

**Міністерство освіти і науки України  
Одеська національна морська академія**

**Одеське відділення інституту морської техніки, науки і технологій  
(Великобританія)**

## **МАТЕРІАЛИ**

**Науково-технічної конференції молодих дослідників  
"СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ: ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ"**

**17.12.2015**

**Одеса – 2015**

Матеріали науково-технічної конференції молодих дослідників "Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт", 17.12.2015. – Одеса: ОНМА, 2015. –256 с.

Матеріали публікуються згідно з поданими авторами оригіналами.

© Одеська національна морська академія, 2015

## ЗМІСТ

ПЛЕНАРНІ ДОПОВІДІ .....	6
Голиков В.А. Проблемы обеспечения уровней компетентности специалистов в области эксплуатации морского и речного транспорта....	6
Волков А.Н. Интеграция новых требований для соискателей ученых степеней .....	7
СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І СИСТЕМИ .....	10
Ткач Ю.И. Изучение впрыскивания двухфазных сред топливной аппаратурой среднеоборотных дизелей.....	10
Кирнос О.С. Застосування летючіх органічних компонентів як палива для СДВЗ .....	16
Тацюк А.Д. Особенности топливоподачи и сгорания биотоплив .....	23
Kravchenko Y. Combustion an exhaust emissions characteristics of Diesel Micro-Pilot Ignited Dual-Fuel Engine .....	27
Panasuk A.Y. SCR system for NOx reduction of Medium Speed Marine Diesel Engine .....	33
Ларченко А.В., Мищенко И.А., Сухоставский. Fuel Injection Equipment Process Optimization .....	38
Lepskiy S. Acoustic monitoring in diesel engines .....	48
Гаврашенко П. Особенности топливоподачи и сгорания топлива на основе рапсового масла .....	56
Шмідт В.В. Оптимізація роботи паливної системи суднового середньообертового дизеля .....	66
Кучеров И. А. Использование твердотопливных элементов для обеспечения энергией судов морского флота.....	69
Гладков А.Ю. Підвищення експлуатаційної надійності роботи холодильного компресора .....	74
Яворский А. А. Повышение эффективности работы сэу путем применения наклонно-эквидистантных поверхностей в основных узлах трения.....	77
Микачёв А.Ю. Долив масла и его влияние на состояние судовых ДВС ...	81
Демиров В.В. Методы трендового контроля в современных системах диагностики судовых энергетических установок .....	85
Шишкин В.С. Использование сжиженного газа во вспомогательных котлах судовых энергетических установок .....	88
Чичко К.А. Жуков П.О. Миндов И.Ю. Прогнозирование долговечности подшипников коленчатых валов судовых дизелей .....	96
Франко О.В. Применение газообразных топлив в дизельных судовых энергетических установках.....	107
Шпаченко Р.О. Исследования процесса распыливания и сгорания топлива.....	113

