

Коэффициент диффузии D газа в газ имеет величину $0,1-1 \text{ см}^2/\text{сек}$, а при диффузии газа в жидкость, что возможно имеет место в нашем случае, в 10^4-10^5 раз меньше и составляет $1 \text{ см}^2/\text{сутки}$. Таким образом, молекулярная диффузия в нашем случае очень мала. Что касается турбулентной диффузии, то D_T больше молекулярной диффузии газа в газ.

В нашем случае процесс выделения аммиака из воздуха поглотителем (т.е. водой) состоит из диффузии аммиака к поверхности частиц воды в воздухе, т.е. имеет место фактически молекулярная диффузия газа в газ к поверхности раздела, выступающей в виде третьей фазы, капель воды. Таким образом, процесс поглощения каплями воды молекул аммиака носит обменный или конвекционный характер. Непрерывное перемещение молекул аммиака в воздухе, заполненном каплями воды представляет истинный процесс поглощения аммиака каплями воды. Перемещение молекул аммиака может быть естественным, и может быть принудительным. Значит, в нашем случае, имеет место как естественная, так и принудительная конвекционная диффузия, сопровождаемая молекулярной диффузией. Поэтому рассмотрим теорию конвективной диффузии.

Скорость конвекционного перемещения аммиака вместе с водой в направлении, совпадающем с направлением общего потока, равна

$$q_n = Av, \quad (3)$$

где v – скорость потока жидкости;

A – коэффициент пропорциональности.

Из уравнения (3) видно, что скорость уноса аммиака из очищенного воздуха пропорциональна скорости потока воды через абсорбирующий аппарат, т.е. скорости движения воды через форсунку. Это положение было подтверждено экспериментально [4].

Распределение концентрации аммиака в воде в самом общем виде определяется дифференциальным уравнением конвекционной диффузии. Вывод этого уравнения дан в [1].

В трехмерном пространстве уравнение имеет вид

$$\frac{\partial c}{\partial \tau} + v_x \frac{\partial c}{\partial x} + v_y \frac{\partial c}{\partial y} + v_z \frac{\partial c}{\partial z} = D \left(\frac{\partial^2 c}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 c}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 c}{\partial z^2} \right), \quad (4)$$

или в более краткой (векторной) форме

$$\frac{\partial c}{\partial \tau} + \bar{v} \cdot \text{grad } c = D \nabla^2 c, \quad (5)$$

В [1] (см. стр. 278) речь идет о конвекционном теплообмене. В нашем же случае речь идет об обмене аммиака с водой и дальнейшем выносе насыщенной воды из объема. Поэтому $[D] = [м^2/сек]$ – количество аммиака, уходящего вместе с водой в единицу времени через единицу площади.

Здесь \cdot обозначено скалярное произведение. В этом уравнении неизвестными являются скорость потока \bar{v} и величина концентрации c . Поэтому уравнения (4) или (5) надо дополнить уравнением гидродинамики – уравнениями Навье-Стокса, начальными и граничными условиями.

Отметим, уравнения диффузии (4) или (5) при известном \bar{v} допускают аналитическое решение, поскольку эти уравнения с математической точки зрения совпадают с уравнениями теплопроводности. Решение последних довольно подробно разработаны как аналитически [5, 6], так и численно [7].

Рассмотрим теперь такой частный случай уравнения (5), когда поток воды направлен по оси y , а диффузия происходит в перпендикулярном оси y направлении, например оси z . Тогда уравнение переноса запишется

$$\frac{\partial c}{\partial \tau} = D \frac{\partial^2 c}{\partial z^2} - v_y \frac{\partial c}{\partial y}, \quad (6)$$

С граничным условием

$$\beta \Delta = \beta(c_p - c) = -D \left(\frac{\partial c}{\partial z} \right) \Big|_{z=0} \quad (7)$$

(у поверхности раздела фаз). Здесь $\Delta = c_p - c$ – так называемая движущая сила; c_p , c – концентрация аммиака у границы (c_p) и в глубине фазы (воздуха). Для решения уравнения (7) применяют два частных случая. Первый случай связан с тем, что концентрация вещества меняется лишь на границе раздела фаз. Эту границу мыслят как пленку. Процесс предполагается стационарным, т.е. $\frac{\partial c}{\partial t} = 0$. Это так называемая пленочная модель механизма переноса газа.

В модели пограничного слоя уравнение (6) с граничным условием (7) считают $\frac{\partial c}{\partial t} = 0$, а $v_y \frac{\partial c}{\partial y} \neq 0$, т.е. решают уравнение

$$D \frac{\partial^2 c}{\partial z^2} = v_y \frac{\partial c}{\partial y}. \quad (8)$$

В нашем случае лучше всего подходит модель обновления, состоящая в том, что поток воды, набрав на поверхность капель молекулы аммиака, уносит их с собой за борт, поступает новая порция воды и, вобрав в себя молекулы аммиака, снова удаляется, т.е. концентрация аммиака с течением времени убывает, значит в уравнении (6) членом $\frac{\partial c}{\partial \tau}$ пренебрегать нельзя. Так

как член $D \frac{\partial^2 c}{\partial z^2}$ представляет количество аммиака, поступившего в рассматриваемый объем жидкости путем молекулярной диффузии, то им тоже пренебречь нельзя. Членом $v_y \frac{\partial c}{\partial y}$, представляющим конвекционную диффузию можно пренебречь. Тогда уравнение обновления

$$\frac{\partial c}{\partial \tau} = D \frac{\partial^2 c}{\partial z^2}. \quad (9)$$

Последнее уравнение, как известно, решается аналитически

$$\frac{\partial Q}{\partial \tau} = \sqrt{\frac{D}{\pi \tau}} (c_p - c_m), \quad (10)$$

где Q – количество поглощаемого компонента (кмоль/м²) на единицу поверхности за время τ . В принципе возможен и такой подход. Пренебрегаем членом $D \frac{\partial^2 c}{\partial z^2}$, а сохраняем два других члена. Тогда получится новое уравнение

$$\frac{\partial c}{\partial \tau} = -v_y \frac{\partial c}{\partial y}.$$

Это уравнение также решается [6-8] как и уравнение вида

$$\frac{\partial c}{\partial \tau} = -v_x \frac{\partial c}{\partial x}.$$

если известны v_x, v_y как функции от x, y и времени τ .

В заключение приведем полную систему дифференциальных уравнений очистки воздуха от диффундирующего газа с помощью форсунок, подающих воду в объем, занятый смесью воздуха и вредных веществ. Это уравнение (5) с дополненным внешним источником концентрации f

$$\frac{\partial c}{\partial \tau} + \bar{v}_x \text{grad } c = D \nabla^2 c + f, \quad (11)$$

и уравнение Навье-Стокса

$$\rho_{\text{ж}} \frac{d\vec{v}_{\text{ж}}}{d\tau} = \rho_{\text{ж}} \mathbf{g} - \text{grad } P + \eta \nabla^2 \vec{v}_{\text{ж}} + G \nabla^2 \vec{u} + (\xi + \eta) \text{grad } \text{div} \vec{v}_{\text{ж}} + k_1 \text{grad } \text{div} u + \mathbf{f}_c, \quad (12)$$

где $\rho_{\text{ж}}, \vec{v}_{\text{ж}}, \vec{u}$ – плотность, скорость, смещение жидкости, P – давление, η, ξ, k_1, G – объемная (η) сдвиговая (ξ) вязкости, k_1, G – объемная (k_1) сдвиговая (G) коэффициенты деформации.

$$\vec{v}_ж = \frac{d\vec{u}}{d\tau}$$

f_c – сила, отнесенная к единице массы, доставляющая потоку жидкости соответствующее ускорение $\vec{w}_ж$.

Для одномерного случая уравнения (11-12) запишутся

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial c}{\partial \tau} + \bar{v}_x \frac{\partial c}{\partial x} &= D \frac{\partial^2 c}{\partial x^2} + f_x \\ \rho_ж \frac{dv_x}{d\tau} &= \eta \frac{d^2 v_x}{dx^2} + G \frac{d^2 u_x}{dx^2} + (\xi + \eta) \frac{d^2 v_x}{dx^2} + k_1 \frac{d^2 u_x}{dx^2} + f_{xc} \end{aligned} \right\}$$

или

$$\rho_ж \frac{dv_x}{d\tau} = (\xi + \eta) \frac{d^2 v_x}{dx^2} + (G + k_1) \frac{d^2 u_x}{dx^2} + f_{xc}.$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: ГХИ, 1960 г. – 810 с.
2. Рамм В.Н. Абсорбция газов. – М.: Химия, 1976 г. – 655 с.
3. Плановский А.Н., Рамм В.Н. Коган С.Э. Процессы и аппараты химической технологии. – М.: Госхимиздат, 1962. – 848 с.
4. Фадеев В.И., Голиков В.А. и др. Гигиеническая оценка эффективности средств коллективной защиты экипажей судов-газовозов. //Гигиена и санитария. – 1986. – № 6. – С. 86-88.
5. Кафаров В.В. Основы массопередачи. – М.: Высшая школа, 1979. – 429 с.
6. Беляев Н.М., Рядно А.А. Методы нестационарной теплопроводности. – М.: Высшая школа, 1978. – 328 с.
7. Беляев Н.М., Рядно А.А. Математические методы теплопроводности. Справочник. – Киев: Вища школа, 1992. – 415 с.
8. Химия нижней атмосферы. – М.: Мир, 1976. – 404 с.

УДК 620.197.181:628.113.5:629.12.06

Абрамов В.А., Павленко Б.А.
ОГМА

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ СПОСОБОВ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ ОБРАСТАНИЯ В СИСТЕМАХ ЗАБОРТНОЙ ВОДЫ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ НА МОРСКИХ СУДАХ

Обрастание растительными и животными организмами систем технологического водоснабжения – весьма распространенное явление. Подвержены обрастанию так же судовые водоприемные устройства, трубопроводы и теп-

лообменники, через которые прокачивается забортная вода. Нередки случаи, когда проходное сечение труб из-за обрастания уменьшается настолько, что происходит срыв работы насосов. Удаление обрастателей из труб и теплообменников довольно трудоемкий процесс, связанный с их демонтажем и разборкой. Необрастающие покрытия, широко используемые для наружных поверхностей, для защиты от обрастания внутренних поверхностей труб и теплообменников не используются, из-за сложности их нанесения, восстановления и короткого срока службы в судовых условиях.

Наиболее перспективными и рациональными следует признать профилактические мероприятия для предупреждения образования биологических обрастаний. Многообразие способов и устройств защиты от обрастания, известных в настоящее время, не лишают проблемы актуальности.

На некоторых судах Черноморского морского пароходства (ЧМП) применяются активные способы для защиты от обрастания судовых систем забортной воды. К ним относятся: химический способ защиты, основанный на подаче в защищаемую зону токсичной жидкости “Амерсперс-280” фирмы “Амероид”; защита с помощью электролизного хлорирования морской воды с использованием нерастворимых анодов; разработанный авторами углекислотный способ предотвращения обрастания, основанный на использовании подкисленной отработавшими газами воды, циркулирующей в судовой системе [1, 2, 3].

Применение на ряде судов ЧМП химического метода предотвращения обрастания с использованием токсичной для обрастателей жидкости “Амерсперс-280” достаточно эффективно. Обрастающие поверхности обрабатываются морской водой с концентрацией 10 мг/л жидкости “Амерсперс-280” в течение 100 минут каждые три дня в прибрежных водах (включая стоянки судна), а также не реже одного раза в неделю при следовании судна в открытом море. Ограничивающим фактором при использовании этого способа защиты являются высокая стоимость препарата, его большой расход для обеспечения эффекта предотвращения обрастания, зависимость от фирм, поставляющих реагенты, а также загрязнение окружающей среды при сбросе отработавших растворов за борт.

Экономически и экологически более целесообразно применение электролизного хлорирования морской воды, основанного на использовании нерастворимых анодов. При этом необходимое количество токсина (в основном гипохлорита натрия) получают непосредственно на борту судна с помощью электролизера. Судовые электролизерные установки служат для непрерывного хлорирования поступающей на судно морской воды, с целью предотвращения обрастания судовых систем и их нагрузка определяется режимом работы судна – на ходу, маневры, стоянка у причала, стоянка на якорю. Получающийся в электролизе из морской воды реагент по коррозионно-стойким трубопроводам подается в перфорированные распределители, установленные

внутри каждого кингстонного ящика и, истекая из них, перемешивается с основным потоком поступающей на судно воды.

Несмотря на достаточно высокую эффективность электролизерных систем, они не лишены недостатков. Прежде всего, – это высокая стоимость судовых систем. Кроме того, при электролизе морской воды, помимо основного процесса генерации хлорсоставляющих компонентов, происходит образование побочных химических продуктов – катодных осадков. Из-за наличия катодного осадка производительность установки падает, поэтому электроды и камеру электролизера необходимо периодически очищать. Опыт эксплуатации таких установок на судах ЧМП показал, что уменьшение выхода хлорсоставляющих компонентов из-за наличия катодного осадка происходит в течение 2–3 месяцев после очередной очистки электролизера. Как правило, в эксплуатационных условиях очистка производится механическим путем с выводом электролизера из действия. При проведении таких очисток нарушается специальное покрытие электродов, что приводит к их быстрому выходу из строя. В связи с высокой стоимостью комплекта электродов, изготовленных из дефицитных материалов (около 20 % от общей стоимости установки), представляется актуальной проблема поддержания электролизера в чистоте на протяжении всего периода эксплуатации и, соответственно, продления общего срока службы электролизерной системы предотвращения обрастания.

На кафедре “Судовая теплоэнергетика” ОГМА разработаны системы предотвращения обрастания, которые лишены недостатков, присущих перечисленным выше системам и устройствам. Принцип действия, разработанных и внедренных на судах ЧМП систем, основан на подаче к поверхностям водоприемных решеток и в кингстонные ящики водогазовой смеси, с целью создания неблагоприятных гидрохимических условий для оседания и развития личинок обрастателей. Водогазовая смесь получается в результате диспергирования в морской воде дымовых газов, отбираемых из выхлопных трактов судовой энергетической установки (СЭУ). При растворении в морской воде CO_2 и других компонентов, содержащихся в продуктах сгорания, образуется водогазовая смесь, величина рН которой после диспергатора на 1,5–2,0 единицы ниже, чем рН исходной морской воды. При подаче этой смеси через специальные распределители, установленные внутри каждого кингстонного ящика, поток пузырьков продуктов сгорания и подкисленной воды омывает поверхности водоприемных решеток и смешивается далее с основным потоком поступающей на судно забортной воды, равномерно распределяясь по всему объему кингстонного ящика. Обработанная таким образом вода, поступает затем через приемные клапан и фильтр в судовую систему забортной воды. В результате перемешивания водогазовой смеси с основным потоком, величина рН уменьшается на 0,2–0,4 единицы, что приводит к созданию местных неблагоприятных условий для личинок обрастателей и,

соответственно, резкому снижению их активности и прекращению их оседания на поверхностях контактирующих с водой. Использование отработавших газов СЭУ в качестве насыщающего реагента и являющихся по сути “бросовым” сырьем, значительно повышает экономическую эффективность разработанных систем предотвращения обрастания по сравнению с рассмотренными выше.

Принципиальная схема судовой системы предотвращения обрастания трубопроводов и элементов систем забортной воды приведена на рисунке. На схеме указана только одна ветвь системы с подачей водогазовой смеси в бортовой кингстонный ящик. Ветви системы с подачей реагента в скуловой и днищевой кингстонные ящики аналогичны.

Основными элементами системы являются насос рабочей воды, диспергаторы, в которых происходит диспергирование дымовых газов и частичное их растворение в воде, распределители водогазовой смеси, установленные внутри каждого из кингстонных ящиков, газовые и водяные фильтры, трубопроводы забортной воды, дымовых газов и водогазовой смеси, система защиты и сигнализации, а также соответствующая арматура и контрольно-измерительные приборы.

Забортная вода из штатной судовой системы через клапан 1, водяной фильтр 2 и клапан 3 забирается насосом 4 и через клапан 5, регулирующий расход рабочей воды, подается в диспергатор 6. В диспергаторе вода смешивается с дымовыми газами, поступающими из газовыхлопных трактов дизель-генераторов через секущие трубки 7, газовые фильтры 8, газопромывное устройство 9, служащее для дополнительной очистки дымовых газов от сажи, невозвратно-запорный клапан 10 и запорный клапан 11. Образовавшаяся водогазовая смесь (подкисленная вода и мелкодисперсные пузырьки нерастворенного газа) после диспергатора 6 подается через невозвратно-запорный клапан 12 к распределителю 13, установленному внутри кингстонного ящика 14. В кингстонном ящике происходит отделение нерастворившихся газов от воды, которые по воздушной трубе 15, пройдя расширительный бачок 16 на воздушном гусাকে, удаляются в атмосферу. Подкисленная вода клапан 12 к распределителю 13, установленному внутри кингстонного ящика 14. В кингстонном ящике происходит отделение не растворившихся газов от воды, которые по воздушной трубе 15, пройдя расширительный бачок 16 на воздушном гусাকে, удаляются в атмосферу. Подкисленная вода в судовую систему забортной воды на технологические нужды. Контроль за работой системы осуществляется с помощью мановакуумметра 18, показывающего давление (разряжение) на всасывании рабочего насоса, электроконтактного манометра

19, показывающего давление нагнетания насоса и одновременно выключающего рабочий насос при превышении давления нагнетания в случае забивания диспергатора посторонними предметами, манометра 20, показывающего давление водогазовой смеси после диспергатора, мановакуумметра 21, показывающего разрежение в газовом трубопроводе. Для предотвращения заброса воды в газовую магистраль в случае забивания диспергатора, либо при случайном пуске насоса при закрытом клапане 12, установлен невозвратно-запорный клапан 10, который при этом закрывается. При неплотном прилегании седла клапана 10 просочившаяся вода сливается в льяла через электромагнитный клапан 22, управляемый датчиком-реле давления 23. Для исключения подсоса воздуха в газовую магистраль

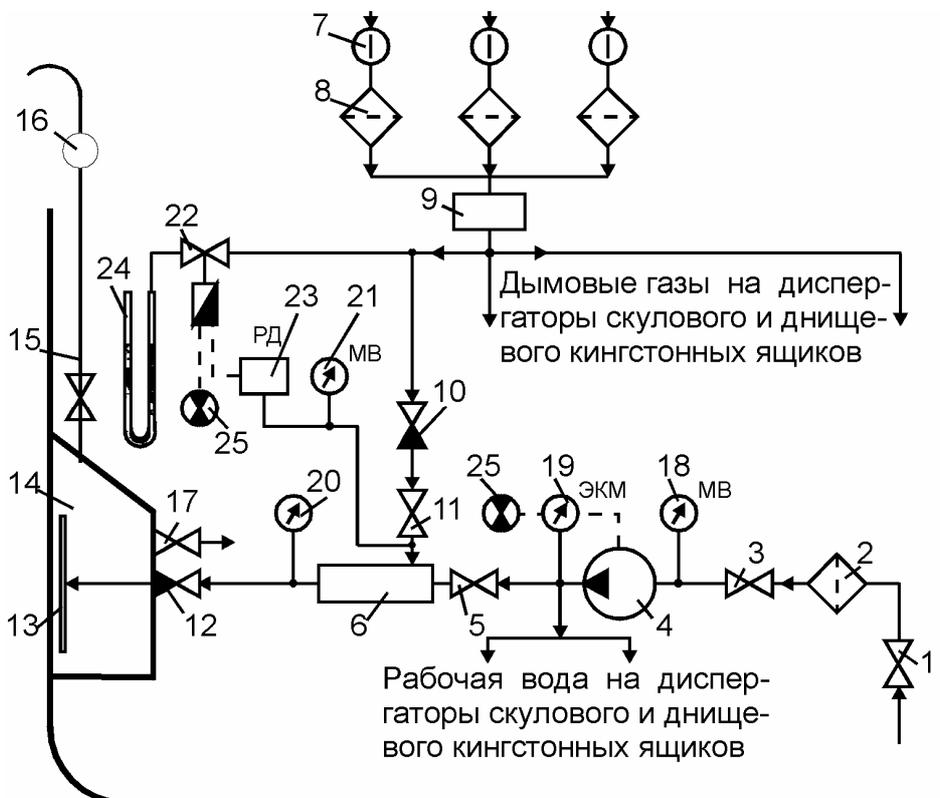


Рис. Принципиальная схема судовой системы предотвращения обрастания:

1 – приемный клапан; 2 – водяной фильтр; 3 – всасывающий клапан насоса; 4 – рабочий насос; 5 – нагнетательный клапан насоса; 6 – диспергатор; 7 – пробка на газовой магистрали; 8 – газовый фильтр; 9 – газопромывное устройство; 10 – невозвратно-запорный клапан; 11 – запорный клапан; 12 – невозвратно-запорный клапан подачи водогазовой смеси; 13 – распределитель водогазовой смеси; 14 – кингстонный ящик; 15 – воздушная труба; 16 – расширительный бачок на воздушном гусеке; 17 – штатный приемный клапан на кингстонном ящике; 18 – мановакуумметр; 19 – электроконтактный манометр; 20 – манометр; 21 – мановакуумметр на газовом трубопроводе диспергатора; 22 – электромагнитный клапан; 23 – датчик-реле давления; 24 – гидрозатвор; 25 – сигнальные лампочки.

служит гидрозатвор 24. При любых сбоях в системе предотвращения обрастания загораются сигнальные лампочки 25 и включается звуковая сигнализация.

Система должна работать на все кингстонные ящики независимо от того производится через них забор воды или нет. Отключение системы для проведения профилактических и ремонтных работ рекомендуется проводить в открытом море на ходу судна, во избежание возможности обрастания, которое наиболее интенсивно в прибрежной зоне.

Конкретная схема дооборудования судна системой предотвращения обрастания выбирается в зависимости от типа судна, его конструктивных особенностей и осадки, расположения кингстонных ящиков и оборудования в машинном отделении, расхода забортной циркуляционной воды через судовую систему, режимов ее работы и т.п. После выбора схемы дооборудования производится расчет напора и производительности рабочего насоса, определяются размеры и рабочие характеристики водогазовых диспергаторов, диаметры и длины соответствующих трубопроводов и других элементов системы, рассчитываются распределительные устройства.

При проектировании системы предотвращения обрастания следует учитывать следующее:

- характеристики рабочего насоса и водогазовых диспергаторов должны быть такими, чтобы обеспечить снижение величины рН воды в кингстонных ящиках на 0,2–0,4 единицы по сравнению с исходной морской водой при всех режимах работы судовой системы забортной воды;
- диспергаторы для насыщения воды дымовыми газами должны размещаться как можно ближе к соответствующим кингстонным ящикам;
- при монтаже газовых трубопроводов следует учесть, что отбор газов необходимо осуществлять из газовыпускных трактов в точках, находящихся на 3–4 метра выше уровня ватерлинии при полной загрузке судна;
- все элементы системы, соприкасающиеся с агрессивной средой (диспергаторы, газовые трубопроводы, трубопроводы и распределители водогазовой смеси и т.п.) должны быть выполнены из материалов, стойких к агрессивным средам.

Специальные исследования по экологической оценке разработанного метода показали, что после двухсуточной обработки морской воды водогазовой смесью выживаемость личинок основных видов обрастателей составила 93–96 %. А после контакта подкисленной воды с атмосферой происходила ее своеобразная детоксикация и личинки обрастателей восстанавливали свою жизнедеятельность. Это подтвердило предположение о репеллентном (отпугивающем) воздействии водогазовой смеси на основные виды личинок обрастателей и, соответственно, об экологической безопасности использования разработанных систем предотвращения обрастания.

Необходимо отметить, что немаловажным преимуществом разработанных систем является то, что их использование приводит к двойному воздействию на обрастатели по сравнению с другими способами.

Во-первых, насыщение морской воды отработавшими газами СЭУ приводит к изменению гидрохимических условий и, соответственно, резкому снижению активности личинок обрастателей, что является общим для всех способов.

Во-вторых, в отличие от других способов, обработка воды продуктами сгорания приводит к некоторому повышению кислотности морской воды, что уменьшает скорость построения раковин личинками обрастателей, уже осевшими и закрепившимися в период вынужденной остановки системы. Это объясняется тем, что раковина обрастателя является сложной химической системой, но основной ее фазой является карбонат кальция. В организме моллюсков постоянно происходят физиологические процессы для поддержания целостности их раковин. При равновесии с окружающей ее морской водой раковина устойчива. Моллюски в процессе роста периодически увеличивают свои раковины. Для этого им необходимо наличие двух свойств – умение наращивать новую раковину снаружи и умение растворять старую изнутри. Поскольку морская вода повсеместно пересыщена по карбонату кальция, то он обычно осаждается (этим объясняются известковые обрастания на дне океанов). Следовательно, образование раковин в морской воде не представляет для моллюска особого труда и созданная им раковина устойчива по отношению к раствору. Но, в то же время, раковина может быть растворена изнутри небольшим увеличением содержания кислоты, выделением которой моллюск управляет хорошо. Моллюск образует CO_2 в процессе метаболизма и таким образом может достаточно хорошо регулировать кислотность раствора, изменяя содержание карбонатных ионов в морской воде. Но в то же время, насыщение морской воды отработавшими газами также приводит к повышению содержания CO_2 в воде и смещению равновесия в карбонатной системе, что резко затрудняет построение моллюском раковины снаружи. Таким образом, у моллюска в этом случае остается одно свойство – умение растворять изнутри старую раковину, что он успешно и делает в процессе своего роста. Но, растворяя старую раковину, он утратил возможность построения новой, что приводит в итоге к утоньшению створок и отпаданию раковины с поверхности, контактирующей с обработанной газами водой. Это явление неоднократно наблюдалось в процессе проведения судовых испытаний систем предотвращения обрастания, основанных на использовании отработавших газов. При дальнейшей эксплуатации систем они полностью предотвращали биологическое обрастание, что подтверждалось контрольными освидетельствованиями трубопроводов, водоприемных устройств и теплообменников системы забортной воды.

Необходимо также отметить, что обработка воды продуктами сгорания приводит еще и к снижению накипеобразования в теплообменниках, включенных в контур судовой системы забортной воды, что в свою очередь повышает эффективность их работы и судовой энергетической установки в целом.

Длительные испытания и эксплуатация разработанных в ОГМА систем показали их достаточно высокую эффективность. Небольшая стоимость систем, низкие эксплуатационные расходы и высокая эффективность их использования делают перспективным дальнейшее внедрение на судах.

В заключение нам кажется немаловажным отметить тот факт, что на современном этапе развития техники практически все крупные зарубежные судостроительные фирмы и судовладельцы учитывают проблему биологического обрастания систем забортной воды уже на стадии проектирования судов. Остается надеяться, что подобный подход к решению этой важной задачи станет нормой в ближайшее время и для отечественного судостроения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Разработка способа предотвращения обрастания судовых водоприемных устройств и систем забортной воды: Отчет о НИР (заключительный) /Одесское высшее инженерное морское училище (ОВИМУ); Руководитель Б.А. Павленко. – №ГР 01830083934. – Одесса, 1985. – 68 с.
2. А. с. 1244878, МКИ В63В 13/00. Устройство для предотвращения обрастания судовых водоприемных устройств и систем подачи забортной воды / В.А. Абрамов, Б.А. Павленко и др. – Бюл. № 26, 1986.
3. А. с. 1482073, МКИ В63В 13/00. Система защиты водоприемных устройств от обрастания / В.А. Абрамов, Б.А. Павленко и др. – Бюл. № 19, 1989.

УДК 621.431.74.001.11

Ручкин Ю.Н.

МЕТОД СОГЛАСОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСА ПО КРИТЕРИЮ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ

Одной из основных задач проектирования, постройки и эксплуатации судна является обеспечение оптимальных по топливной экономичности параметров пропульсивного комплекса. В общей постановке задача согласования может быть сформулирована следующим образом:

для конкретного судна определить сочетание характеристик элементов пропульсивного комплекса, оптимальное с точки зрения топливной экономичности главных двигателей в наиболее вероятных условиях эксплуатации.

Эта задача математически может быть представлена как задача нелинейного программирования и записана следующим образом [1]: минимизировать непрерывную функцию

$$b_{e_3} = F(\bar{X}), \quad \bar{X} \in E^n \quad (1)$$

при имеющихся линейных и нелинейных ограничениях в виде равенств

$$h_j(\bar{X}) = 0, \quad j = 1, \dots, m \quad (2)$$

и $(p - m)$ ограничениях в виде неравенств

$$q_j(\bar{X}) \geq 0, \quad j = m + 1, \dots, p, \quad (3)$$

где

$$\bar{X} = (X_1^K, \dots, X_p^K, \dots, X_{p+1}^B, \dots, X_k^B, \dots, X_{k+1}^n, \dots, X_l^n, \dots, X_{l+1}^D, \dots, X_n^D) - \quad (4)$$

совокупность варьируемых параметров в n -мерном евклидовом пространстве, характеризующих, в соответствии с присвоенным индексом корпус судна (индекс K), гребной винт (B), передачу (n), главный двигатель (D).

Из массива (4) видно, что решение задачи согласования возможно как путём изменения параметров всех элементов пропульсивного комплекса, так и путём изменения параметров любого его элемента, считая параметры остальных заданными. Конкретизация задачи в значительной мере обуславливает метод её решения. К настоящему времени опубликовано большое количество работ, в которых рассмотрены вопросы взаимодействия отдельных элементов пропульсивного комплекса. В этих работах главный двигатель, как правило, принимается в состоянии поставки и его характеристики считаются заданными.

Топливную экономичность дизеля на эксплуатационных режимах целесообразно оценивать с помощью универсальной характеристики. Часто оказывается, что в результате согласования характеристик пропульсивного комплекса лишь за счёт изменения параметров корпуса, винта, передачи область минимальных удельных расходов топлива универсальной характеристики главного двигателя располагается неблагоприятно, то есть либо частично, либо полностью находится вне границ поля наиболее вероятных эксплуатационных режимов [2].

В таком случае для повышения эксплуатационной топливной экономичности двигателя, работающего в составе пропульсивного комплекса, необходимо целенаправленно скорректировать конфигурацию универсальной характеристики по удельному расходу топлива b_e . Такая корректировка предполагает использование резервов дизеля по топливной экономичности на характерных эксплуатационных режимах и связана с поиском соответствующей им оптимальной комбинации значений параметров рабочего процесса в цилиндрах, системах наддува и топливоподачи.

Исходя из изложенного задача согласования может быть конкретизирована так:

при заданных характеристиках корпуса, гребного винта и передачи определить значения настроечных параметров главного двигателя, оптимальные с точки зрения его топливной экономичности в наиболее вероятных условиях эксплуатации судна (см. рис.). Иначе говоря, решение её имеет своей целью снижение удельного расхода топлива на наиболее вероятных режимах главного двигателя при его эксплуатации в составе пропульсивного комплекса конкретного судна. При этом показатели тепловой и механической напряжённости дизеля должны сохраняться на уровне, гарантирующем его надёжную работу.

Критерием оценки результатов могут служить:

- либо удельный эффективный расход топлива при работе главного двигателя на наиболее вероятном эксплуатационном режиме с мощностью $N_{e \text{ э. ср.}}$ и частотой вращения вала $n_{\text{э. ср.}}$.

$$b_{e \text{ э.}} = \frac{B_{\text{э.}}}{N_{e \text{ э. ср.}}}, \quad (5)$$

где $B_{\text{э.}}$ – часовой расход топлива в указанном режиме;

- либо математическое ожидание удельного эффективного расхода топлива по полю наиболее вероятных эксплуатационных режимов

$$b_{e \text{ э.}}^S = \iint_S b_e(x, y) p_{\bar{n}, \bar{N}_e}(x, y) dx dy, \quad (6)$$

где $b_e(x, y)$ – удельный расход топлива на режиме с параметрами $\bar{n} = x$, $\bar{N}_e = y$; $p_{\bar{n}, \bar{N}_e}(x, y)$ – совместная плотность распределения вероятностей величин \bar{n} и \bar{N}_e .

Задача решается при следующих допущениях:

- реальные режимы работы главного судового двигателя имеют случайный характер и описываются некоторыми вероятностными распределениями,
- определение характеристик элементов пропульсивного комплекса основано на гипотезе стационарности.

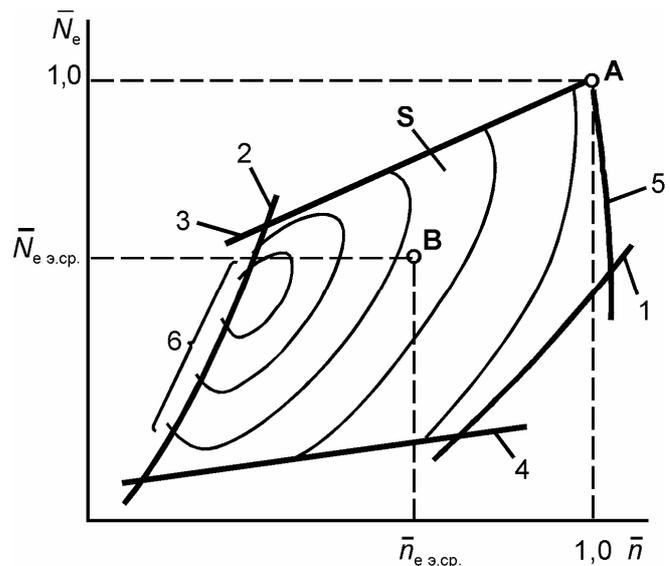


Рис. Поле наиболее вероятных эксплуатационных режимов главного двигателя

Согласование характеристик элементов пропульсивного комплекса проводится в три этапа. На первом этапе определяется поле S наиболее вероятных эксплуатационных режимов. На рисунке в координатах $\bar{n} - \bar{N}_e$ это поле определено в общем виде положением винтовых характеристик: 1 – облегченной (соответствующей ходу судна в балласте с очищенной подводной частью в штиль), 2 – утяжеленной (соответствующей ходу судна с полной загрузкой при максимальной шероховатости подводной части в наиболее неблагоприятных погодных условиях), а также характеристик двигателя ограничительных (наибольших 3 и наименьших 4 нагрузок) и регуляторной 5 предельных частот вращения коленчатого вала. Кроме того, на данном рисунке указана точка A номинального режима; здесь же изображены изопараметрические линии 6 удельного расхода топлива универсальной характеристики двигателя.

Устанавливаются границы поля S , для чего, прежде всего, рассчитываются винтовые характеристики – облегченная и утяжеленная – с учётом действия на судно эксплуатационных факторов. Для установок с жёсткой связью между главными двигателями и гребными винтами в основу расчёта этих характеристик целесообразно положить систему дифференциальных уравнений

$$\left. \begin{aligned} I \frac{d\omega}{dt} &= M_D - M_C - M_T; \\ \bar{m} \frac{dv}{dt} &= z_p P - R_t. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Здесь: I – момент инерции подвижных звеньев механизма двигателя и гребного винта с учётом увлекаемой им массы воды, ω – угловая скорость вращения вала двигателя, t – время, M_D – движущий момент, M_C – приведенный к валу двигателя момент сопротивления воды вращению гребного винта, M_T – приведенный к валу двигателя момент суммарных потерь от сил трения в двигателе и валопроводе, \bar{m} – масса судна с учётом присоединённой массы воды, v – скорость судна, z_p – число гребных винтов, P – упор гребного винта, R_t – сила сопротивления воды движению судна.

Для оценки возможных изменений положения винтовых характеристик в результате действия на судно эксплуатационных факторов следует использовать существующие методики. Необходимость учёта того или иного фактора должна быть обусловлена постановкой решаемой задачи. Так, применительно к судам смешанного плавания наиболее ощутимые изменения режимов пропульсивного комплекса связаны с действием таких эксплуатационных факторов, как коррозия и обрастание подводной части, ветро-волновое воздействие, изменение загрузки.

При оценивании потери скорости судна, вызванной коррозией и обрастанием подводной части в процессе эксплуатации, в принципе могут быть ис-

пользованы различные подходы – теоретический, полуэмпирический, эмпирический. Теоретическое прогнозирование потери скорости возможно в результате обобщения экспериментальных данных о степени и характере изменения шероховатости корпуса и гребного винта под действием коррозии и обрастания. Интенсивность процессов коррозии и обрастания, в свою очередь, зависит от района плавания судна, времени года, продолжительности стоянок, междудокового периода, качества защитного покрытия и т.д. Многообразие и изменчивость факторов, действие которых приводит к ухудшению состояния подводной части, значительно затрудняет систематизацию данных о потере скорости судов в процессе эксплуатации. Из работ [3, 4, 5 и др.], посвящённых обсуждаемому здесь вопросу, следует, что для реализации теоретического подхода имеющегося материала явно недостаточно.

При полуэмпирическом подходе к определению эксплуатационной потери скорости хода делаются некоторые допущения относительно динамики процессов коррозии и обрастания судов в реальных условиях, в частности используется понятие эквивалентной прочности. Не исключая возможности применения рассматриваемого подхода при решении задачи согласования, следует отметить, что вследствие значительной неопределённости эквивалентной песочной шероховатости основанные на этом понятии методики не получили широкого распространения.

При эмпирическом подходе учёт влияния коррозии и обрастания на потерю скорости судна производится обычно с помощью статистической обработки данных, полученных в результате эксплуатации конкретных судов. При решении задач согласования этот подход позволяет учесть все аспекты влияния времени эксплуатации на скорость хода и не требует разработки специальных методик для учёта взаимодействия разных факторов. Для апробирования методики согласования характеристик элементов пропульсивного комплекса воспользуемся результатами работы [4], реализующей эмпирический подход к определению потери скорости судна при ухудшении состояния его подводной части. В соответствии с изложенной в работе [4] методикой оценка потери скорости базируется на эмпирической зависимости изменения скорости судна от времени эксплуатации, которая, по мнению авторов, имеет линейно убывающий характер.

Закон убывания скорости судна под влиянием коррозии и обрастания корпуса и гребного винта с течением времени эксплуатации принимается в виде [4]:

$$v_t = v_0 - a_v t_э. \quad (8)$$

где v_t – скорость судна в момент времени $t_э$;

v_0 – начальная скорость судна в момент времени t_0 , соответствующий выходу судна с очищенной подводной частью из дока;

a_v – коэффициент потери скорости;

t_3 – время, прошедшее после очистки подводной части судна.