<b>ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ СЕУ .....</b>	<b>119</b>
<i>Каменчук Б.Г.</i> Аналіз можливостей придушення гідродинамічного шуму і вібрації при роботі відцентрового насосу .....	119
<i>Зельський Я. О., Унгаров Д. В.</i> Побудова суднової електроенергетичної системи із застосуванням електрохімічних накопичувачів енергії .....	127
<i>Герасимов О.М.</i> Підвищення очистки палива за допомогою електрофільтрів .....	133
<i>Дуванов В.Ю.</i> Підвищення ефективності установки очищення відпрацьованих газів суднового парового котла .....	139
<i>Кішинський Є. Г.</i> Аналіз роботи та забезпечення ефективної експлуатації газотурбокомпресорів суднових дизелів .....	146
<i>Білих В. О.</i> Особливості забезпечення ефективності експлуатації СЕУ в районах контролю викидів шкідливих речовин в атмосферу .....	157
<i>Ніколенко І.І.</i> Стабілізація параметрів процесу паливоподачі в послідовних циклах вприску на часткових навантаженнях .....	163
<i>Никулин А.С.</i> Повышение эффективности работы сэу регулированием температурного режима системы охлаждения .....	169
<i>Волканов Є.П.</i> Визначення енергетичної ефективності зворотних циклів суднових холодильних установок .....	177
<i>Сидорук Р.</i> Визначення залежності основних технічних показників відцентрових насосів від змінних значень частоти обертання робочих колес .....	180
<b>СУДНОВА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА І ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА .....</b>	<b>184</b>
<i>Чернецкий В.Ю.</i> Повышение эффективности работы судовых опреснителей морской воды .....	184
<i>Терещенко Б.В.</i> Вибір потужності головного двигуна по формулі адміралтійських коефіцієнтів і методом пампеля .....	187
<i>Козловский В.В.</i> Утилизация теплоты сжатия судовых компрессоров с помощью тепловых насосов .....	191
<i>Николаев П.С.</i> Снижение эксплуатационных затрат на стабилизационную обработку кислотных промывочных вод из систем инертных газов танкеров перед их удалением за борт .....	195
<i>Карасев Р.П.</i> Оценка энергозатрат на подогрев топлива судовых ДВС	202
<i>Калуга О.О.</i> Розробка пропозицій по ретрофіту у суднових холодильних установках .....	206
<i>Добрэв Я.Г.</i> Підвищення надійності холодильної установки шляхом використання навантаженого резерву .....	211
<i>Шихов Е.Р.</i> Сравнение эффективности судовых систем комфорtnого кондиционирования воздуха .....	216
<i>Штапенко А.Д.</i> Аналіз причин самозапалення вантажу на нафтоналивних суднах .....	222

<i>Денисенко К.И.</i> Оптимизация турбонаддува при работе судовых дизелей на переходных режимах.....	227
<i>Макаренко Н.С.</i> Повышение долговечности судовых устройств .....	232
<i>Мартя В.В.</i> Исследование влияния качества топлива на эксплуатацию системы очистки выхлопных газов СЭУ .....	235
<b>ПОЗАСЕКЦІЙНІ ДОПОВІДІ .....</b>	<b>239</b>
<i>Маликов И.А.</i> Исследование фитопланктона и зоопланктона в мониторинге морской среды .....	239
<i>Присяжнюк М.Р.</i> Оценка влияния производственной деятельности СОБВ (станции отчистки балластных вод) на акваторию Одесского залива .....	242
<i>Даниленко В.В.</i> Работа международного морского сообщества по совершенствованию защиты морской среды от загрязнения балластными водами с судов. Вопросы совершенствования методов и средств очистки балластных вод на судах.....	245

## **ПЛЕНАРНІ ДОПОВІДІ**

УДК 621.32

### **ПРОБЛЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ УРОВНЕЙ КОМПЕТЕНТНОСТИ СПЕЦИАЛИСТОВ В ОБЛАСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МОРСКОГО И РЕЧНОГО ТРАНСПОРТА**

Голиков В.А., проректор Одесской национальной морской академии по научной работе, д.т.н., профессор.

Проблемы компетентности специалистов транспорта неразрывно связаны с операторской деятельностью и менеджментом по обеспечению сохранности грузов и пассажиров, экономичности в расходах и безопасности судоходства.

Недостаточно подготовленный специалист — крайне опасен в нештатных и аварийных ситуациях, когда одного осознания объема опасности крайне недостаточно. В то время как необходимы умения и навыки по возвращению ситуации в штатное состояние.

Подготовка морских специалистов на уровня компетентности: бакалавр, магистр, доктор философии и доктор наук ранжируется по объему знаний, понимания, умения и навыков в соответствии с требованиями национальной системы образования и конвенции ПДНВ 75/95 (ИМО).

Уровни компетентности на транспорте ученые разделяют по ситуациям: штатной, экстремальной, нештатной и аварийной.

Так на уровень бакалавра судовой энергетики требуются знания по : генерации энергии (тепловой, механической, электрической и химической), ее накоплении и передаче. Как судовой специалист, бакалавр готовится для управления СЭУ в штатных ситуациях. При оперировании энергетической установкой ему требуются знания и понимания основных положений, принципов, законов теории автоматического регулирования для поддержания заданных параметров отдельных процессов.