В рабочем, довольно узком диапазоне изменения относительной поступи гребного винта зависимости $K_1 = f_1(\lambda_p)$ и $K_2 = f_2(\lambda_p)$ принимаются линейными и с учётом возрастания значений K_1 и K_2 в процессе эксплуатации аппроксимируются следующим образом

$$K_{1t} = K_{10} + \alpha'_1 \cdot \lambda_p (\psi_t - \psi_0) / (1 - \psi_0)(1 - \psi_t), \quad (9)$$

$$K_{2t} = K_{20} + \alpha'_2 \cdot \lambda_p (\psi_t - \psi_0) / (1 - \psi_0)(1 - \psi_t), \quad (10)$$

где α'_1, α'_2 – угловые коэффициенты линеаризованных зависимостей соответственно $K_1 = f_1(\lambda_p)$ и $K_2 = f_2(\lambda_p)$;

$K_{10}, K_{20}, \psi_0, K_{1t}, K_{2t}, \psi_t$ – значения коэффициентов упора, момента и попутного потока в момент времени t_0 и t_3 .

Для определения коэффициента попутного потока в момент времени t_3 используется формула:

$$\psi_t = \frac{\psi_0 v_0}{(v_0 - a_v t_3)}. \quad (11)$$

Сила сопротивления воды движению судна с увеличивающейся в процессе эксплуатации шероховатостью корпуса находится по известной зависимости:

$$R_t = \frac{\zeta_t \rho v_0^2 \Omega}{2}, \quad (12)$$

где ρ – массовая плотность воды;

Ω – площадь смоченной поверхности корпуса;

ζ_t – коэффициент полного сопротивления судна в момент времени t_3 ,

$$\zeta_t = \frac{\zeta_0}{\left(1 - \frac{a_v}{v_0} t_3\right)^2}. \quad (13)$$

Принимая во внимание зависимость величин M_C, P и R_t от времени эксплуатации, систему (7) можно записать следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} I \frac{d\omega}{dt} &= M_{\bar{B}} - \frac{1}{4\pi^2} K_{2t} \rho D_B^5 \omega^2 - M_T \\ \bar{m} \frac{dv}{dt} &= \frac{z_p}{4\pi^2} K_{1t} \rho D_B^4 \omega^2 - R_t \end{aligned} \right\}, \quad (14)$$

где D_B – диаметр гребного винта.

Подставив в выражение (14) определённые выше значения его членов, получим

$$\left. \begin{aligned} I \frac{d\omega}{dt} &= M_{\bar{B}} - \frac{1}{4\pi^2} \left[K_{20} + \alpha'_2 \cdot \lambda_p \frac{\psi_t - \psi_0}{(1 - \psi_0)(1 - \psi_t)} \right] \rho D_B^5 \omega^2 - M_T \\ \bar{m} \frac{dv}{dt} &= \frac{z_p}{4\pi^2} \left[K_{10} + \alpha'_2 \cdot \lambda_p \frac{\psi_t - \psi_0}{(1 - \psi_0)(1 - \psi_t)} \right] \rho D_B^4 \omega^2 - \frac{\zeta_0 \rho v_0^2}{2 \left(1 - \frac{a_v t_3}{v_0} \right)^2} \Omega \end{aligned} \right\} \cdot \quad (15)$$

В результате решения системы (15) определяется значение скорости судна v и угловой скорости вращения вала двигателя ω , соответствующие заданной величине движущего момента M_d .

Система дифференциальных уравнений (15) позволяет получать решение с учётом влияния геометрии и режима работы гребного винта, его взаимодействия с корпусом, а также с учётом изменения шероховатости подводной части при различной загрузке судна. При этом изменение загрузки учитывается величиной массы судна \bar{m} , назначаемой на основе результатов испытаний судна и отчётных данных пароходства.

Влияние гидрометеорологических факторов на пропульсивные качества судов достаточно глубоко изучено, что подтверждают работы А.Н. Крылова, А.И. Вознесенского, Г.А. Фирсова, Л.М. Ногида, Ю.Н. Мамонтова, А.М. Берестецкого, Г. Аэртсена, Дж. Боунбеккера, А. Кари, Р. Клеменса, Л. Тельфера, Ван-Ламмерена и других отечественных и зарубежных исследователей. Анализ этих работ и обобщения в прикладном для рассматриваемого вопроса плане имеются в монографиях [6, 7].

При построении винтовой характеристики оценка ветро-волнового воздействия на судно выполняется по методике Ван-Ламмерена [6]. Методика позволяет учитывать воздействие только условий погоды, сводя к минимуму влияние остальных эксплуатационных факторов. Система поправок, предложенная Ван-Ламмереном, основана на результатах ходовых испытаний 212 судов различного назначения водоизмещением от 70 до 110000 тонн с разной загрузкой, причем мощность почти во всех случаях определялась на основе торсиометрирования. Данная система при известных водоизмещении судна и силе ветра [8, с.155-156] позволяет определять поправки к мощности главного двигателя. Эта возможность делает целесообразным применение методики Ван-Ламмерена при решении задачи согласования характеристик элементов пропульсивного комплекса тех судов, в процессе эксплуатации которых, во-первых, равновероятны любые курсовые углы по отношению к направлению ветра и, во-вторых, топливная экономичность главных двигателей оценивается за сравнительно продолжительное время, например, сезон, год.

При задании на графике с координатами (\bar{n}, \bar{N}_e) поля эксплуатационных режимов необходимо установить ограничительные характеристики главного

двигателя. Следует отметить, что в дизелестроении пока не выработано единых критериев для определения ограничительных характеристик наибольших нагрузок. Для дизелей с низкой степенью наддува за ограничительную наибольших нагрузок обычно принимается характеристика постоянного крутящего момента, которая в координатах $\bar{n} - \bar{N}_e$, как известно, представляет собой прямую, проходящую через точку номинального режима и начало координат. Для дизелей с повышенной и высокой степенями наддува в качестве определяющего параметра для построения ограничительной характеристики рекомендуется принимать тепловую нагрузку; эта характеристика на графике с координатами (\bar{n}, \bar{N}_e) также проходит через точку номинального режима, но пересекает ось абсцисс при $\bar{n} \approx 0,25$. Мощность в этом случае рассчитывается по известной формуле Г.Н. Сироткиной и И.К. Чачхиани:

$$N_{eq} = \frac{N_{en}}{3} (4\bar{n} - 1). \quad (16)$$

Граница допустимых длительных наименьших нагрузок при различных значениях частоты вращения вала обусловлена параметрами топливной аппаратуры и регулировки дизеля и определяется экспериментально. Поэтому при решении поставленной задачи ограничительная характеристика наименьших нагрузок главного двигателя устанавливается по данным завода-изготовителя, которые имеются, в частности в технических условиях на поставку.

Регуляторная характеристика предельных частот вращения вала двигателя в координатах $\bar{n} - \bar{N}_e$ может быть представлена в виде прямой $\bar{n} = \text{const}$. Такое допущение практически не отражается на точности результата решения задачи согласования.

По сравнению с установленными техническими условиями диапазоном изменения нагрузки дизеля, фактический диапазон для многих судов значительно уже. При решении задачи согласования для назначения границ интервала фактических значений нагрузки главного двигателя следует использовать результаты соответствующих исследований, в частности [9]. Выполненное исследование закономерностей распределения нагрузки главных двигателей основных серий судов смешанного плавания и некоторых морских судов в различных условиях плавания показало возможность аппроксимации вероятных эмпирических распределений теоретическим законом Релея. Установлены границы интервалов наблюдаемых значений, позволяющие задать зону A_3 наиболее вероятных эксплуатационных нагрузок главных двигателей. С заданием этих зон границы поля S наиболее вероятных эксплуатационных режимов считаются полностью определёнными, что даёт возможность оценить топливную экономичность работы главного двигателя в составе пропульсивного комплекса.

При решении задачи согласования для определения критерия оптимальности b_{e_3} по формуле (5) необходимо знать параметры точки B наиболее вероятного эксплуатационного режима (см. рис.). Этими параметрами будут средние по полю S эксплуатационная мощность $\bar{N}_{e_3,cp.}$ и эксплуатационная частота вращения $\bar{n}_{3,cp.}$. Значения $\bar{N}_{e_3,cp.}$ приведены, в частности в работе [9]; определение $\bar{n}_{3,cp.}$, а также теоретического закона распределения значений частоты вращения производится путём статистической обработки соответствующих данных, полученных в результате эксплуатации конкретных судов.

Для определения значения критерия оптимальности b_{e_3} необходимо подготовить некоторые выборочные аналоги величин, входящих в выражение (6). Однако, прежде всего отметим, что имея результаты наблюдений зависимых величин \bar{n} и \bar{N}_e , при вычислении их совместной плотности распределения вероятностей следует использовать соотношение

$$p_{\bar{n}|\bar{N}_e}(x, y) = p_{\bar{N}_e|\bar{n}}(y|x) \cdot p_{\bar{n}}(x), \quad (17)$$

где $p_{\bar{N}_e|\bar{n}}(y|x)$ – условная плотность распределения случайной величины $\bar{N}_e = y$ при условии $\bar{n} = x$;

$p_{\bar{n}}(x)$ – плотность распределения случайной величины \bar{n} .

В качестве выборочного аналога функции $p_{\bar{n}}(x)$ следует использовать найденную по данным наблюдений аппроксимацию плотности распределения случайной величины \bar{n} . Для вычисления выбранного аналога функции $p_{\bar{N}_e|\bar{n}}(y|x)$ диапазон наблюдаемых значений \bar{n} предварительно разбивается на отдельные интервалы, размер которых позволяет производить достаточно надёжные и точные расчёты. В каждом из выбранных интервалов по выборочным данным оценивается плотность распределения величины \bar{N}_e при условии, что \bar{n} принадлежит соответствующему интервалу.

Второй этап включает в себя получение универсальной характеристик главного двигателя [10], а также оценку его топливной экономичности на наиболее вероятном эксплуатационном режиме (критерий b_{e_3}) и по полю наиболее вероятных эксплуатационных режимов (критерий $b_{e_3}^S$).

Вычисление значения критерия b_{e_3} выполняется по формуле (5). С учётом вышеизложенного относительно определения значения критерия $b_{e_3}^S$, для вычисления его оценки получаем следующее выражение:

$$\hat{b}_{e_3}^S = \iint_S b_e(x, y) \hat{p}_{\bar{n}, \bar{N}_e}(x, y) dx dy, \quad (18)$$

где $\hat{\rho}_{\bar{n}, \bar{N}_e}(x, y)$ – выборочный аналог функции $\rho_{\bar{n}, \bar{N}_e}(x, y)$.

На третьем этапе с целью снижения расхода топлива в пределах поля наиболее вероятных эксплуатационных режимов производится корректировка конфигурации универсальной характеристики путём настройки дизеля [10]. При решении задачи согласования для оценки результатов настройки используются изопараметрические линии удельного эффективного расхода топлива универсальной характеристики, а также критерии $b_{e\gamma}$ и $b_{e\gamma}^S$, для чего необходимо выполнить работы второго этапа.

Таким образом, изложенный метод позволяет при заданных характеристиках корпуса, гребного винта и передачи обеспечивать снижение расхода топлива главными двигателями в наиболее вероятных условиях эксплуатации судна.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. – М.: Мир, 1975. – 534 с.
2. Ручкин Ю.Н. О критериях топливной экономичности главных судовых двигателей // Совершенствование газодинамических элементов судовых агрегатов и устройств / Горьков. политехн. ин-т. – Горький, 1986. – С. 156 – 159.
3. Губарев В.В. Влияние эксплуатационных факторов на скорость транспортных судов. // Судостроение. – 1976. – № 7. – С. 13 – 15.
4. Исследование влияний условий эксплуатации на пропульсивные качества отдельных серий судов БМП: Отчёт о НИР / Ленингр. высш. инж. морск. уч-ще (Руководитель работы Ф.М. Кацман); – № ГР 74055249. – Л., 1974. – 104 с.
5. Турбал В.К., Шпаков В.С., Штумпф В.М. Влияние обрастания корпуса и движителя на характеристики ходкости крупнотоннажных судов. // Судостроение. – 1975. – № 3. – С. 4 – 7.
6. Кацман Ф.М., Пустошный А.Ф., Штумпф В.М. Пропульсивные качества морских судов. – Л.: Судостроение, 1972. – 510 с.
7. Ногид Л.М. Проектирование морских судов: Выбор показателей формы и определение мощности энергетической установки проектируемого судна. – Л.: Судостроение, 1976. – 206 с.
8. Ржепецкий К.Л., Рихтер А.А. Дизель в судовом пропульсивном комплексе. – Л.: Судостроение, 1978. – 253 с.
9. Ручкин Ю.Н. Исследование режимов работы главных двигателей судов смешанного плавания. // Проблемы повышения эффективности элементов судовой энергетики / Горьков. политехн. ин-т. – Горький, 1982. – С. 124 – 132.
10. Методика настройки главных двигателей по критерию топливной экономичности с учётом конкретных условий эксплуатации: Отчёт о НИР /

Горьков. политехн. ин-т (Руководитель работы Г.А. Конаков, отв. исполнитель Ю.Н. Ручкин); – № ГР 01840085997. – Горький, 1984. – 72 с.

УДК 656.61.052

М.В. Миусов, А.Л. Савицкий
ОГМА, ГСК УМП

МЕТОДЫ ОПТИМИЗАЦИИ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ СКОРОСТИ МОРСКОГО СУДНА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИМИТАЦИОННЫХ МОДЕЛЕЙ

Оптимизация скорости судов является одним из путей повышения экономической эффективности работы флота и снижения энергетических затрат, не требующих существенных капиталовложений. Поэтому указанной проблеме посвящены многочисленные исследования отечественных и зарубежных авторов [1–7 и др.].

Задачу оптимизации эксплуатационной скорости судна целесообразно разбить на две взаимосвязанные задачи [4, 5, 7]: определения плановой средней рейсовой скорости судна и управления текущей скоростью судна в зависимости от конкретных условий плавания.

Выбор оптимальной скорости судна в значительной степени зависит от расхода топлива на различных скоростных режимах, так как затраты на топливо являются одной из основных составляющих эксплуатационных расходов судна. С учетом того, что условия плавания за период рейса постоянно изменяются, необходимо при решении задачи оптимизации эксплуатационной скорости судна рассматривать два вида зависимостей расхода топлива от скорости судна:

$$B=B(t, v), \quad (1)$$

где B и v – текущие расход топлива и скорость судна в момент времени t ;

$$\bar{B} = \bar{B}(\bar{v}), \quad (2)$$

где \bar{B} и \bar{v} – среднерейсовые (средневзвешенные за рейс) расход топлива и скорость судна.

подавляющее большинство исследований по проблеме оптимизации эксплуатационной скорости судов посвящено обоснованию выбора оптимальной среднерейсовой скорости [1–3, 6]. Зависимость (2) обычно задается в виде

$$\bar{B} = a\bar{v}^b, \quad (3)$$

где параметры a и b определяются на основании обобщения результатов ходовых теплотехнических испытаний по группе судов в грузу и в балласте.

Как правило, принимается показатель степени b , равный 3 [2, 6]. В ряде работ предусматриваются отдельные поправочные коэффициенты, учитывающие степень обрастания корпуса [1], осадку судна [2], неблагоприятные гидрометеорологические условия и район плавания [3, 6]. При таком подходе к моделированию зависимости (2), как правило, не удастся обеспечить экстремума соответствующего критерия оптимизации скорости судна при фактическом выполнении рейса. Это объясняется тем, что в недостаточной мере учитываются особенности конкретного судна, района плавания и сезона года. Кроме того, такой подход не учитывает изменения среднерейсовых показателей в зависимости от принятого закона управления скоростью судна при переменных ветро-волновых условиях плавания.

В связи с этим, для моделирования зависимостей (1) и (2) использованы имитационные модели: зависимости расхода топлива от скорости судна при установившемся движении судна в условиях ветра и морского волнения; среднерейсовых эксплуатационных показателей при движении судна по заданной траектории с учетом статистического распределения ветра и морского волнения. Указанные модели подробно описаны в [7].

Имитационная модель установившегося движения судна позволяет выполнить на ЭВМ расчет режимных показателей работы судового пропульсивного комплекса при работе по винтовой характеристике с любым шагом дискретизации по скорости судна для всего диапазона ветровых условий, возможных в эксплуатации. Для расчета дополнительного сопротивления движению судна от морского волнения и качки судна использована методика В.Б. Липиса. Высота волны 3 %-ной обеспеченности рассчитывается в зависимости от скорости ветра и района плавания для случая развитого морского волнения. В результате моделирования установившихся режимов формируется "матрица судна", которая характеризует изменение параметров работы комплекса в зависимости от скорости и направления истинного ветра и скорости судна. В качестве характерных режимных показателей приняты: скорость судна, частота вращения вала главного двигателя (ГД), полезные мощность и момент ГД, расход топлива ГД, полезный упор гребного винта, производная расхода топлива по скорости судна. С использованием "матрицы судна" могут быть определены скорость судна, расход топлива ГД и другие параметры работы пропульсивного комплекса при заданном режиме работы ГД и любых ветровых условиях.

При формировании "матрицы судна" принимаются диапазоны изменения скорости ветра от 0 до 25 м/с с шагом $\Delta v_u = 1$ м/с и его направления от 0 до 180° с шагом $\Delta \gamma_u = 10^\circ$. Тогда внешние условия можно характеризовать параметрами i и j , определяющими номера интервалов скорости и направления истинного ветра соответственно. При этом зависимость скорости и направления истинного ветра от параметров i и j может быть представлена в виде

$$v_{ui} = \Delta v_u(i-1), i = \overline{1,26};$$

$$\gamma_{uj} = \Delta \gamma_u(j-1), j = \overline{1,19}.$$

Таким образом, матрица судна представляет собой зависимость режимных показателей работы пропульсивного комплекса от скорости судна для 26×19 соотношений скорости и направления ветра.

Для решения задач по оптимизации эксплуатационных режимов работы комплекса желательно располагать аналитической формой зависимости (1). Поэтому с использованием результатов моделирования установившихся режимов работы комплекса по винтовой характеристике при любых ij -х ветроволновых условиях может быть построена аппроксимационная модель вида

$$B_{ij}(v) = \sum_{m=0}^u b_{mij} v^m, i = \overline{1,26}; j = \overline{1,19}, \quad (4)$$

где b_{mij} – коэффициенты. В результате аппроксимации рассматриваемых зависимостей полиномами вида (4) с использованием метода наименьших квадратов оказалось, что при $u = 3$ погрешность аппроксимации не превышает 1 %.

Модель режимов работы комплекса при движении судна по заданному морскому пути позволяет прогнозировать среднерейсовые эксплуатационные характеристики, в том числе зависимость (2). В этой модели используются справочные данные Регистра о статистической повторяемости ветровых режимов по районам океанов и морей в различные сезоны года. Может быть использована также прогнозная информация для конкретного рейса. Для заданной линии и сезона года строится "матрица маршрута", характеризующая повторяемость различных ветровых режимов: $\{p_{ij}\} (i = \overline{1,26}; j = \overline{1,19})$. Для всех ij -х ветровых условий в соответствии с принятым способом регулирования мощности ГД и заданным k -тым скоростным режимом с использованием "матрицы судна" определяется скорость судна v_{ijk} и расход топлива ГД B_{ijk} . Среднерейсовые показатели при известной протяженности маршрута L определяются по формулам:

- средневзвешенная скорость судна

$$v_k = \sum_{i=1}^{26} \sum_{j=1}^{19} v_{ijk} p_{ij}, \quad (5)$$

- время выполнения рейса

$$T_k = \frac{L}{v_k}, \quad (6)$$

- средневзвешенный расход топлива ГД

$$\mathbf{B}_k = \sum_{i=1}^{26} \sum_{j=1}^{19} B_{ijk} p_{ij}, \quad (7)$$

- суммарный расход топлива

$$Q_k = T_k \mathbf{B}_k. \quad (8)$$

Для решения задач по определению оптимальной средней скорости судна также удобно пользоваться аналитическим выражением зависимости (2). В результате аппроксимации зависимостей (2), полученных для различных типов судов и сезонов года, также оказалось достаточным использование полинома третьей степени вида

$$\mathbf{B}(v) = \sum_{m=0}^3 b_m v^m, \quad (9)$$

где v – средневзвешенная скорость судна; \mathbf{B} – часовой расход топлива; $\{b_m\}_0^3$ – вектор коэффициентов аппроксимационной модели (9). Погрешность модели (9) также не превышает 1 %. Использование же модели (3) не позволяет с необходимой точностью описывать рассматриваемую зависимость.

Критерием оптимальности для определения плановой средней скорости судна в зависимости от конкретной эксплуатационной ситуации может быть принят: минимум расхода топлива на милю пути плавания, максимум провозоспособности, минимум эксплуатационных расходов, максимум прибыли в единицу времени за рейс с учетом и без учета стоянки [1–7].

В качестве исходной информации для расчета оптимальной скорости судна в зависимости от принятого критерия оптимальности используются следующие данные: протяженность линии; стоимость топлива; постоянные расходы в единицу времени, включающие капитальные затраты, амортизационные отчисления и все эксплуатационные расходы судна, которые распределяются на период эксплуатации; постоянные расходы в рейсе в единицу времени, включающие заработную плату экипажа, стоимость питания, страхование и другие расходы, пропорциональные продолжительности рейса; постоянные расходы, связанные с выходом в рейс, прибытием в порт, выполнением рейса (оплата портовых сборов, лоцманской проверки, прохода проливов и каналов и т.д.); расходы на эксплуатацию судна в период стоянки; предполагаемое время стоянки.

С использованием полинома (9) для всех перечисленных выше критериев не представляет сложности определить оптимальную среднюю скорость судна в аналитической форме, т.к. для этого достаточно решить алгебраическое уравнение второй или третьей степени. В последнем случае используются преобразование Феррари и формулы Кардано. На основании изложенной методики разработано программное обеспечение для бортовой

ЭВМ, позволяющее рассчитать оптимальную среднерейсовую скорость судна и соответствующие ей эксплуатационные расходы и прибыль.

При решении второй задачи – управления текущей скоростью судна в зависимости от конкретных условий плавания – в качестве критерия оптимизации принимается минимум расхода топлива за рейс Q при заданной среднерейсовой скорости судна v [4, 5], то есть

$$Q = \int_0^T B(t, v) dt \rightarrow \min \quad (10)$$

при условии

$$\frac{1}{T} \int_0^T v(t) dt = v = \text{const}, \quad (11)$$

где $B(t, v)$ – текущий расход топлива ГД, зависящий от скорости судна и внешних условий, изменяющихся во времени t ; $T = L/v$ – время выполнения рейса.

Для определения зависимости $B(t, v)$ использованы статистический и квазистационарный подходы. Время выполнения рейса разбито на n условных временных интервалов, на каждом из которых параметры ветра и волнения считаются постоянными. В моменты времени $t=t_h$, где $t_h \in (0, T)$, $h = \overline{1, n}$, предполагается скачкообразное изменение ветровых условий. В соответствии с квазистационарным подходом динамика переходных движений в моменты времени $t=t_h$ не рассматривается [4]. Использование квазистационарного подхода допустимо с учетом того, что постоянная времени пропульсивного комплекса судна по его скорости несоизмеримо меньше периода относительного постоянства внешних условий. С учетом принятых допущений и аппроксимационной модели (4) подынтегральная функция в функционале (10) может быть представлена в виде кусочно-постоянной функции времени, имеющей разрывы первого рода в точках $t=t_h$:

$$B(t, v) = \sum_{m=0}^3 b_m(t) v^m, \quad t \in \bigcup_{h=0}^n (t_h, t_{h+1}). \quad (12)$$

На управление, в качестве которого выступает скорость судна, наложены переменные ограничения в виде двойных неравенств

$$v_{\min}(t) \leq v(t) \leq v_{\max}(t), \quad (13)$$

где $v_{\min}(t)$, $v_{\max}(t)$ – кусочно-постоянные функции времени.

В работе [7] доказано, что для рассмотренной оптимизационной задачи (10) – (13) может быть применена обобщенная теорема Эйлера [5]. Уравнение Эйлера для промежуточной функции Лагранжа после преобразований получено в виде

$$\frac{\partial B}{\partial v} = -\lambda_0, t \in \bigcup_{h=0}^n (t_h, t_{h+1}), \quad (14)$$

где λ_0 – множитель Лагранжа (постоянное число). Обозначим $C = -\lambda_0$. С использованием выражения (12) из (14) получим уравнение экстремалей в явном виде

$$v(t) = -\frac{b_2(t)}{3b_3(t)} + \sqrt{\left(\frac{b_2(t)}{3b_3(t)}\right)^2 - \frac{b_1(t)}{3b_3(t)} + \frac{C}{3b}}, t \in \bigcup_{h=0}^n (t_h, t_{h+1}). \quad (15)$$

Таким образом, на каждом временном интервале (t_h, t_{h+1}) , $h = \overline{0, n}$, характеризуемом неизменными внешними условиями, скорость судна, обеспечивающая экстремум суммарного расхода топлива, является постоянной величиной, определяемой по выражению (15). В моменты времени $t=t_h$ при изменении внешних условий скорость судна должна быть изменена до нового значения в соответствии с выражением (15). Постоянная C определяется с использованием интегрального условия (11) и зависит от заданной средней рейсовой скорости судна, района плавания и времени года. При решении задачи с использованием статистического подхода в выражении (15) вместо коэффициентов $b_m(t) (m = \overline{0, 3})$ могут быть использованы коэффициенты $b_{mij} (m = \overline{0, 3}; i = \overline{1, 2, 6}; j = \overline{1, 3, 1})$ модели (7).

При фактическом выполнении рейса предусматривается расчет оптимальной текущей скорости судна на основании разработанных методов с использованием бортовой ЭВМ. Для повышения эффективности управления скоростью судна предполагается корректировка разработанных имитационных моделей по результатам мониторинга параметров, характеризующих внешние условия и режимы работы пропульсивного комплекса судна.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Капитонов И.В. Резервы эффективности эксплуатации морских судов. – М.: Транспорт, 1990. – 221 с.
2. Кацман Ф.М. Эксплуатация пропульсивного комплекса морского судна. – М.: Транспорт, 1987. – 223 с.
3. Методика определения оптимальной эксплуатационной скорости грузовых бербоутных судов. РД 31.0020.1.02-80. – М.: ЦРИА "Морфлот", 1982. – 8 с.
4. Небеснов В.И. Оптимальные режимы работы судовых комплексов. – М.: Транспорт, 1974. – 200 с.
5. Петров Ю.П. Оптимальное управление движением транспортных средств. – Л.: Энергия, 1969. – 96 с.
6. Полянцев Ю.Д., Кобринский Г.А. Методы управления топливно-энергетическими ресурсами на морском транспорте. – М.: Транспорт, 1983. – 136 с.

7. Миюсов М.В. Режимы работы и автоматизация пропульсивного комплекса теплохода с ветродвижителями. – Одесса: ОГМА; ОКФА, 1996. – 256 с.

УДК

Капитонов И.В., Дрозд Е.В.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БЮДЖЕТА ХОДОВОГО ВРЕМЕНИ СУДОВ

Увеличение бюджета ходового времени рейса по сравнению с тем временем, которое необходимо для его выполнения с плановой технической скоростью полного хода V_I , позволяет перейти на режим работы судна со сниженной скоростью $V_{\tilde{N}}$, что обеспечивает сокращение суточного расхода топлива главным двигателем, расхода топлива на милю и на рейс, увеличение экономии топлива при одновременном увеличении продолжительности перехода, потери тоннаже-суток, рейсового расхода топлива вспомогательными механизмами и снижение эффективности работы судна на сниженных скоростях [1]. В связи с этим определение и эффективное использование изменения бюджета ходового времени рейса при заданной протяженности перехода невозможно без установления взаимосвязи, определения характера и количественной оценки изменения технико-экономических показателей работы судов.

Согласно требованиям правил технической эксплуатации по обеспечению надежной работы главных судовых дизелей с наибольшей N_{iH} и наименьшей N_{imin} длительной эксплуатационной индикаторной мощностью и в соответствии с рекомендациями отделов теплотехники морских пароходств для одновинтовых судов

$$\frac{N_{imin}}{N_{iH}} = K_N = 0,5. \quad (1)$$

Для водоизмещающих судов, винтовую характеристику главных двигателей которых принято представлять параболой степени H в области $N_{iH}-N_{imin}$, относительное изменение скорости происходит в диапазоне

$$1 \geq \delta V \geq \sqrt[H]{K_N}. \quad (2)$$

Поскольку при заданной протяженности перехода ($\delta S=1$) между относительной скоростью $\delta V=V_C/V_I$ и соответствующим относительным бюджетом ходового времени $\delta X=X_C/X_I$ существует соотношение

$$\delta X = \frac{1}{\delta V}, \quad (3)$$

то относительное изменение бюджета ходового времени

$$1 \geq \delta X \geq -H\sqrt{K_N} \quad (4)$$

происходит в области между верхней и нижней ограничительной характеристикой главного двигателя.

Увеличение бюджета ходового времени на данном переходе в наибольшей степени отражается на сокращении относительного суточного расхода топлива главным двигателем

$$\delta Q = \left(\frac{Q_C}{Q_{\pi}} \right)_{s=const} = \left(\frac{1}{\delta X} \right)^b \quad (5)$$

в диапазоне

$$1 \geq \delta Q \geq (K_N)^{\frac{b}{H}}, \quad (6)$$

где b – показатель степени зависимости суточного расхода топлива главным двигателем от скорости

$$Q = aV^b. \quad (7)$$

Здесь и далее индексы C и \bar{I} использованы для обозначения технико-эксплуатационных показателей соответственно при плановом и увеличенном бюджете ходового времени рейса.

Несколько меньшие изменения относительного расхода топлива происходят за переход $\delta b = b_{\bar{N}}/b_{\bar{I}}$, на милю $\delta q = q_{\bar{N}}/q_{\bar{I}}$ и с рейсовыми затратами на топливо для главного двигателя $\delta R_M = R_{M\bar{N}}/R_{M\bar{I}}$

$$\delta b = \delta q = \delta R_M = \left(\frac{1}{\delta X} \right)^{b-1} \quad (8)$$

в диапазоне

$$1 \geq \delta b \geq (K_N)^{\frac{b-1}{H}}$$

Относительные рейсовые расходы по содержанию на ходу судна и экипажа $\delta R_s = R_{s\bar{N}}/R_{s\bar{I}}$, а также расходы топлива для вспомогательных механизмов за период $\delta D = D_{\bar{N}}/D_{\bar{I}}$ и на милю $\delta d = d_{\bar{N}}/d_{\bar{I}}$ изменяются пропорционально относительному бюджету ходового времени рейса

$$\delta R_s = \delta D = \delta d = \delta X. \quad (9)$$

С увеличением бюджета времени рейса уменьшается эффективность работы судна на сниженных скоростях [1]

$$\delta E = \frac{E_C}{E_{\pi}} = \frac{\delta X^{b-1} - 1}{\delta X^b - \delta X} = \frac{1 - \delta q}{\delta X - 1}, \quad (10)$$

а также увеличивается относительная задержка с прибытием в порт назначения δZ и соответствующая потеря тоннаже-суток δT

$$\delta Z = \delta T = \delta X - 1 = \delta V^{-1} - 1. \quad (11)$$

В зависимости от бюджета ходового времени изменяется относительная экономия топлива для главного двигателя

$$\delta \mathcal{E} = \left(\frac{b_{\pi} - b_c}{b_{\pi}} \right)_{s=const} = 1 - \left(\frac{1}{\delta X} \right)^{b-1} \quad (12)$$

в диапазоне

$$0 \geq \delta \mathcal{E} \geq 1 - (K_N)^{\frac{b-1}{H}}.$$

Если увеличение бюджета ходового времени рейса X происходит за счет сокращения стояночного времени C , то относительное значение коэффициента ходового времени рейса $K_x = X/(X+C)$ равно относительному бюджету ходового времени рейса

$$\delta K_x = \left(\frac{K_{xc}}{K_{xp}} \right)_{s=const} = \delta X. \quad (13)$$

Изменение относительных величин технико-эксплуатационных показателей работы судна в зависимости от бюджета ходового времени для наиболее характерных [2] значений $b=3$, $H=3$ показано на рис. 1.

Представленные зависимости свидетельствуют о том, что в области между верхней и нижней ограничительной характеристикой бюджет ходового времени при $H=3$ может быть увеличен в 1,26 раза. С увеличением ходового времени рейса изменение δY более интенсивно, чем δT , в связи с чем относительная эффективность работы судов на сниженных скоростях

$$\delta E = \delta \mathcal{E} / \delta T \quad (14)$$

во всем диапазоне изменения δX больше единицы. Сравнение (9) и (11), а также результаты анализа зависимостей на рис. 1, показывают, что характер относительного изменения δT и δZ при увеличении бюджета ходового времени рейса δX такой же, как и относительного изменения δD , δd , δR_x , δK_x , а величины δT , δZ на единицу меньше.

Относительное изменение технико-эксплуатационных показателей δQ , δb , δq , δY , δR_i , δE зависит не только от бюджета ходового времени, но в значительной мере от условий и методов эксплуатации судна и характеристик его пропульсивного комплекса, определяемого параметром b . Влияние параметра b на технико-эксплуатационные показатели работы судна при максимальном использовании бюджета ходового времени в грузу и в балласте суд-

Рис. 1. Техничко-эксплуатационные показатели работы судна
в зависимости от бюджета ходового времени.

на с чистым корпусом было проанализировано на примере работы судов универсального и балкерного флота ГСК ЧМП.

Анализ изменения технико-эксплуатационных показателей работы судов показывает, что увеличение бюджета ходового времени рейса положительно отражается на его прибыльности, если сокращение расходов на топливо для главного двигателя $\Delta R_{ji} = R_{ji}(1 - \delta R_M)$ покрывает увеличение расходов на содержание судна на ходу, включая расходы на топливо для вспомогательных механизмов, $\Delta R_{sj} = R_{sj}(R_{sx} - 1)$, т.е. если выполняется условие

$$\left[1 - \left(\frac{1}{\delta X}\right)^{b-1}\right] R_{МП} > (\delta X - 1) R_{схП}, \quad (15)$$

что определяет условие прибыльности рейса при увеличении бюджета ходового времени в δX раз. В частности, при $b=3$, $H=3$ для обеспечения прибыльности рейса при увеличении δX должно быть выполнено первоначальное соотношение

$$\frac{R_{сП}}{R_{МП}} < \frac{\delta X + 1}{\delta^2 X}, \quad (16)$$

отражающее изменение δE (10) в зависимости от δX . Размеры абсолютного увеличения прибыли $\Delta P = P_{\tilde{N}} - P_i$, равного абсолютному уменьшению расходов на ходу, могут быть найдены из выражения

$$\Delta P = R_{МП} \left(1 - \frac{1}{\delta X^{b-1}}\right) - R_{сП} (\delta X - 1) \quad (17)$$

или

$$\Delta P = R_{МП} \delta \mathcal{E} - R_{сП} \delta Z. \quad (18)$$

Если принять относительные расходы

$$I = \frac{R_{сП}}{R_{МП}} = \frac{Z_E + Z_D Q_D}{Z_M a V_{П}^b} \quad (19)$$

в качестве относительных расходов для режима работы судна на полном ходу ($\delta X=1$), то при $\delta P = \Delta P / R_{i\tilde{N}}$ относительное увеличение прибыли в результате увеличения бюджета ходового времени рейса составит

$$\delta P = \left(1 - \frac{1}{\delta X^{b-1}}\right) - I (\delta X - 1). \quad (20)$$

В выражении (19) Z_M и Z_D – цена топлива соответственно для главного двигателя и вспомогательных механизмов, Z_E – суточные расходы по содержанию судна и экипажа, Q_D – суточный расход топлива на вспомогательные механизмы.

Результаты исследования влияния бюджета ходового времени δX на относительное увеличение прибыли δP в зависимости от I для значений $b=3$, $H=3$ показаны на рис. 2.

Представленные результаты позволяют сделать следующие выводы:

- 1) уменьшение относительных расходов I обеспечивает достижение более высокого уровня прибыли δP при одинаковом бюджете ходового времени δX ;

Рис. 2. Зависимость относительного изменения прибыли от использования бюджета годового времени

- 2) среди значений относительных расходов I существует величина I_{\max} , при превышении которой, т.е. при $I > I_{\max}$, увеличение бюджета годового времени $\delta X > 1$ приводит к снижению относительной прибыли (для $b=3$, $H=3$, $I_{\max}=2$, см. рис. 2);

- 3) условие достижения δP_{\max} на нижней ограничительной характеристике главного двигателя определяет величину I_{\min} (для $b=3$, $H=3$, $I_{\min}=1$, см. рис. 2); в связи с этим для максимального увеличения относительной прибыли при всех $I \leq I_{\min}$ следует стремиться в полной мере использовать бюджет ходового времени, т.е. согласно (4) планировать работу судна при $\delta X_{\max} = -\sqrt[3]{K_N}$;
- 4) в диапазоне $I_{\min} \leq I \leq I_{\max}$ для каждого значения I существуют оптимальные значения δX_{opt} , обеспечивающие наибольшее увеличение относительной прибыли δP_{\max} в пределах верхней и нижней ограничительной характеристики главного двигателя;
- 5) с увеличением I значения δX_{opt} снижаются при одновременном уменьшении δP_{\max} .

Результаты исследований, представленные на рис. 2, показывают также, что в диапазоне $1 < I < 2$ существуют два значения $\delta X \geq 1$: $\delta X_1 < \delta X_2$, обеспечивающие равнозначное увеличение прибыли δP . Первое значение $\delta X < \delta X_{\text{opt}}$ обеспечивает выполнение перехода за более короткий срок $X_1 = X_j \delta X$ с меньшими затратами по содержанию судна. Второе значение $\delta X_2 > \delta X_{\text{opt}}$ позволяет за счет большего снижения скорости сэкономить большее количество топлива для главного двигателя.

Количественная оценка и анализ суточных расходов и условий эксплуатации судна позволяют эффективно использовать бюджет ходового времени рейса и определить возможность повышения прибыльности рейса за счет оптимизации ходового режима.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Капитонов И.В. Эффективность работы судов на сниженных скоростях и на экономичном ходу // Судовая энергетика. – 1993. – №1. – С. 10-16.
2. Раховецкий А.Н. Эффективность рейса морского судна. – М.: Транспорт, 1989. – 144 с.

УДК

Михайлов В.С., Скиданчук А.И.
КИВТ

УЧЕБНЫЙ ТРЕНАЖЕР ОПЕРАТОРА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБЪЕКТА С СИСТЕМОЙ СИГНАЛИЗАЦИИ И ЗАЩИТЫ

Развитие водного транспорта, оснащение его современными судами с комплексами сложного оборудования, применение высокоавтоматизированных систем управления, регулирования сигнализации и защиты требуют вы-

сокого уровня теоретических знаний и практической подготовки специалистов водного транспорта.

Реализация этих требований в рамках существующих учебных планов и установленных сроков обучения специалистов в высших учебных заведениях водного транспорта встречает серьезные трудности.