Для уровня компетентности магистра судовой энергетики дополнительно требуются знания по управлению взаимодействием энергетических потоков в СЭУ, а также энергетическими и материальными ресурсами в течение рейса.

Как судовой специалист — магистр дополнительно проходит подготовку по управлению СЭУ в экстремальных и нештатных ситуациях, т.е. когда возникает необходимость управления по алгоритмам, обеспечивающим экстремум комплекса показателей (минимума расхода топлива на единицу расстояния, снижение частоты вращения двигателя в штормовых условиях, улучшения мореходных качеств судна и др.). Кроме этого, в нештатных ситуациях при воздействии природных и техногенных явлений судовому специалисту в области управления необходимо активное влияние на явления (пожар, потерю плавучести, внезапную потерю ходкости) путем управления событиями. Поэтому, как оператор энергетических систем судна, магистр судовой энергетики должен знать и понимать теории автоматического управления и основы теорий мягких систем и катастроф

(сценарный подход). Для поиска неисправностей, судоремонта, расследования причин аварий и аварийных происшествий с энергетической установкой и судна в целом требуется знание и понимание методологии получения новых знаний о явлениях и процессах приведших к нештатной и/или аварийной ситуации, для построения сценариев катастроф и адекватных действий оператора в неадекватных природных и техногенных условиях. Для этого в период обучения в аспирантуре магистр судовой энергетики осваивает методологию и практику исследований по решению одной научной проблемы, а при подготовке в докторантуре – не менее трех научных проблем, которые в действительности явились причиной нештатной или аварийной ситуаций.

Еще в 70-х годах прошлого столетия конвенцией ПДНВ 75/95 была закреплена ведущая роль науки об управлении, но только с принятием нового закона о высшем образовании, ее требования в полной мере имплементируются в законодательство и практику обучения в Украине.

УДК 656.61.052

## **ИНТЕГРАЦИЯ НОВЫХ ТРЕБОВАНИЙ ДЛЯ СОИСКАТЕЛЕЙ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ**

Волков А.Н., заведующий отделом докторантury и аспирантуры  
Одесская национальная морская академия

Научная деятельность академии в области управления судоходством осуществляется в двух направлениях: коллективное и индивидуальное управление морскими транспортными средствами.

Коллективное управление характерно для маневров, буксировок, ледовых, морских и технологических операций (каналы, акватории, причалы).

Индивидуальное управление характерно для процесса мореплавания при обеспечении ходкости и мореходности судна.

Гарантия безопасности предписана для любых ситуаций: штатной, экстремальной и нештатной – аварийной. Наиболее актуальны проблемы проводки судов в экстремальных и нештатных ситуациях судовождения в портах.

В связи с этим, хотелось обратить внимание на многоуровневый характер научной подготовки курсантов и аспирантов в области безопасности судоходства.

Так для вахтенного офицера на уровне бакалавра целесообразны знания по индивидуальному управлению судном; на уровне специалиста и магистра – по групповому безопасному управлению судном при морских операциях; для доктора философии – знания методологии создания и эксплуатации многоуровневых систем, гарантирующих безопасность судоходства в различных ситуациях; для доктора наук – знания по построению долгосрочных прогнозов в области безопасности судоходства, энергоресурсосбережения, экологии и создания систем искусственного интеллекта с достаточной визуализацией для судов будущего.

По состоянию на текущий момент в докторантуре академии обучается 7 докторантов, а в аспирантуре – 97 аспирантов.

С отрывом от производства (очная форма) обучается 52 аспиранта по таким специальностям:

- 05.05.03 – двигатели и энергетические установки – 8;
- 05.05.14 – холодильная, вакуумная и компрессорная техника, системы кондиционирования – 3;
- 05.09.03 – электрические комплексы и системы – 2;
- 05.12.17 – радиотехнические и телевизионные системы – 3;
- 05.12.07 – автоматизация процессов управления – 1;
- 05.22.13 – навигация и управление движением – 17;
- 05.22.20 – эксплуатация и ремонт средств транспорта – 15.