Эффективным направлением их преодоления является интенсификация учебного процесса с помощью технических средств обучения в частности созданием и применением тренажеров различного назначения.

Тренажеры позволят ускорить отработку практических приемов и навыков, продемонстрировать наглядную связь между теорией процессов протекающих в энергетических объектах и их осуществлением.

Так в Киевском институте водного транспорта на кафедре "Судовождения и энергетики судов" разработан и используется "Тренажер энергетического объекта с системой сигнализации и защиты".

Тренажер работает следующим образом. Перед пуском электродвигателя 14 необходимо установить номинальный уровень в емкости 12 расширительного бака системы охлаждения, создавать давление в гидропрессе 21 при помощи рукоятки 30, что будет соответствовать предпусковой прокачке системы смазки дизеля, включить питание и проверить исправность световой, звуковой сигнализации и защиты, поставив перед этим выключатель 34 в положение "Защита включена". Рукояткой автотрансформатора 8 запускают электродвигатель 14 и устанавливают по указателю 20 минимально устойчивые обороты. При этом питание поступает и на электронагреватель 33, вследствие чего происходит нагрев термоблока 32, имитирующего нагрев систем смазки и охлаждения. При достижении номинальной температуры в системах смазки и охлаждения, контроль за которыми осуществляется по указателям 17, 18, необходимо установить посредством рукоятки автотрансформатора 6 номинальные обороты электродвигателя 14.

Так как интенсивность нагрева термоблока 32 зависит от оборотов электродвигателя 14, тренажер работает как самодействующая автоматическая система, т.е. при повышении оборотов выше номинальных увеличивается и нагрев термоблока 32, температура в системах смазки, охлаждения и упорного подшипника достигает предупредительных значений срабатывают поочередно пороговые блоки комбинированных реле 22, 23, 25, сигналы поступают на узлы световой о и звуковой б сигнализации, следствием чего является включение предупредительной световой и звуковой сигнализации преобразователя 16. При дальнейшей работе тренажера и достижении аварийных значений температуры в системах смазки и охлаждения срабатывают реле 24, 26, сигналы поступают на узлы световой ё и звуковой б сигнализации и защиты 7. Узел 7 подает питание на соленоид 9, который через механическую связь и выключатель 10 отключает питание от электродвигателя 14 и электронагревателя 33. Таким образом, происходит имитация останова ди-

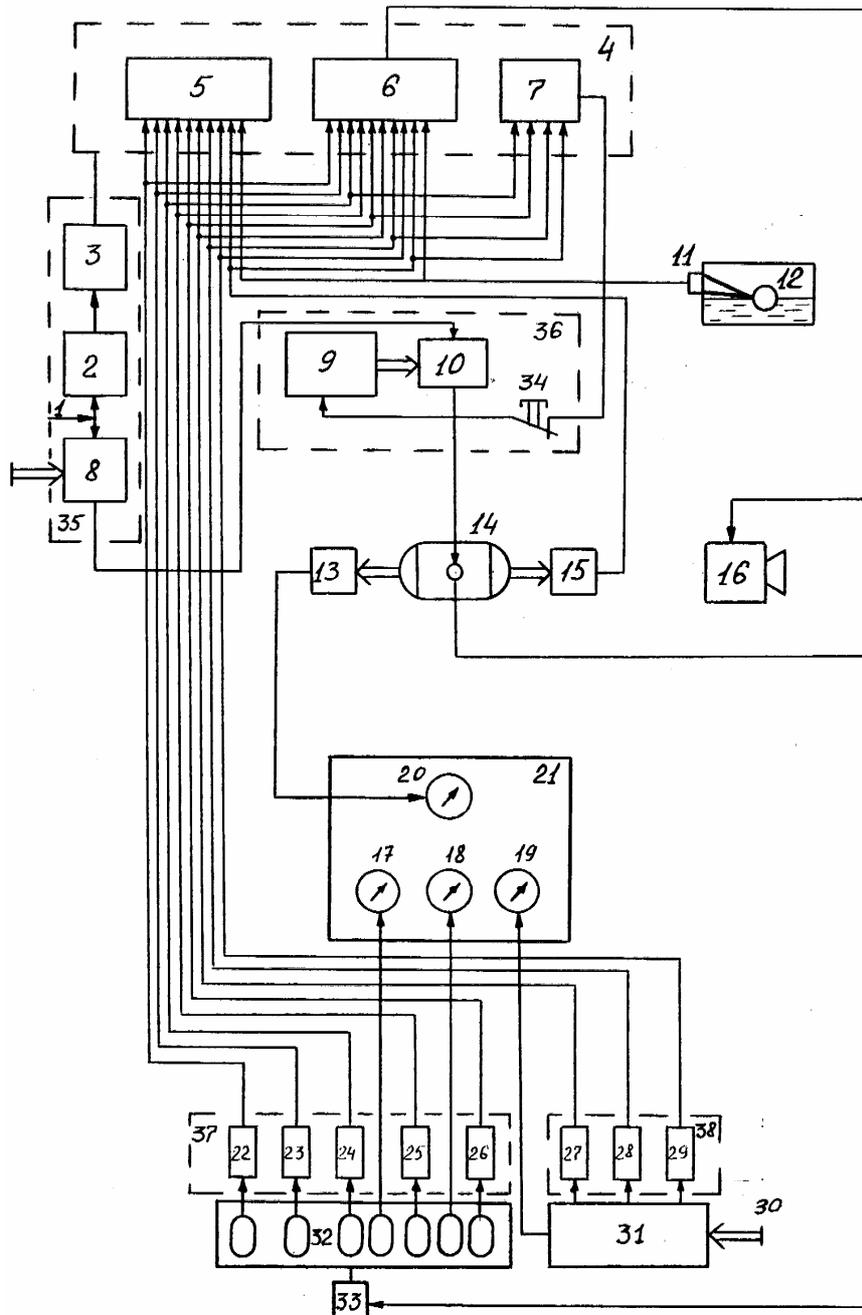


Рис. Блок-схема стенда.

зеля и прекращение нагрева системы смазки и охлаждения. При достижении электродвигателем 14, имитирующим работу дизеля, оборотов выше предельных срабатывает реле контроля оборотов блока 15, сигнал поступает на вход узлов световой 5 и звуковой 6 сигнализации и защиты 8, 7, которые включают световую и звуковую сигнализацию, а также защиту (остановку) электродвигателя 14.

При снижении давления в гидропрессе 31 с помощью рукоятки 30, имитирующем давление в системе смазки и упорном подшипнике, срабатывают поочередно реле 27-29, сигнал от которых поступает соответственно на входы узлов световой 5 и звуковой 6 сигнализации и защиты 7, которые включают световую и звуковую сигнализацию при достижении допустимых зна-

чений давления и защиту при достижении аварийных значений давления систем смазки.

При снижении уровня в емкости 12 реле датчика II через свой пороговый блок подает сигнал на входы узлов 5, 6, которые включают световую и звуковую сигнализацию.

Для остановки работы тренажера при нормальной работе имитатора дизеля- электродвигателя 14 необходимо с помощью рукоятки автотрансформатора 6 вывести обороты дизеля на нулевые, снять давление в гидропрессе 31 посредством рукоятки 30, отключить питание от тренажера.

Предлагаемый тренажер, оборудованный системой предупредительно-аварийной сигнализацией и отключаемой защитой, обеспечивает создание реальных условий при работе дизеля и его систем, дает возможность создавать реальные предельные и аварийные процессы, протекающие в дизеле и его системах, отрабатывать способы их устранения, осуществлять настройку, обслуживание и ремонт первичных штатных датчиков предупредительно-аварийной сигнализации, отключаемой защиты и системы в целом. Тренажер повышает качество профессиональной подготовки операторов сложных автоматизированных энергетических установок, что устраняет необходимость обучения на штатных дизельных установках, а значит, исключает расход топлива, смазки и сохраняет ресурс двигателей. Не являясь объектом повышенной опасности в условиях учебной аудитории, тренажер после приобретения начальных навыков может использоваться для самостоятельного обучения.

Предлагаемый тренажер может быть использован для качественного обучения операторов сложных автоматизированных энергетических установок в промышленности и на транспорте, а также как испытательный стенд для проверки, настройки и ремонта средств автоматизации систем предупредительно-аварийной сигнализации и отключаемой защиты.

УДК

КОВАЛЕНКО В.Ф., БОЕВ Ю.И.
ОГМА

ПРОБЛЕМЫ КОМПЛЕКСНОЙ ПЕРЕРАБОТКИ МОРСКИХ И СОЛЕННЫХ ГРУНТОВЫХ ВОД ПРИ ИХ МАССОВОМ ОПРЕСНЕНИИ

Интенсивное развитие промышленности, а также повышение расхода воды на бытовые нужды, поставило перед обществом проблему воды, являющуюся частью проблем энергетики, питания и охраны окружающей среды. Наиболее остро вопрос дефицита пресной воды и защиты естественных пресных водоемов стоит на Украине.

Проблема обеспечения водой промышленных центров, а в недалеком будущем и сельского хозяйства, путем подвода природных вод каналами кар-

динально не может быть решена, так как уже в ближайшем будущем около 30 % стока Днепра будет перерабатываться на промышленных предприятиях, кроме того, в настоящее время речная вода уже требует достаточно сложной обработки перед ее использованием. Масштабы же сбросов промышленных вод в реки и моря уже настолько велики, что даже Мировой океан не в состоянии переработать все промышленные стоки.

Задачи по снижению дефицита воды можно осуществить только в результате многогранных комплексных исследований.

Одним из путей в решении данной проблемы является опреснение природных минерализованных вод. Опреснение является одним из наиболее реальных путей водообеспечения приморских арридных и полуарридных областей и районов с развитой промышленностью. Такое решение целесообразно также в районах со значительными запасами соленых и солоноватых вод. Учитывая, что отходы опреснительного производства представляют собой концентраты, на базе которых возможна организация комплексного химического производства, массовое опреснение соленых вод позволит перенести ряд химических производств-потребителей природной пресной воды из глубинных материковых районов и прибрежные. Такой перенос предотвратит снижение загрязнения естественных источников пресной воды, предприятиями галургической промышленности, а также снизит расходы на рекультивацию земель отработанных карьеров этих предприятий.

Учитывая сложность и многогранность поставленной проблемы, рассмотрим только постановочные задачи, их влияние на взаимоотношения человека и окружающей среды и основные направления работ при их решении.

1. Пути повышения рентабельности термического опреснения

Часто встречающиеся в литературе сравнительные данные по энергопотреблению различных видов опреснения подчеркивают низкую экономичность термических методов опреснения, особенно в сравнении с гиперфильтрацией. Однако авторы в этом случае забывают о возможностях регенерации тепла при термическом опреснении. Действительно прямые затраты энергии на отделение одного килограмма дистиллята от рассола при термическом опреснении составляют более 2000 кДж/кг, а при гиперфильтрации менее 20 кДж/кг. Регенерация же тепла в многоступенчатых испарителях мгновенного вскипания позволила снизить расходы тепла до 80 кДж/кг. В то же время затраты на водоподготовку требующуюся для увеличения срока службы мембран при гиперфильтрации, а также их замена в значительной мере превышает их энергетическую экономию. Следовательно, первый и наиболее рациональный путь повышения экономичности при массовом производстве опресненной воды является максимальная внутренняя регенерация тепла в термических опреснительных установках. Кроме того, этот метод является наиболее изученным и прошел широкую эксплуатационную проверку.

Вторым путем повышения экономичности термического опреснения при массовой переработке природных минерализованных вод, является организация практически безотходного производства. Такой вывод базируются на результатах анализа технологических процессов современных производств галургической промышленности, работающих на сырье осадочного происхождения. Необходимо отметить, что эти предприятия кроме минерального сырья, для добычи которого приходится из эксплуатации земли под карьеры с последующей их рекультивацией, потребляют значительные количества природной пресной воды для выщелачивания пород (приготовления технологических растворов) и для разбавления высококонцентрированных отходов. В результате выщелачивания пород получают растворы в достаточной степени сходные с концентратами, образующимися при опреснении природных соленых вод. Учитывая эти обстоятельства испарительные опреснители можно рассматривать как подготовительные цеха галургической промышленности, дающие сырье для химпроизводства и основной продукт в виде опресненной воды. Такая организация производства устраняет расход природной пресной воды на приготовление концентратов и разбавление отходов в условиях её острого дефицита в соответствующих материковых районах.

Масштабы потребности пресной воды северо-западного побережья Черного моря, Крыма, Приазовья и других районов Украины определяют необходимость создания водоопреснительных предприятий большой производительности порядка 1·10 м³/сутки. При переработке такого количества морской воды в опреснителях, рассолы, сбрасываемые из них ежедневно, содержат 1300-1800 т магния, 380 т кальция, 66 т брома, 3, 6-4, 8 т бора, 50-250 кг йода, 100-200 кг лития, 120-200 кг рубидия и других редких элементов. Необходимо отметить, что в настоящее время мировая добыча рубидия не превышает 300 кг в год.

Для некоторых химических соединений и элементов уже в настоящее время основным сырьем является морская вода. К ним относятся галлий, сульфат натрия, бром, йод, соединения магния, бора. Однако целенаправленное получение их в ряде случаев требует значительных затрат из-за больших количеств перерабатываемой морской воды. В комплексе же с водоопреснением, повышающим концентрацию искомым соединений, снижается стоимость химической продукции, что в определенной мере снижает и стоимость опресненной воды.

Современные тенденции развития добычи редких элементов опираются на разработку технологии их получения из сырья с небольшим содержанием интересующего промышленность продукта, при значительных его запасах. Справедливость такого положения неоспорима, так как каждое месторождение требует разработки специфической технологии применимой только для данного месторождения, что приводит к существенным капитальным затратам при переходе от одного, пусть даже богатого месторождения, к другому.

С этой точки зрения массовое опреснение морских и соленых грунтовых вод может рассматриваться как источник сырья для получения редких элементов относительно бедного по содержанию, но неограниченного по запасам. При такой постановке вопроса разработка конкретного технологического прогресса позволит получать до 300 элементов, содержащихся в морской воде в количестве более 0,1 мг/л. Причем создание предприятия, не ограниченного сроками эксплуатации источника сырья (месторождения) позволит систематически с развитием и достижениями науки и техники.

Для оценки возможности получения рассеянных элементов и их соединений из морской воды при ее концентрировании в дистилляционных аппаратах в лаборатории кафедры СТЭ ОГМА ступенчатого концентрирования путем удаления из рассола образующейся твердой фазы на различных стадиях упарки черноморской воды. В отличие от имеющихся в литературе данных о максимально достигнутом концентрировании морской воды – 1:63.

Сопоставление результатов анализа полученных концентратов морской воды указывает на целесообразность изучения солевых систем концентратов морской воды с целью получения не только традиционных продуктов, но и для выделения редких элементов. Так, например, концентрация брома в пробе 1:200 на 30 % выше самого богатого источника природного сырья бромной промышленности. Вполне реально организация производства калийных соединений, бора, иода и брома, которые концентрируются пропорционально степени упарки.

Как показали исследования ОГМА в процессе концентрирования выше 1:100 накипеобразования отсутствует.

2. Влияние массового использования опресненной воды на окружающую среду

Комплексная переработка природных минерализованных вод должна привести к существенному снижению антропогенного влияния на окружающую среду, что определяется следующими положениями.

1. Безотходное опреснение шахтных вод, кроме обеспечения пресной водой и рядом химических соединений, характерных для конкретного забора воды, должно превратить сбросы соленых и солоноватых вод в реки, солесодержание которых, в связи только с развитием угольной промышленности, возросло в десятки раз. В этом случае необходимо помнить, что любые другие методы переработки шахтных и буровых вод, без полной утилизации отходов, не снижают суммарную минеральную составляющую шахтных вод, поступающих в природные источники.

2. Водоснабжение юга Украины путем опреснения морской воды с параллельным получением химической продукции не только обеспечит снижение расходов на опреснение, но и при правильной оценке конъюнктуры на химическую продукцию, окажет существенное влияние на перераспределение нагрузки предприятий химической промышленности в областях значи-

тельно удаленных от побережья. Это влияние должно определяться снижением интенсивности разработок месторождений осадочного происхождения для предприятий галургической промышленности, а в ряде случаев и полного прекращения их работы, так как потребность в химической продукции может быть удовлетворена при переработке концентратов, образующихся при опреснении морской воды. Такое положение одновременно приведет к снижению расхода пресной воды из ее природных источников в глубинных материковых районах и снижению их загрязнения сточными водами. Перевод ряда химических предприятия на сырье, получаемое из морской воды, снижая интенсивность горных выработок, соответственно снизит расходы на рекультивацию земель отработанных карьеров и отвалов, а также объем отчуждения земель.

3. Сокращение суммарного стока русских рек Дон и Кубань, связанное с широким внедрением орошаемого земледелия и других сельскохозяйственных мероприятий, приводит к систематическому повышению солености Азовского моря, что обуславливает сокращение его биологической продуктивности. Создавшееся положение необходимо учитывать при строительстве мощных опреснительных предприятий, которые в существенной мере могут повысить соленость Азовского моря за счет безвозвратного забора азовской воды, компенсирующегося только более соленой черноморской водой. Следовательно, целесообразность строительства водоопреснительных предприятий на побережье Азовского моря должна быть глубоко изучена на межгосударственном уровне.

3. Основные области использования опреснения воды в народном хозяйстве

Одной из основных задач рассматриваемой проблемы является рациональное определение области использования опресненных вод в народном хозяйстве и решение вопроса по энергообеспечению опреснительных предприятий. Применение опресненной воды в промышленности представляет интерес не только с точки зрения освобождения значительных количеств природной пресной воды для бытовых целей, но и потому, что на всех предприятиях-водопотребителях должны снизиться расходы на химводоподготовку. Решение данного вопроса возможно путем городских водоводов на промышленные и бытовые. Вторым крупным потребителем опресненной воды может являться сельское хозяйство. Учитывая, что земли арридных и полуарридных регионов в большинстве случаев являются засоленными, применение для орошения вод с пониженным солесодержанием, которое можно регулировать в зависимости от конкретных характеристик почв, позволит восстановить их характеристики путем промывки опресненной водой или, во всяком случае, отсутствием дополнительного подвода солей при орошении природными водами, которые в этих районах обычно обладают повышенным содержанием.

В качестве основного источника тепловой энергии при крупномасштабном опреснении рационально использовать атомные энергокомплексы. Опреснительное производство может сглаживать пульсацию тепловых нагрузок реактора, работающего на электростанции. Колебания же производительности термического опреснителя легко компенсируются накопительными емкостями для пресной воды и концентратов. Учитывая, что опреснительное производство может работать на низкопотенциальном тепле, при создании турбин с незначительным противодавлением или неполным расширением пара, становится возможным использовать теплоту конденсации. Это устраняет необходимость создания градирен, снижает расход пресной воды на работу АЭС и повышает эффективность использования тепловой энергии.

На основании изложенного целесообразно решать вопросы ряда районов юга Украины путем массового опреснения черноморской воды с параллельным производством химической продукции на базе атомных энергокомплексов. Так как развитие новой отрасли промышленности требует постоянного совершенствования на базе последних достижений науки и техники, необходимо организовать на Украине самостоятельное структурное научно-производственное подразделение – институт проблем воды.

УДК 627.386.6

Скрипник В.Н., Чура Н.Н.
ОГМА, НГМА

РАЗДЕЛЕНИЕ ВОДОНЕФТЯНЫХ ЭМУЛЬСИЙ ПРИ ИХ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ

В основе функционирования судовых и береговых технических устройств для обезвреживания нефтесодержащих вод может лежать большое число разнообразных способов разделения водонефтяных эмульсий. В виду того, что каждый из них имеет известные ограничения по разрешающей способности (величине неизвлекаемого остатка загрязнителей) приходится прибегать к интегрированию очистных устройств в комплексы, например: тонкослойный отстойник-фильтр [1,2]; отстойник-флотатор [3] при высоком исходном содержании загрязнителей либо флотатор-отстойник [4] – при низком. Встречаются и более сложные сочетания: зернистый фильтр – коалесцирующий фильтр – тканевый фильтр [5]; нефтеловушка – тонкослойный отстойник – флотатор [6] и т.п. Вполне очевидно, что чрезмерное усложнение установок, в особенности большой пропускной способности, не всегда является оправданным. Поэтому в состав очистных комплексов, как правило, включаются установки, использующие эффект гравитационного отстоя и напорной флотации.

К их числу относится станция очистки балластных вод на морской нефтебазе "Шесхарис" в п. Новороссийск, принимающая на переработку, кроме балластных, трюмные судовые и нефтесодержащие воды береговых предприятий. В состав очистных сооружений на станции входят первичные резервуары-отстойники, буферные резервуары и флотаторы. Практика ее эксплуатации показывает, что комплексы подобного рода обладают высокой чувствительностью к эксплуатационным факторам, влияющим на устойчивость водонефтяных эмульсий к разрушению – колебаниям нагрузок по количеству поступающей воды и, в особенности, к ее исходному нефтесодержанию. В таких условиях основным регулятором стабильности очистного процесса на станции являются резервуары-отстойники, повышение очистной способности которых даже на 0,5 % по данным [7,8] позволяет существенно снизить концентрацию нефти в очищенной воде.

Исходя из этого, весьма полезным оказался бы ввод в очистную схему дополнительных устройств-осветлителей. В рассматриваемом варианте их роль отводится балластопроводам, которые, кроме основных транспортных - функций, могут обеспечить возможность частичного разделения эмульсий. Действительно, большая доля гидравлических систем очистного комплекса, соединяющих суда со станцией, приходится на горизонтальные участки диаметром 0,7...1,2 м, длиной 60...930 м, общей вместимостью до 0,1 от вместимости отстойников. Как видно, отношения диаметров труб к длине составляют 0,04...0,007, а при среднем расходе балластных вод 1800 м³/ч располагаемое время их пребывания в отстойной зоне достигает 0,7 ч, т.е. балластопроводы по внешним признакам вполне отвечают элементам тонкослойных отстойников.

Сами трубопроводы не могут обеспечить удаления дисперсной фазы из потока, т.к. общее содержание нефти в их пределах остается неизменным. Имеет место лишь его перераспределение по высоте сечений. Удаление выделившейся нефти осуществляется при помощи низконапорных гидроциклонов, сопряженных с определенным шагом с верхней образующей балластопроводов за счет отбора и очистки некоторой обогащенной нефтью части потока. Пропускная способность гидроциклонов и шаг их установки определена по данным, характеризующим изменение профиля концентрации нефти в вертикальных сечениях вдоль потока.

Процесс поперечного переноса дисперсной фазы из объема дисперсионной среды в пределах балластопроводов является следствием большого числа разноречивых факторов. В первую очередь к ним относится эмульгирование нефти под действием турбулентных пульсаций, т.к. в балластопроводах наблюдается ярко выраженный турбулентный режим движения при $Re = (4,0...9,6) \cdot 10^5$. При ламинарном режиме поперечный перенос частиц может осуществляться только под действием архимедовых сил вследствие того, что линии тока непроницаемы для пульсационного движения. Переход

к турбулентному режиму вызывает изменение масштаба сил. Это способствует поперечному переносу количества движения, созданию послойного турбулентного трения и, собственно, переносу вещества – турбулентной диффузии при наложении эффекта межкапельной коалесценции в турбулентном потоке с перемещением капель к верхней образующей под действием архимедовых сил либо за счет турбулентной диффузии.

Вполне очевидно, что перемещение капель нефти в неоднородных турбулентных потоках можно уподобить молекулярной диффузии, а интенсивность переноса оценивать соответственно коэффициентами турбулентной и молекулярной диффузии, хотя их отличие из-за различий в масштабах действующих сил может составить три - пять порядков. Для идентификации параметров такой модели выбрана система зависимостей, позволяющая количественно описать данное явление и оценить значимость составляющих механизма переноса дисперсной фазы.

При переносе капель в область ламинарного пограничного слоя турбулентные пульсации постепенно затухают, в результате чего молекулярный механизм диффузии начинает преобладать над турбулентным. Это соответствует постоянству концентрации нефти в ядре потока и медленному, подчиняющемуся логарифмическому закону, уменьшению ее в пределах вязкого подслоя. Однако, несмотря на достаточно высокую математическую строгость в исходных посылках, интегрирование зависимости, учитывающей совместное влияние турбулентных пульсаций и архимедовых сил на характер распределения капель в пределах поперечных сечений потока, точных решений не дало. Это обусловлено неоднородностью распределения дисперсной фазы по размерам капель и, соответственно, по концентрациям. В то же время качественный анализ установленных закономерностей указывает на положительное влияние турбулентных пульсаций на коалесценцию мелких капель, что в известной мере способствует интенсификации очистного процесса.

Вторая попытка аналитического исследования процесса коалесценции капель основывалась на аналогии с коагуляцией коллоидных суспензий под действием броуновского движения. На основе принятого допущения о том, что укрупнение происходит только за счет попарной коалесценции капель одинакового размера, получена зависимость, позволяющая достаточно корректно прогнозировать время достижения заданной концентрации при известных свойствах разделяемых эмульсий. Установлено, что применительно к условиям течения реальных нефтесодержащих вод в балластопроводе диаметром 0,8 м со средней скоростью 1,1 м/с при размерах исходных капель 50...130 мкм определяющую роль играет концентрация капель, причем с увеличением их размера процесс коалесценции интенсифицируется. То же следует отметить и в отношении режима движения, когда возрастание числа Re приводит к снижению временного интервала попарного слияния капель. Од-

нако и здесь следует вводить существенные поправки на неоднородность распределения концентрации нефти по высоте сечения, что потребовало постановки прямого эксперимента.

При экспериментальных исследованиях характера изменения профиля концентрации по длине балластопровода было смонтировано два пробоотборных устройства на расстоянии 130 м. Пробы отбирались в шести точках по высоте сечений. Соблюдение их представительности обеспечивалось за счет поддержания постоянной пропорции между темпом отбора проб и скоростью потока в балластопроводе, а время отбора проб ограничивалось основным периодом дебалластировки танкеров, когда нефтесодержание выкачиваемых вод составляло 100...200 ч/млн.

Анализ полученных данных указывает на идентичность распределения полей концентраций в обоих сечениях для всего исследуемого факторного пространства. В большей их части изменение концентрации нефти по высоте имеет монотонный характер. При этом, если в сечении 1 перепад в 2,1...2,8 раза наблюдается в диапазоне относительных высот точек отбора (0,1...0,9) D , где D – диаметр балластопровода, то в сечении 2 рост концентрации в 2,4...3,8 раза имеет место уже в диапазоне глубин (0,1...0,7) D . Непосредственно у верхней образующей по отношению к нижней точке отбора перепад нефтесодержания становится еще большим: в сечении 1 – в 16,2...18,7 раза, в сечении 2 – в 44,9...76,8 раза. Таким образом, вполне очевидно, что балластопровод, несмотря на высокую турбулизацию потока, достаточно успешно играет роль гравитационного отстойника, причем осветление нефтесодержащих вод происходит не только в пределах вертикальных сечений, но и по длине. Действительно, при переходе от сечения к сечению нефтесодержание высок сконцентрированной части потока возрастает от 318...623 до 684...1280 мг/л при среднем по сечению – 96...186 мг/л.

На основе статистической обработки полученных данных установлен вид зависимостей, описывающих профили концентраций, которые дали возможность корректно оценить параметры перераспределения характеристик профилей в пределах горизонтальных участков балластопроводов. Легко показать, что характер зависимостей объективно коррелирует с прогнозом, основанным на принятой физической модели процесса разделения эмульсий в поле турбулентных пульсации. Наличие обогащенного слоя указывает на эффективность функционирования балластопровода в режиме осветлителя нефтесодержащих вод даже в случае их низкой исходной концентрации. В период резких скачков нефтесодержания доля нефти в этом слое может только возрастать, что приведет к улучшению показателей очистки.

Расчеты показывают, что для снижения среднего содержания нефти в конечном сечении балластопровода на 53...62 % вполне достаточно перепустить через встроенный гидроциклон не более 0,1 общего расхода жидкости.

Для удаления из балластопровода 40 % нефти потребуется сеть из 30 таких аппаратов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кульский Л.А., Строкач П.П. Технология очистки природных вод. - Киев: Вища школа, 1981. - 327 с.
2. Черников Н.А. Интенсификация работы отстойных сооружений для очистки нефтесодержащих сточных вод: дисс. канд.техн. наук.-Л., 1981.- 212 с.
3. Егоров Э.Н., Чура Н.Н. Повышение эффективности флотатора для очистки балластных вод танкеров // Вопросы обеспечения охраны окружающей среды при эксплуатации судов и рекуперация вторичных ресурсов на предприятиях отрасли. – Л; Судостроение, 1986. – С. 119-120.
4. Жуков А.И., Монгайт И.Л Родзиллер И.Д. Методы очистки производственных сточных вод. – М.: Стройиздат, 1977. – 208 с.
5. Мацнев А.И. Очистка сточных вод флотацией. – Киев: Будивельник, 1976. – 132 с.
6. Проектирование канализации населенных мест и предприятий:Справочник. – М.: Стройиздат, 1981. – 630 с.
7. Степанец Л.Г., Роев Г.А. Техничко-экономический анализ работы доочистных сооружений нефтебаз // Нефтяная промышленность. Сер. Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов: обзорная информация / ВНИИОЭНГ, – М. – Вып. 3(21). – 1982, – 56 с.
8. Степанец Л.Г. Очистка нефтесодержащих вод на морских нефтебазах // Нефтяная промышленность. Сер. Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов: обзорная информация / ВНИИОЭНГ. – М. – Вып. 9(27). – 1982. – 56 с.

УДК

Половинка Э.М., Черныш И.И.
ОГМА

ТЕМПЕРАТУРНЫЕ РЕЖИМЫ РАСПЫЛИТЕЛЯ ОХЛАЖДАЕМОЙ ФОРСУНКИ СУДОВОГО СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

При переводе среднеоборотного судового дизеля ЧН25/34 на средневязкое топливо без модернизации форсунок наблюдалась их неудовлетворительная работа. Базовая конструкция форсунок предназначена для использования дизельного топлива и не имела охлаждения. Распылитель этой форсунки представлен на рис. 1а.

Как показали испытания, при переходе на топливо моторное ДТ заметно (в среднем на 30 °С) возрастает температура распылителя неохлаждаемой форсунки. Следует отметить также весьма высокий уровень температуры

этого распылителя и при использовании дизельного топлива. Для режима полной мощности он составляет около 250°C . Результаты испытаний представлены на рис. 2 кривыми изменения температуры распылителя для двух сортов топлива в диапазоне нагрузок от холостого хода до полной нагрузки (0...100 % номинальной мощности, составлявшей 75 кВт для одного цилиндра).

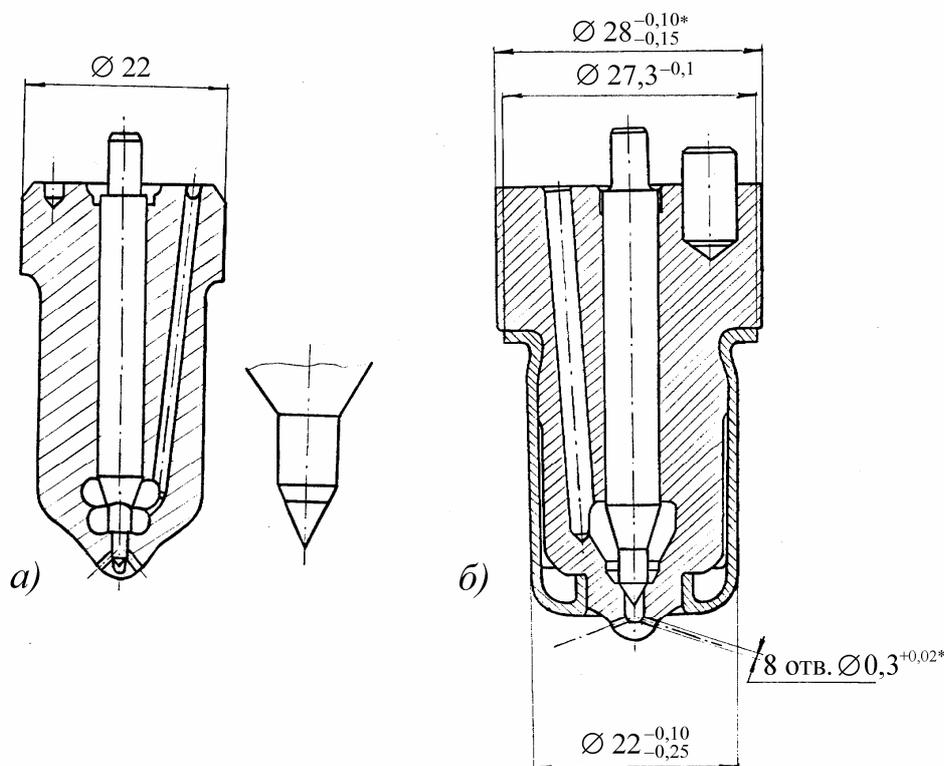


Рис. 1. Распылители форсунок: а – неохлаждаемый, б – охлаждаемый.

Высокий температурный уровень неохлаждаемого распылителя в сочетании с увеличенной склонностью средневязкого топлива к нагарообразованию и привели к ухудшению эксплуатационных свойств форсунок.

С целью обеспечения удовлетворительных эксплуатационных характеристик форсунок при работе на средневязком топливе была проведена их модернизация с введением охлаждения распылителей. Конструкция охлаждаемого распылителя представлена на рис. 1б. Полость охлаждения образована тонкостенной рубашкой напрессованной на корпус.

При проектировании охлаждаемой форсунки предусматривалось равенство эффективного сечения сопловых отверстий штатной (неохлаждаемой) и создаваемой форсунки. Поэтому первоначально были изготовлены охлаждаемые распылители с десятью отверстиями: одним центральным диаметром 0,25 мм и девятью диаметром 0,35 мм с углом 140° ($1 \times 0,25 - 9 \times 0,35 \times 140$).

Однако уже в ходе проверки на качество распыливания они не имели стабильных показателей. Параметры двигателя после установки этих распылителей были неудовлетворительными: наблюдалось разрегулирование в процессе работы, высокие температуры отработавших газов. После несколь-

ких часов работы двигателя на дизельном топливе форсунки были проверены на прессе. Качество распыливания оказалось неудовлетворительным, на некоторых распылителях периодически зависали иглы.

Т.о. охлаждаемые распылители с десятью отверстиями оказались неработоспособными.

Причиной неудовлетворительной работы распылителей является, по-видимому, значительное по сравнению с прототипом (распылителями двигателя "Зульцер" ВАН-22) ослабление жёсткости корпуса в районе посадочного конуса из-за увеличения количества сопловых отверстий (десять отверстий в опытном распылителе вместо шести у двигателя ВАН22).

Для оценки работоспособности форсунки в целом и определения влияния охлаждения распылителя было принято решение продолжать испытания, укомплектовав форсунки распылителями с сопловым аппаратом $6 \times 0,3 \times 130$. Такие распылители устанавливаются на двигатели ВАН-22.

При выборе условий охлаждения исследовано влияние вида охлаждающей жидкости и режимов охлаждения на температуру распылителя. С этой целью на двигателе 6ЧН25/34 смонтирована экспериментальная система охлаждения форсунок, схема которой представлена на рис. 3.

В ходе испытаний ставились следующие задачи:

- сопоставить температуры охлаждаемых и неохлаждаемых распылителей при работе на дизельном и моторном топливе на различных режимах нагрузочной характеристики двигателя: от холостого хода до 110 % номинальной мощности;
- сравнить температуры распылителя при охлаждении его различными жидкостями: дизельным топливом, маслом, водой;
- определить влияние давления и расхода охлаждающей жидкости на температуру распылителя при работе двигателя на номинальном режиме;

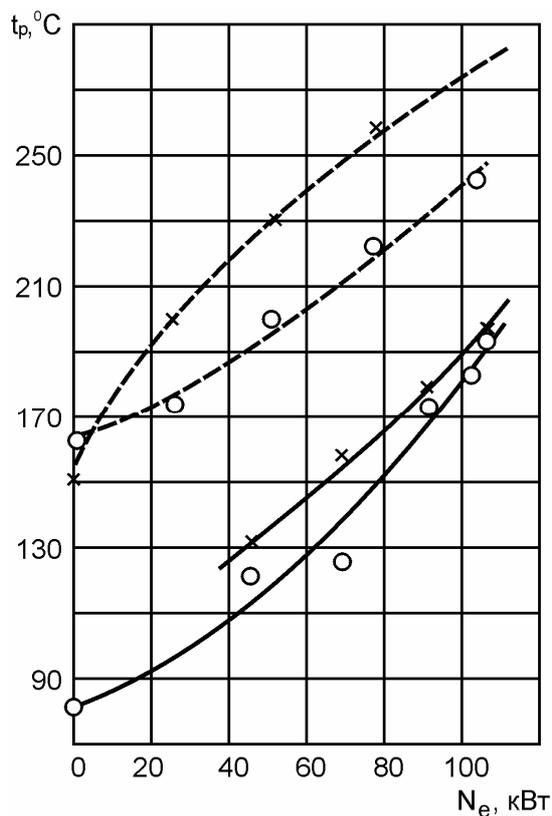


Рис. 2. Зависимость температуры распылителей от нагрузки и сорта применяемого топлива.

пунктир – неохлаждаемый распылитель;

сплошная – охлаждаемый распылитель;

1 – рабочее топливо ДТ; 2 – рабочее топливо ДЛ.

- определить влияние температуры рабочего топлива на температуру распылителя.

Измерение температуры производилось с помощью термопары, спай которой приваривался к поверхности распылителя на один мм выше сопловых отверстий. В качестве материала термопары использован хромель-копель.