Без отрыва от производства (заочная форма) обучаются 45 аспирантов по специальностям:

- 05.05.03 – двигатели и энергетические установки – 5;
- 05.05.14 – холодильная, вакуумная и компрессорная техника, системы кондиционирования – 0;
- 05.09.03 – электрические комплексы и системы – 2;
- 05.12.17 – радиотехнические и телевизионные системы – 5;
- 05.12.07 – автоматизация процессов управления – 6;
- 05.22.13 – навигация и управление движением – 12;
- 05.22.20 – эксплуатация и ремонт средств транспорта – 13;
- 08.00.04 – экономика и управление предприятиями – 2.

В ноябре 2015 года в аспирантуру академии зачислено 33 аспиранта, из которых 20 аспирантов будут проходить обучения с отрывом от производства и 13 – без отрыва от производства.

Окончили аспирантуру 25 аспирантов, из которых 14 обучались с отрывом от производства и 11 – без отрыва от производства.

В связи с принятием нового закона Украины «О высшем образовании» в 2016 году будут кардинально изменены требования к соискателям учених степеней.

Первые итоги уже сделаны в отношении изменений названий специальностей приказ МОН №1085 от 15.10.2015, по которым будет производиться подготовка кадров и присуждение ученых степеней; сроки обучения и форма подготовки специалистов высшей квалификации приобретет более четкие рамки и ограничения.

Также на данный момент в МОН находится на рассмотрении новое положение о подготовке научно-педагогического и научных кадров. Ниже представлена Таблица сравнения соответствия Перечня научных специальностей 2011 и 2015 годов, по которым будет осуществляться подготовка кадров высшей квалификации, начиная с 2016 года.

Таблица 1.

Перечень 2011		Перечень 2015	
Шифр	Специальность	Шифр	Специальность
<b>05</b>	<b>Технические науки</b>		
05.05.03	Двигатели и энергетические установки	142	Энергетическое машиностроение
05.05.14	Холодильная, вакуумная и компрессорная техника, системы кондиционирования	142	Энергетическое машиностроение
05.09.03	Электротехнические комплексы и системы	141	Электроэнергетика, электротехника и электромеханика
05.12.17	Радиотехнические и телевизионные системы	172	Телекомунікації та радіотехніка
05.13.07	Автоматизация процессов управления	151	Автоматизация и компьютерно-интегрованные технологии
05.22.13	Навигация и управление движением	275	Транспортные технологии (за видами)
05.22.20	Эксплуатация и ремонт средств транспорта	275	Транспортные технологии (за видами)
<b>08</b>	<b>Экономические науки</b>		
08.00.04	Экономика и управление предприятиями (по видам экономической деятельности)	051	Экономика
		073	Менеджмент
		075	Маркетинг
		076	Предпринимательство, торговля и биржевая деятельность

# СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І СИСТЕМИ

УДК 629.063.6

Ткач Ю.И., рук. д.т.н, проф. Половинка Э.М.,  
Одесская национальная морская академия

## ІЗУЧЕННЯ ВПРЫСКИВАННЯ ДВУХФАЗНИХ СРЕД ТОПЛИВНОЇ АППАРАТУРОЙ СРЕДНЕОБОРОТНИХ ДИЗЕЛЕЙ

Одним из направлений исследований по развитию методов и средств топливоподачи в судовых дизелях, проводимых на кафедре СЭУ ОНМА, является поиск возможностей нетрадиционного управления характеристикой впрыскивания путем воздействия на свойства подаваемого топлива. В этой области достаточный интерес представляет использование двухфазных рабочих тел, которыми могут быть, в первую очередь, топливно-воздушные смеси (ТВС).