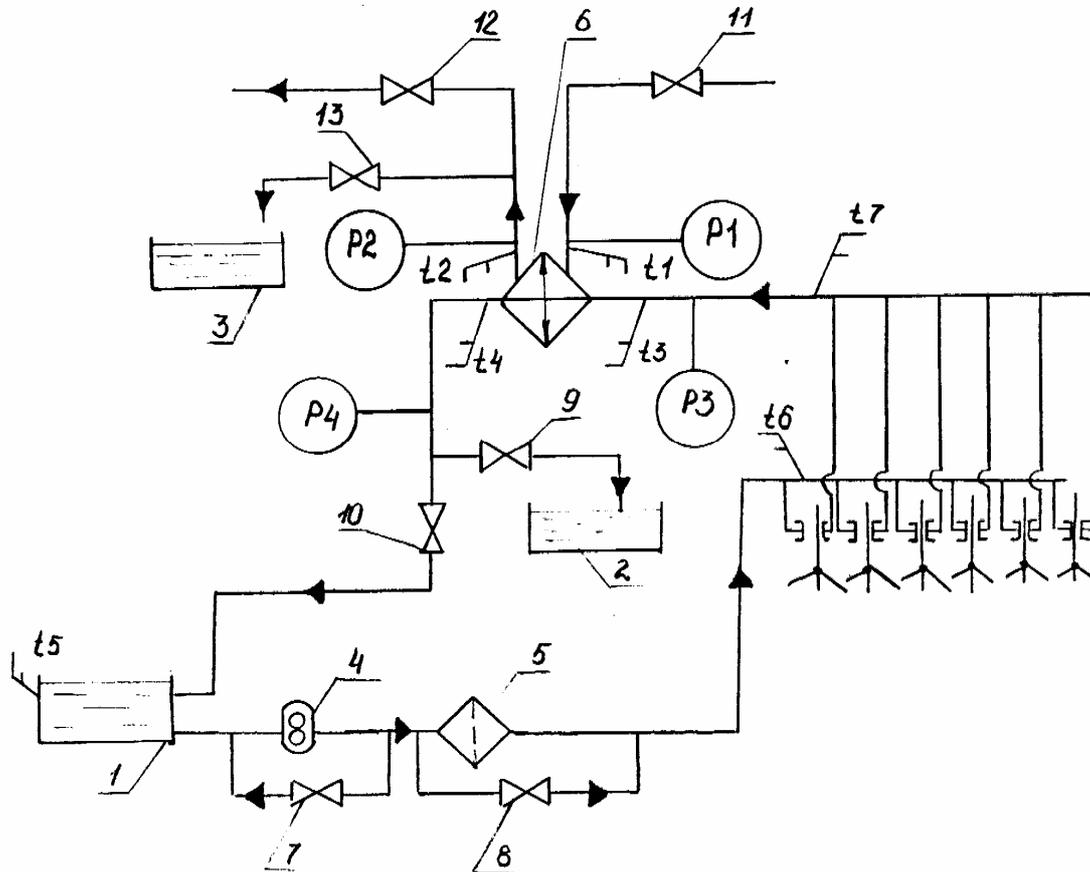


Рис. 3. Экспериментальная система охлаждения форсунок

1 – циркуляционный бак внутреннего контура; 2, 3 – мерные ёмкости; 4 – циркуляционный насос; 5 – фильтр; 6 – холодильник; 7-13 – клапаны; p_1 - p_4 – манометры; t_1 - t_6 – термометры

При обработке показаний термопары использованы таблицы значений э.д.с. в зависимости от температуры. Измерение э.д.с. производилось потенциометром типа ПП-63.

Результаты термометрирования распылителя даны на графиках рис. 2, 4, 5, 6.

Для сравнения уровней температур охлаждаемого дизельным топливом и неохлаждаемого распылителя на рис. 2 даны кривые температур t_p в зависимости от эффективной мощности N_e двигателя при работе его на дизельном и моторном топливе.

Как видно на рис. 2, температура охлаждаемого распылителя ниже на 80-90 °С в диапазоне нагрузок от 100 до 50 % номинальной и работе двигателя на топливе ДТ. В случае, когда двигатель работал на дизельном топливе ДЛ,

эта разница несколько меньше и составляет соответственно 60 и 80 °С для полной нагрузки и холостого хода.

Т.е. снижение температуры распылителя за счет его охлаждения дизельным топливом будет 34 и 29 % при работе двигателя на моторном ДТ и дизельном ДЛ топливе.

Вместе с тем при работе без нагрузки температура распылителя снижается настолько, что возможно выпадение влаги в районе распыливающих отверстий. Так, при работе на дизельном топливе температура охлаждаемого

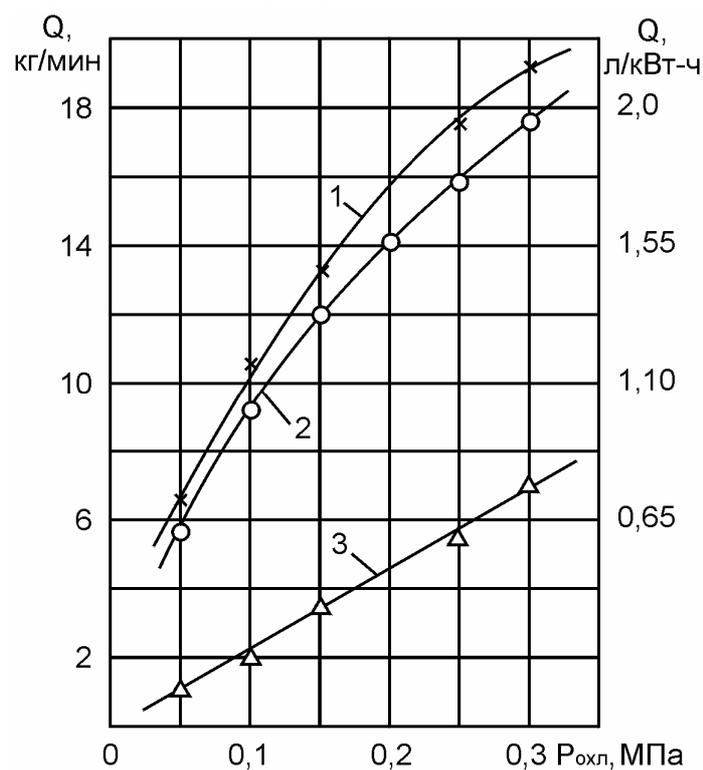


Рис. 4. Зависимость расхода охлаждающей жидкости от давления в системе.

1 – вода; 2 – дизельное топливо; 3 – масло М10В₂

измерения расхода каждой охлаждающей жидкости в системе в зависимости от давления за насосом. В качестве единицы для измерений количества жидкости, проходящей через форсунки, приняты кг/мин. Диапазон изменения этой величины в опытах: 1 - 19 кг/мин.

Изменение расхода осуществляется путем перепуска различного количества жидкости на всасывание насоса, что определяло различные давления в системе за насосом. Давление в опытах составляло 0,05 - 0,30 МПа.

Различная вязкость воды, дизельного топлива и масла (при температуре 40 °С соответственно 1; 1,3; 16,5 ВУ или 4 и 125 сСт для дизельного топлива и масла) определило различие в расходах Q этих жидкостей. Значения Q для воды и дизельного топлива отличаются незначительно, составляя 6,5; 5,5 и 19,2; 17,6 кг/мин соответственно при давлениях 0,05 и 0,3 МПа. Количество

распылителя равна 80 °С, что явно ниже точки росы. Если считать, что точка росы составляет 100-110 °С, то вода на распылителе может конденсироваться при понижении нагрузки до 40 % (при работе на дизельном топливе).

Поскольку в современных среднеоборотных судовых двигателях используются для охлаждения форсунок различные жидкости, а в ходе исследований ставилась задача выбора оптимального варианта охлаждения, были проведены опыты с использованием в контуре охлаждения форсунок дизельного топлива ДЛ, воды и смазочного масла марки М10В₂.

На рис. 4 даны результаты

масла, поступающего в систему при тех же давлениях, гораздо меньше, а именно, 1,1 - 7 кг/мин.

Эффективность охлаждения различными жидкостями при равных расходах определяется в основном, теплоемкостью и коэффициентом теплоотдачи от металла распылителя. По этим характеристикам вода существенно отличается от масла и дизельного топлива. Так, для масла удельная теплоёмкость равна 1,9 кДж/(кг·°C), для дизельного топлива 1,7 кДж/(кг·°C), для воды можно принять 4,2 кДж/(кг·°C).



Рис. 5. Зависимость температуры распылителя от расхода охлаждающей жидкости.

1 – вода; 2 – дизельное топливо; 3 – масло М10В₂

температуры распылителя при использовании воды по сравнению с дизельным топливом составляет 25 °C. Абсолютные значения температур при различных значениях Q для воды равны 160-157 °C в диапазоне Q=6-19 кг/мин. Эти значения указывают также на отсутствие существенной взаимосвязи расхода воды и температуры распылителя.

На рис. 6 представлены более подробные данные о работе системы охлаждения на дизельном топливе. Построены зависимости от давления охлаждающего топлива температуры распылителя t_p , температуры топлива t_1 на входе и t_2 на выходе из форсунок.

Как и для случая использования воды, прежде всего, следует указать на относительно небольшое влияние расхода охлаждающего топлива на температуру распылителя. Действительно, при увеличении давления в системе

Увеличенная теплоемкость и более высокие значения коэффициента теплоотдачи тепла в воду определяют значительное снижение температуры распылителя.

На рис. 5 приведены значения температур распылителя t_p в зависимости от расхода охлаждающей жидкости.

При равных расходах масла и топлива температуры распылителя близки (для Q=6 кг/мин, $t_p=190$ °C). Снижение темпера-

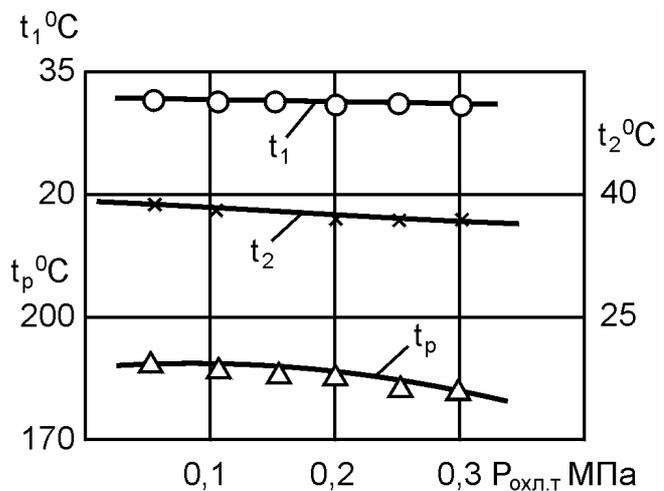


Рис. 6. Параметры системы охлаждения $P_{охл.т}$ – давление охлаждающего топлива; t_1 , t_2 – температура охлаждающего топлива на входе и выходе из форсунок.

охлаждения от 1 до 3 кг/см² и росте расхода примерно в два раза температура распылителя практически не изменилась.

Что касается охлаждающего топлива, то перепад температур изменяется незначительно во всем диапазоне его расходов и составляет 8 - 6 °С. На выходе из форсунок температура при этом снижается на 2 °С ($t_2=39 - 37$ °С).

Измерение температуры распылителя проведено также и при изменении температуры рабочего моторного топлива, поступающего в двигатель. Диапазон изменения температуры рабочего топлива составил 35...106 °С. Распылитель при этом имел практически постоянную температуру (её колебания носили случайный характер и не выходили за пределы 188...193 °С).

ВЫВОДЫ

1. Температура распылителя за счет его охлаждения снижена на 30 % и составляет около 190 °С, что обеспечивает его надежную работу на моторном топливе ДТ.

2. Возможно переохлаждение и коррозионный износ охлаждаемого распылителя на малых нагрузках.

3. При охлаждении распылителя маслом и дизельным топливом получены для разных расходов близкие величины температур распылителя. Температура распылителя при охлаждении его водой на 25 °С ниже, чем для дизельного топлива и составляет при номинальной нагрузке около 160 °С.

4. Изменение количества воды и дизельного топлива, идущего на охлаждение распылителя, в диапазоне 1...2,8 л/(кВт·ч) практически не оказывает влияния на температуру распылителя.

5. Температура распылителя не зависит также и от подогрева рабочего топлива в диапазоне 35 - 105 °С.

УДК 621.431.74.004.13

Черныш И.И.

ОГМА

ОЦЕНКА МОЩНОСТИ ДИЗЕЛЯ ПО СУММАРНОМУ КОЭФФИЦИЕНТУ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА

В настоящее время на судах старой постройки основным методом получения информации о мощности и экономичности малооборотных (МО) дизелей, является снятие индикаторных диаграмм и замер расхода топлива. На среднеоборотных (СО) и высокооборотных (ВО) дизелях индикаторные приводы отсутствуют.

Из многих косвенных методов оценки энергетических показателей дизелей, представляет интерес оценка мощности дизелей по параметрам газовой

душного тракта, а именно, по суммарному коэффициенту избытка воздуха α_Σ , который определяется путем анализа отработавших газов.

Известно, что индикаторная мощность дизеля может быть представлена зависимостью [1].

$$N_i = \frac{B_\nu Q_H}{3600} \eta_i. \quad (1)$$

Умножив и поделив выражение (1) на суммарный коэффициент избытка воздуха, получим:

$$N_i = \frac{B_\nu Q_H}{3600} \alpha_\Sigma \frac{\eta_i}{\alpha_\Sigma}, \quad (2)$$

или в относительном виде, обозначив индексом "0" базовые значения величин

$$\frac{N_i}{N_{i0}} = \frac{Q_H}{Q_{H0}} \frac{B_\nu}{B_{\nu0}} \frac{\alpha_\Sigma}{\alpha_{\Sigma0}} \frac{\bar{\eta}_i}{\bar{\alpha}_\Sigma}, \quad (3)$$

где

$\frac{Q_H}{Q_{H0}}$ – относительная величина низшей теплоты сгорания топлива;

$\frac{B_\nu}{B_{\nu0}}$ – относительная величина часового расхода топлива;

$\frac{\bar{\eta}_i}{\eta_{i0}}$ – относительная величина индикатора КПД;

$\frac{\bar{\alpha}_\Sigma}{\alpha_{\Sigma0}}$ – относительная величина суммарного коэффициента из-

бытка воздуха.

Отношение $\frac{\bar{\eta}_i}{\bar{\alpha}_\Sigma} = f(\bar{\alpha}_\Sigma)$ может быть, с достаточной степенью точности, аппроксимировано экспоненциальной функцией вида [2].

$$\frac{\bar{\eta}_i}{\bar{\alpha}_\Sigma} = e^{K_{\alpha_\Sigma}(1-\bar{\alpha}_\Sigma)}, \quad (4)$$

в которой коэффициент K_{α_Σ} для конкретного дизеля можно определить методом наименьших квадратов:

$$K_{\alpha_\Sigma} = \frac{\sum_{i=1}^a \bar{\alpha}_\Sigma \ln \frac{\bar{\eta}_i}{\bar{\alpha}_\Sigma}}{\sum_{i=1}^a \bar{\alpha}_\Sigma - \sum_{i=1}^a \bar{\alpha}_\Sigma^2}, \quad (5)$$

где a – количество измерений.

Индикаторная мощность дизеля, с учетом ее базовой величины N_{i0} , оценивается по выражению

$$N_i = N_{i0} \frac{Q_H}{Q_{H0}} \frac{B_{\text{ч}}}{B_{\text{ч}0}} \frac{\alpha_{\Sigma}}{\alpha_{\Sigma 0}} e^{K_{\alpha_{\Sigma}}(1-\bar{\alpha}_{\Sigma})}, \quad (6)$$

для которого необходимо на рассмотренном режиме произвести замеры расхода топлива $B_{\text{ч}}$ и суммарного коэффициента избытка воздуха α_{Σ} . Часовой расход топлива при пользовании мерным баком, подсчитывают по выражению

$$B_{\text{ч}} = \frac{3600 \cdot V \rho_T}{\tau}, \quad (7)$$

где V – объем контрольной порции топлива (или мерного бака), м³;
 $\rho_T = \rho_{20} + K(t_0 - t_T)$ – плотность топлива при температуре его измерения, т/м³;
 ρ_{20} – плотность топлива при $t_0 = 20^{\circ}\text{C}$ определяется из сертификата на топливо кг/м³;
 K – температурная поправка, $\frac{e\ddot{a}}{\ddot{n}i \cdot \ddot{a}\ddot{a}\ddot{a}}$

τ – время опорожнения мерного бака по контрольным риском, с.

Суммарный коэффициент избытка воздуха определяется на основании результатов анализа газов для случая неполного сгорания топлива по формуле

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{1}{1 - 3,785 \left(\frac{\dot{I}_{2-0,5\ddot{N}\ddot{I}}}{N_2} \right)}, \quad (8)$$

Адекватность выражения (6) подтверждается результатами испытаний двухтактного RD56 и четырехтактного 8ЧН25/34 дизелей, значение параметров которых на номинальном режиме приведены в таблице 1.

Таблица 1

№ п /п	Наименование параметров	Размерность	Дизель 6RD56	Дизель 8РН25/34
1	Эффективная мощность	КВТ	3676	456
2	Часовой расход топлива Вч	кг/ч	781	92,5
3	Частота вращения вала n	мин ⁻¹	170	500
4	Суммарный коэффициент избытка воздуха	–	3,68	2,1

Результаты испытаний дизелей 6RD56 в таблице 2, а 8ЧН25/34 в таблице 3.

Таблица 2

Сравнение результатов испытаний и оценки мощности по α_{Σ} двухтактного дизеля 6RD56

Режимы работы N_e %	Испытания, $Q_H=41643$ кДж/кг					Расчет, $\hat{E}=0,9034$		
	n об/мин	B_{ch} кг/ч	α_{Σ}	N_i кВт	N_i кВт	Погрешн. N_i в %	η_m	N_e кВт
44,7	129,5	365	3,003	1892	1872	-0,99	0,837	1567
66,0	150,0	532	3,1828	2751	2768	-,0,60	0,858	2375
80,9	160,5	562	3,2924	3371	3415	+1,30	0,870	2971
88,0	163,0	703	3,3390	3664	3700	+0,96	0,871	3222
91,3	168,0	736	3,4607	3802	3889	+2,23	0,876	3407

Таблица 3

Сравнение результатов испытаний и оценка мощности по α_{Σ} четырехтактного дизеля 8ЧН25/34

Режимы работы N_e %	Испытания, $\eta_{m0}=0,87$				Расчет, $\hat{E}\alpha_{\Sigma}=0,7821$			
	n об/мин	B_{ch} кг/ч	α_{Σ}	N_i кВт	N_i кВт	η_m	N_e кВт	Погрешн. N_i в %
26,4	500	35,4	3,7233	164,3	165,1	0,639	105,5	+0,45
51,3	500	51,3	2,8753	262,9	258,1	0,774	199,9	-1,82
85,5	500	79,1	2,2233	398,6	393,3	0,851	344,6	-1,67
100,0	500	92,5	2,1	456,3				
110,2	500	103,2	2,041	496,8	503,9	0,881	443,8	+1,42
117,0	500	111,4	1,927	524,7	536,1	0,887	475,5	+2,12

Метод оценки мощности дизеля по суммарному коэффициенту избытка воздуха α_{Σ} весьма хорош и достаточно надежен. Кроме того анализ газов на CO_2 , O_2 дает возможность контролировать качество сгорания топлива, состояние топливной аппаратуры, загрязнение окружающей среды.

Результаты оценки мощности дизеля предлагаемым методом, не превышают погрешности результатов обработки индикаторных диаграмм и лежат в пределах 1-3 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Самсонов В.И., Худов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов. – М.: Транспорт, 1990. – 368 с.
2. Толстов А.И. К теории рабочего процесса быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия. Сб. тр. ЦНИДИ. – 1951. – № 8.

УДК

Сагин С.В., Поповский Ю.М., ОГМА
Гребенюк М.Н., ВГТУ

ВЛИЯНИЕ ОРИЕНТАЦИОННОЙ УПОРЯДОЧЕННОСТИ В ГРАНИЧНЫХ СМАЗОЧНЫХ СЛОЯХ НА ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УЗЛОВ ТРЕНИЯ

Процессы трения, протекающие в судовых энергетических установках, во многом определяют их надежность и энергетические затраты на преодоление механических потерь, причем наиболее опасным является режим граничного трения, который наблюдается при изменениях кинематических и динамических параметров работы узлов трения. В таких режимах увеличиваются нормальные и касательные напряжения, что приводит к резкому увеличению износа.