Предполагается, что ТВС имеет пузырьковую структуру. Интересная особенность пузырьковых сред — малая скорость звука и ее зависимость от частоты генерируемых колебаний. В связи с небольшой объемной долей газовой фазы средняя плотность среды  $\rho_t$  высока и мало отличается от плотности жидкости, но сжимаемость среды  $\alpha_{cp}$  значительно больше, чем чистой жидкости. Так как скорость звука в среде

$$a = 1 / \sqrt{\alpha_{cp} \rho_t},$$

то ввиду высокой плотности и большой сжимаемости среды величина  $a$  при небольших давлениях может быть значительно меньше скорости звука не только в топливе, но и в газе.

Среда, в которой скорость распространения возмущений зависит от частоты осцилляции, называется диспергирующей; такими свойствами обладает пузырьковая среда. Это объясняется упругими пульсациями пузырьков и связанным с ними мелкомасштабным движением присоединенной жидкости. Зависимости фазовых скоростей звука без учета  $a(\omega)$  и с учетом  $a_{\mu}(\omega)$  диссипации от частоты генерируемых колебаний для монодисперсной пузырьковой среды приведены на рис. 1 [1]. Скорость  $a_f$  соответствует фазовой скорости  $a(\omega)$  при  $\omega \rightarrow \infty$  и называется замороженной скоростью звука, а  $a_e$  соответствует  $a(\omega)$  при  $\omega = 0$  и называется равновесной скоростью звука. Скорость  $a_f$  практически совпадает со скоростью звука в чистой жидкости. Значения  $a_f$  и  $a_e$  не зависят от диссипации [2].

При отсутствии диссипации дисперсионные кривые имеют три участка: низкочастотный ( $\omega < \omega_r$ ), «полоса непрозрачности» ( $\omega_r \leq \omega \leq \omega_c$ ) и высокочастотный ( $\omega > \omega_c$ ).

Наличие диссипативных процессов обуславливает сглаживание зависимости  $a_{\mu}(\omega)$  — на всех трех участках функция непрерывна. Еще более сглаживается эта зависимость в полидисперсной пузырьковой жидкости. Тем не менее, характер зависимости не меняется: в области низких частот скорость звука близка к равновесной  $a_e$ , а в области высоких частот — к заторможенной скорости звука  $a_f$ .

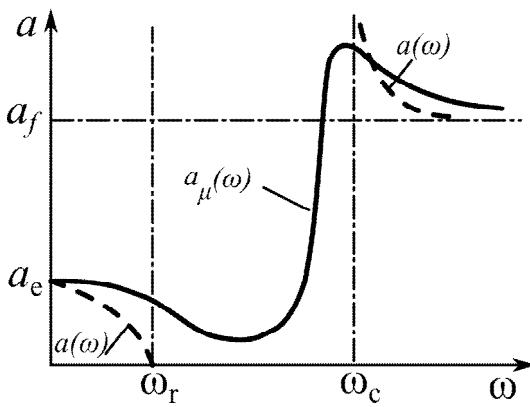


Рис. 1. Характер зависимостей фазовой скорости синусоидальных вынужденных колебаний  $a(\omega)$  от циклической частоты  $\omega$ : штриховая линия — при отсутствии диссипации; сплошная — с учетом диссипации.

В газожидкостной среде из-за радиальных пульсаций пузырьков характерными являются ударные волны с осцилляционной структурой, сильно зависящей от процессов тепло- и массообмена, а также дробления пузырьков. Частота и интенсивность осцилляций давления определяется соотношением между параметрами среды и интенсивностью ударной волны [1, 2].

Существенно уменьшить неоднородность в распределении топлива по окислителю можно за счет впрыскивания предварительно подготовленной газотопливной смеси в оптимальной пропорции. Преимуществом такого впрыскивания является дополнительное диспергирование топлива и более равномерное распределение его по окислителю. Тем самым уменьшается вероятность образования зон, переобогащенных топливом.

В топливных системах дизелей часто наблюдается наличие газовой фазы [3] как на линии низкого давления, так и на линии высокого давления (ЛВД). На рис. 4. показаны состояния двухфазной среды в топливопроводе высокого давления дизеля 6Ч 13/14 на режиме с наибольшим переразрежением в ЛВД при различных углах поворота вала насоса.

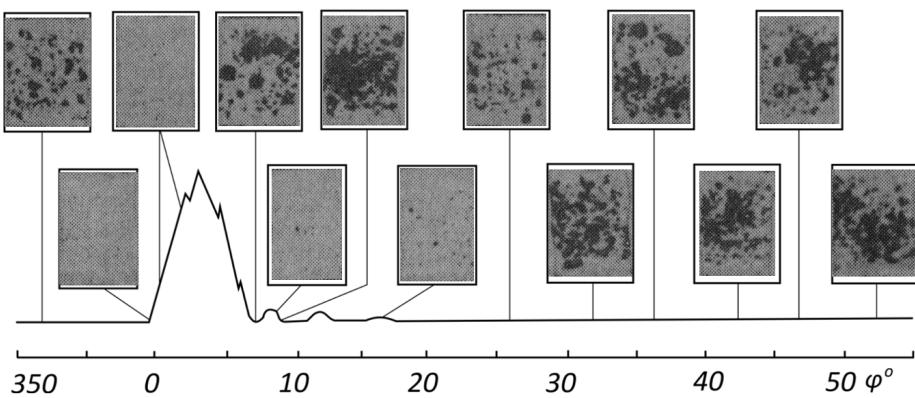


Рис. 2. Синхронизированные фотографии газовой фазы в топливопроводе у насоса ТС дизеля 6Ч 13/1

Применение газов как присадки к топливу является перспективным направлением в области развития процессов топливоподачи и привлекает в последнее время интерес исследователей. Так, в работе [4] рассмотрена насос-форсунка типа РТД фирмы Cummins, которая получила название эмульсионной из-за того,

что в ее открытый распылитель после окончания впрыскивания неизбежно попадают горячие газы из цилиндра двигателя. Присутствие подогретых газов в смеси с топливом под плунжером следует считать одним из факторов, обеспечивающих в широком диапазоне режимов работы высококачественное распыливание первой порции топлива благодаря расширению пузырьков воздуха на выходе из сопловых отверстий.

Свистула А.Е. и Дудкин В.И. представили в своих работах [5, 6] результаты исследования топливной аппаратуры дизеля с использованием воздуха в качестве присадки к топливу. Воздух подводился непосредственно в подигольную полость распылителя форсунки. В ряде работ [7, 8, 9] подготовка топливно-воздушной смеси осуществлялась перед топливным насосом высокого давления (ТНВД). Во всех случаях авторы отмечают положительное влияние на экономические (снижение расхода топлива на 3 - 8 %) и экологические показатели работы дизеля.

На кафедре проводится экспериментальное исследование впрыскивания ТВС топливной аппаратурой среднеоборотного дизеля. Экспериментальная установка представлена на рис. 3 состоит из безмоторного стенда и системы подвода воздуха в канал форсунки.