Свойства смазочной жидкости, находящейся в зазоре пары трения, определяются специфическим взаимодействием молекул смазки и твердого тела (в результате физической адсорбции, хемосорбции или химических реакций).

Ориентационная упорядоченность граничных смазочных слоев тесно связана с молекулярным строением смазывающей жидкости и состоянием поверхности твердого тела. Так, наиболее прочными являются граничные смазочные слои, образованные из молекул, содержащих активные (полярные) групп. Такие молекулы взаимодействуют с адсорбционными центрами металлической поверхности, что приводит к ориентационной упорядоченности в объеме полимолекулярного слоя.

В [1] гипотетически указывалось на связь ориентационной упорядоченности граничных слоев с их триботехническими характеристиками, однако, одновременная оценка этих характеристик не проводилась.

Целью работы было выяснение связи между ориентационной упорядоченностью в граничных смазочных слоях и их триботехническими характеристиками.

Изучение параметров ориентационной упорядоченности проводилось оптическими методами определения дихроизма поглощения в граничных смазочных слоях и измерения их оптической анизотропии.

Исследуемый смазочный материал помещался во внутреннюю полость плоского световода, образованного двумя параллельными плоскими полированными металлическими поверхностями. Ширина световода варьировалась в пределах 5-100 мкм и контролировалась с помощью микрометрического устройства.

Целью проведения оптических исследований было определение толщины и степени упорядоченности граничного смазочного слоя.

Одновременно с этим производилось определение триботехнических характеристик исследуемых смазочных материалов на машине трения ДМ-29. При этом измерялась сила трения в функции от температуры и на-

грузки в зоне контакта. Измерения проводились в интервале нормальных нагрузок 1-3 кН, температур 20-150 °С и переменной скорости маслоподачи.

Было установлено, что смазочные масла, используемые в циркуляционных системах судовых среднеоборотных дизелей, образуют на поверхности металлов ориентационно упорядоченные граничные слои, толщина которых в некоторых случаях достигает 20 мкм [20].

Было показано, что при повышении температуры, в результате дезориентации молекул, уменьшается оптическая анизотропия и толщина граничного смазочного слоя и увеличивается коэффициент трения. Было установлено, что масла, имеющие большую степень упорядоченности и толщину граничных слоев, являются более температуростойкими и при равных условиях характеризуются меньшими значениями силы трения, чем масла с меньшей степенью упорядоченности и толщиной граничного слоя.

Согласно [1, 3], с помощью нанесения на твердые поверхности пар трения монослоев поверхностно активных веществ можно значительно улучшить триботехнические характеристики граничных смазочных слоев. Нами в качестве поверхностно активных веществ (ориентантов) использовались монослои олеиновой кислоты, цетилового спирта и эпиламов (амидофена и эфрена). Кроме того, проводились исследования технических масел с поверхностно активной присадкой (Гретерин - 3).

Было установлено, что применение в качестве поверхностных покрытий вышеуказанных веществ увеличивает в 2-2,5 раза ориентационную упорядоченность и толщину граничных смазочных слоев, а также снижает величину силы трения. Покрытие поверхностей трения эпиламами увеличивает (до 2 раз) время работы узла трения после прекращения подачи масла к сопряжению, а также приводит к увеличению температурной стойкости смазывающего материала. Так при этом наблюдается устойчивая работа узла трения при повышенной температуре в зоне контакта (до 130-150 °С). При отсутствии покрытий устойчивая работа возможна только до температур 90-110 °С. Аналогичные результаты были получены при использовании присадки Гретерин-3. Обобщенные характеристики для различных масел приведены в табл. 1.

Таблица 1

Испытываемый материал	Толщина граничного слоя, мкм	Коэффициент трения, условн. ед.	Температурная стойкость, °С
Вазелиновое масло	5,3-6	12,0	35-40
Вазелиновое масло + присадка Гретерин 3	8,5-9	4-4,7	45-50
Масло Mobilgard 312	9-9,5	7,0	85-90
Масло Mobilgard 312+ присадка Гретерин 3	18,2-19,5	2-2,6	>130
Масло Mobilgard 312+ поверхностные покрытия	15,3-16,2	2-2,2	>130

Таким образом управление свойствами граничных слоев смазочных материалов может эффективно использоваться в трибосистемах судовых энергетических установок, что позволит существенно снизить энергозатраты на преодоление сил трения и материальные затраты на обслуживание и эксплуатацию таких узлов, как подшипники скольжения судовых среднеоборотных дизелей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. – М.: Физматгиз, 1963. – 472 с.
2. Поповский Ю.М., Сагин С.В. Ориентационно упорядоченные пристенные слои органических жидкостей, образованные на металлических поверхностях // Тезисы докладов X Международной конференции "Поверхностные силы". – М.: Изд-во РАН, 1992. – С. 59.
3. Матвеевский Р.М. Температурная стойкость граничных смазочных слоев и твердых смазочных покрытий при трении металлов и сплавов. – М.: Наука, 1971. – 228 с.

РЕФЕРАТЫ

УДК

Рыжков С.В. Проблемы конверсии судового котлостроения на Украине // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 3-8.

Показаны пути конверсии судового котлостроения в Украине Проведен сравнительный анализ эксплуатационных показателей вспомогательных котлов отечественных и зарубежных производителей.

Список лит.: 8 назв.

УДК

Михайлов В.С. Повышение безопасности судовождения путём использования инфракрасного диапазона длин волн // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 8-11.

Показаны преимущества использования инфракрасного диапазона длин волн в оптических навигационных системах по сравнению с аналогичными системами СВЧ-диапазона.

Табл. 2.

УДК 621.431.74.001.11

Ручкин Ю.Н., Конаков А.Г. Использование универсальных характеристик при выборе главных двигателей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 11-15.

Рассмотрены вопросы выбора главных судовых двигателей путём сопоставления универсальных и винтовых характеристик.

Ил. 1. Список лит.: 3 назв.

УДК 621.431.74.004.13

Семёнов В.С. Период задержки самовоспламенения в двигателях внутреннего сгорания // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 15-19.

Предложена зависимость для определения периода задержки самовоспламенения топлива в цилиндре дизеля. Приведены исследования влияния различных эксплуатационных факторов на величину задержки самовоспламенения.

Табл. 1. Ил. 3. Список лит.: 1 назв.

УДК 621.431.74

Конаков Г.А., Памбу Эммануэль Ж.А. Использование теплоты выпускных газов в силовой турбине адиабатного дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 19-26.

Изложена методика расчёта топливной экономичности адиабатного дизеля, снабжённого газовой силовой турбиной. Приведенный в статье пример убедительно показал высокую эффективность применения силовой турбины в судовых дизельных установках

Табл. 2. Список лит.: 3 назв.

УДК

Сербин С.И. Эффективность плазмохимических систем для камер сгорания судовых газотурбинных двигателей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 26-33.

Рассмотрены основные особенности использования систем плазмохимической интенсификации горения органических топлив в судовых газотурбинных установках и возможности математического моделирования процессов плазмохимических превращений.

Ил. 3. Список лит.: 4 назв.

УДК

Романовский Г.Ф., Селезнева Н.П. Плазмоструйная свеча зажигания для судовых газотурбинных двигателей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 34-36.

В Николаевском кораблестроительном институте разработана плазмоструйная свеча зажигания нового поколения для судовых газотурбинных двигателей ГТД, решающая проблему повышения интенсификации воспламенения, улучшения стабилизации горения на запуске двигателя. Использование новой свечи зажигания в современных ГТД обеспечивает надежное бесперебойное воспламенение топливных смесей на всех режимах работы двигателя и способствует развитию отечественного двигателестроения.

Список лит.: 5 назв.

УДК

Сербин С.И. Возможности использования пульсирующего сжигания топлива на водном транспорте // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 36-40.

Обоснованы направления практического применения устройств пульсирующего горения органических топлив в судовых энергетических установках.

Ил. 1. Список лит.: 5 назв.

УДК 621.431.74.004.13-57

Меркт А.Р. Учет работы регулятора при расчете пускового режима дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 40-44.

Предложена методика расчёта пуска и разгона дизеля с учётом работающего регулятора частоты вращения. Показана взаимосвязь между положением рейки ТНВД и частотой вращения вала дизеля при пуске.

Список лит.: 9 назв.

УДК

Чорба В.А., Аболешкин С.Е., Колегаев М.А. Экспериментальная проверка алгоритма интегральной оценки технического состояния главного двигателя // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 45-48.

Предложен интегральный показатель технического состояния главного судового дизеля и методика его определения в процессе эксплуатации.

Ил. 3. Список лит.: 1 назв.

УДК 621.431.74.004.13-57

Овчинников П.Ф., Голиков В.А. Математическая модель абсорбции газа жидкостью, основанная на дифференциальных уравнениях диффузии // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 48-52.

Разработана математическая модель абсорбции газа жидкостью с использованием дифференциальных уравнений диффузии.

Список лит.: 8 назв.

УДК 620.197.181:628.113.5:629.12.06

Абрамов В.А., Павленко Б.А. Анализ эффективности способов предотвращения обрастания в системах забортной воды, используемых на морских судах // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 52-59.

Ил. 1. Список лит.: 3 назв.

УДК 621.431.74.001.11

Ручкин Ю.Н. Метод согласования характеристик элементов пропульсивного комплекса по критерию топливной экономичности // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 59-69.

Предлагается метод, позволяющий с учётом технического состояния корпуса, гребного винта и передачи обеспечивать снижение расхода топлива главными двигателями в наиболее вероятных условиях эксплуатации судна.

Ил. 1. Список лит.: 10 назв.

УДК 656.61.052

Миусов М.В., Савицкий А.Л. Методы оптимизации эксплуатационной скорости морского судна с использованием имитационных моделей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 69-75.

Предложены новые методы оптимизации средней скорости эксплуатации по экономическим критериям и оптимального управления текущей скоростью морского транспортного судна при фактических условиях плавания по критерию минимума расхода топлива при заданной средней скорости судна с использованием имитационных моделей и бортовой ЭВМ.

Список лит.: 7 назв.

УДК

Капитонов И.В., Дрозд Е.В. Эффективность использования бюджета ходового времени судов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 75-81.

В обобщенном виде установлена и исследована связь технико-эксплуатационных показателей работы судна с бюджетом ходового времени, что позволяет количественно оценить влияние относительных суточных расходов и условий эксплуатации судна на эффективность использования бюджета ходового времени рейса и определить возможность повышения его прибыльности за счет оптимизации режима.

Ил. 2. Список лит.: 2 назв.

УДК

Михайлов В.С., Скиданчук А.И. Учебный тренажер оператора энергетического объекта с системой сигнализации и защиты // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 81-84.

Показаны преимущества использования тренажёров для подготовки специалистов современного водного транспорта. Приведено описание разработанного тренажёра.

Ил. 1.

УДК

Скрипник В.Н., Чура Н.Н. Разделение водонефтяных эмульсий при их турбулентном течении // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 89-93.

Показаны резервы повышения очистной способности судовых сепараторов нефте-содержащих вод за счёт повышения доли извлекаемой нефти на начальной стадии очистки. Проведен анализ возможности разделения эмульсий в пределах транспортных трубопроводов, несмотря на турбулентный режим движения. Описаны модели процесса разделения эмульсий в поле турбулентных пульсаций. Даны характеристики профилей концентрации по высоте вертикальных сечений балластопроводов по их длине.

Список лит.: 8 назв.

УДК

Половинка Э.М., Черныш И.И. Температурные режимы распылителя охлаждаемой форсунки судового среднеоборотного дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 93-99.

Представлены результаты конструктивных проработок и данные экспериментальных исследований температуры распылителя форсунки среднеоборотного судового дизеля. введение охлаждения снизило его температуру на 30 % и обеспечило надёжную работу на средневязком топливе. Наиболее эффективно охлаждение распылителя водой. Расход охлаждающей жидкости и изменение температуры рабочего топлива не оказывает существенного влияния на температуру распылителя.

Ил. 6. Список лит.: 5 назв.

УДК 621.431.74.004.13

Черныш И.И. Оценка мощности дизеля по суммарному коэффициенту избытка воздуха // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 99-102.

Метод оценки мощности дизеля по суммарному коэффициенту избытка воздуха весьма прост и достаточно надёжен. кроме того анализ газов на CO_2 , O_2 , даёт возможность контролировать качество сгорания топлива, состояние топливной аппаратуры, загрязнение окружающей среды.

Результаты оценки мощности дизеля предлагаемым методом не превышают погрешности результатов обработки индикаторных диаграмм и лежат в пределах 1-3 %.

Табл. 3. Список лит.: 2 назв.

УДК

Сагин С.В., Поповский Ю.М., Гребенюк М.Н. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 103-105.

Рассмотрены вопросы граничного трения, протекающего в подшипниках скольжения судовых энергетических установок. Показана связь ориентационной упорядоченности молекул в граничном смазочном слое с триботехническими характеристиками.

Табл. 1. Список лит.: 3 назв.

СОДЕРЖАНИЕ

Рыжков С.В. ПРОБЛЕМЫ КОНВЕРСИИ СУДОВОГО КОТЛОСТРОЕНИЯ В УКРАИНЕ	3
Михайлов В.С. ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ СУДОВОЖДЕНИЯ ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИНФРАКРАСНОГО ДИАПАЗОНА ДЛИН ВОЛН.....	8
Ручкин Ю.Н., Конаков А.Г. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ УНИВЕРСАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИ ВЫБОРЕ ГЛАВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	11
Семёнов В.С. ПЕРИОД ЗАДЕРЖКИ САМОВОСПЛАМЕНЕНИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ	15
Конаков Г.А., Памбу Эммануэль Ж.А. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ ВЫПУСКНЫХ ГАЗОВ В СИЛОВОЙ ТУРБИНЕ АДИАБАТНОГО ДИЗЕЛЯ.....	19
Сербин С.И. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПЛАЗМОХИМИЧЕСКИХ СИСТЕМ ДЛЯ КАМЕР СГОРАНИЯ СУДОВЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	26
Романовский Г.Ф., Селезнёва Н.П. ПЛАЗМОСТРУЙНАЯ СВЕЧА ЗАЖИГАНИЯ ДЛЯ СУДОВЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	34
Сербин С.И. ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА НА ВОДНОМ ТРАНСПОРТЕ	36
Меркт А.Р. УЧЕТ РАБОТЫ РЕГУЛЯТОРА ПРИ РАСЧЕТЕ ПУСКОВОГО РЕЖИМА ДИЗЕЛЯ	40
Чорба В.А., Аболешкин С.Е., Колегаев М.А. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА АЛГОРИТМА ИНТЕГРАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ.....	45
Овчинников П.Ф., Голиков В.А. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ АБСОРБЦИИ ГАЗА ЖИДКОСТЬЮ, ОСНОВАННАЯ НА ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЯХ ДИФФУЗИИ	48
Абрамов В.А., Павленко Б.А. АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ СПОСОБОВ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ ОБРАСТАНИЯ В СИСТЕМАХ ЗАБОРТНОЙ ВОДЫ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ НА МОРСКИХ СУДАХ.....	52
Ручкин Ю.Н. МЕТОД СОГЛАСОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСА ПО КРИТЕРИЮ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ.....	59
Миусов М.В., Савицкий А.Л. МЕТОДЫ ОПТИМИЗАЦИИ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ СКОРОСТИ МОРСКОГО СУДНА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИМИТАЦИОННЫХ МОДЕЛЕЙ	69
Капитонов И.В., Дрозд Е.В. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БЮДЖЕТА ХОДОВОГО ВРЕМЕНИ СУДОВ	75

Михайлов В.С., Скиданчук А.И. УЧЕБНЫЙ ТРЕНАЖЕР ОПЕРАТОРА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБЪЕКТА С СИСТЕМОЙ СИГНАЛИЗАЦИИ И ЗАЩИТЫ	81
Коваленко В.Ф., Боев Ю.И. ПРОБЛЕМЫ КОМПЛЕКСНОЙ ПЕРЕРАБОТКИ МОРСКИХ И СОЛЕННЫХ ГРУНТОВЫХ ВОД ПРИ ИХ МАССОВОМ ОПРЕСНЕНИИ.....	84
Скрипник В.Н., Чура Н.Н. РАЗДЕЛЕНИЕ ВОДОНЕФТЯНЫХ ЭМУЛЬСИЙ ПРИ ИХ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ.....	89
Половинка Э.М., Черныш И.И. ТЕМПЕРАТУРНЫЕ РЕЖИМЫ РАСПЫЛИТЕЛЯ ОХЛАЖДАЕМОЙ ФОРСУНКИ СУДОВОГО СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ	93
Черныш И.И. ОЦЕНКА МОЩНОСТИ ДИЗЕЛЯ ПО СУММАРНОМУ КОЭФФИЦИЕНТУ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА	99
Сагин С.В., Поповский Ю.М., Гребенюк М.Н. ВЛИЯНИЕ ОРИЕНТАЦИОННОЙ УПОРЯДОЧЕННОСТИ В ГРАНИЧНЫХ СМАЗОЧНЫХ СЛОЯХ НА ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УЗЛОВ ТРЕНИЯ.....	103
РЕФЕРАТЫ.....	106
СОДЕРЖАНИЕ.....	110
ПРАВИЛА.....	112

ПРАВИЛА

оформления и представления рукописей для сборника "Судовые энергетические установки"

Научно-технический сборник "Судовые энергетические установки" является научным изданием, в котором, в соответствии с постановлением Президиума ВАК Украины от "___" _____ 1997 г. № ___ могут публиковаться основные результаты диссертационных работ по профилю судовой энергетики, её проектированию, эксплуатации, модернизации и ремонту. Предусматривается также выпуск тематических сборников научных трудов, содержащих научные работы в какой-либо одной области судовой энергетики.

Рукописи оформляются следующим образом.

1. Рукопись представляется в редакционную коллегия на дискете 3,5" в формате "Microsoft Word" (версия Word 97 или более ранняя) с копией на бумаге формата А4 (210×297). Копия рукописи должна быть подписана всеми авторами. Перед названием рукописи должны быть указаны индекс УДК, фамилии авторов и сокращённые наименования учреждений, где работают авторы.
2. Иллюстративный материал, таблицы располагаются на отдельных листах в конце статьи. Допускается размещение нескольких таблиц на одном листе. На все таблицы и рисунки должны быть ссылки в тексте статьи.
3. Рисунки выполняются тушью на белой бумаге достаточной плотности формата А4 (210×297). На обороте указывается номер и принадлежность к статье. На полях рукописи указывается желаемое место размещения рисунка. Возможно представление рисунков в формате Word или Corel Draw (версия 8.0 или более ранняя).
4. Таблицы оформляются в соответствии с правилами представления их в диссертациях. Все таблицы должны иметь заголовки. Ссылки на таблицы даются в сокращённом виде (табл.).
5. В формулах и буквенных обозначениях латинский шрифт должен иметь наклон (за исключением тригонометрических функций, марок и наименований). Во всех случаях разметка формул в копии рукописи обязательна. Нумеруются только те формулы, на которые есть ссылки в тексте. Единицы физических величин должны соответствовать ГОСТ 8.417-81 "Единицы физических величин" и иметь общепринятые обозначения.
6. Библиографические описания должны соответствовать ГОСТ.