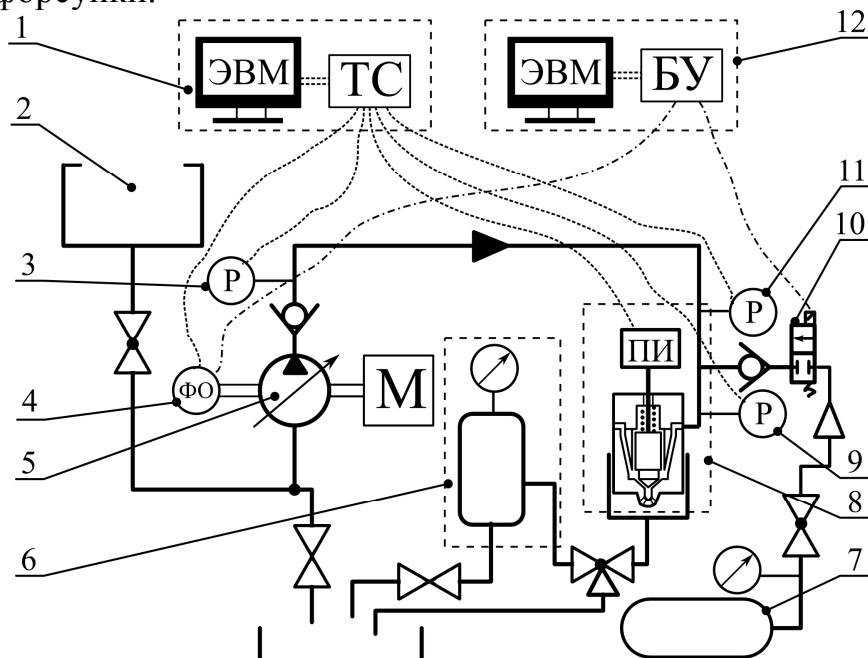


Рис. 3. Принципиальная схема экспериментальной установки.

1 - система сбора данных; 2 - бак с дизельным топливом; 3, 9, 11 - тензометрические датчики давления; 4 - фазовый отметчик и датчик поворота вала насоса; 5 - ТНВД и мотор; 6 - система контроля состава смеси; 7 - баллон со сжатым воздухом; 8 - форсунка; 10 - электромагнитный клапан; 12 - система управления.

Воздух в канал форсунки подводится через электромагнитный клапан, который управляется при помощи блока управления (БУ) и ЭВМ. БУ подачей воздуха предусматривает задание двух параметров: момента подачи сигнала открытия клапана и продолжительность его действия — углов смещения и удержания:  $\Phi_c$  и  $\Phi_y$ . Алгоритм ориентирован на использование в качестве начального значения  $\Phi_c$  контрольной метки датчика угла поворота. Оба параметра могут задаваться как в угловых, так и временных единицах.

Для анализа процесса впрыскивания ТВС был проведен эксперимент с варьированием давления подъема иглы форсунки  $p_0$  на следующих уровнях: 0, 30, 50, 70, 90 бар, на двух режимах скоростной характеристики системы: при номинальной частоте вращения распределительного вала  $n_p = 250 \text{ об/мин}$  и минимальной  $n_p = 50 \text{ об/мин}$ . Положение рейки ТНВД выбрано:  $M = 15 \text{ мм}$ . Давление воздуха в баллоне во время эксперимента составляло  $p_{\text{возд}} \approx 132 \dots 128 \text{ бар}$ . Настройки управления подачи воздуха: смещение  $\Phi_c = 150 {}^{\circ}\text{n.p.v.}$ , удержание  $\Phi_y = 10 {}^{\circ}\text{n.p.v.}$ .

Стоит отметить, что в для  $p_0 = 90 \text{ бар}$  характер протекания процесса топливоподачи не изменился, из этого можно заключить что воздух в систему не поступал.

На рисунке 4 представлены осциллограммы впрыскивания топлива при давлении затяжки иглы форсунки  $p_0 = 50 \text{ бар}$  при работе ТА на чистом топливе (ЧТ) и ТВС на двух скоростных режимах — 50 и 250 об/мин. Сигнал открытия воздушного клапана поступает при  $-60$  и  $-66 {}^{\circ}\text{n.p.v.}$  условной шкалы рис. 2(б) и 2(г). Подъем давление в системе на участке, прилегающем к датчику  $p_{\text{ФК}}$  начинается практически мгновенно, в штуцере форсунки давление  $p_H$  изменяется незначительно на режиме  $n_p = 250 \text{ об/мин}$ , однако четко видно на режиме  $n_p = 50 \text{ об/мин}$ . С запаздыванием  $4 \dots 6 {}^{\circ}\text{n.p.v.}$  происходит подъем иглы форсунки на обоих скоростных режимах.

Характерным отличием является снижение максимальных давлений в системе (рис. 5), а также наличие колебательного процесса после отсечки насоса. Как видно из рисунка амплитуда колебаний в штуцере форсунки значительно больше, чем в канале форсунки.

В сравнении с работой на ЧТ, угол начала подачи форсунки  $\Phi_{\text{НПФ}}$  смещается в сторону верхней мертвоточки (ВМТ) на  $1..2 {}^{\circ} \text{n.p.v.}$  Это происходит из-за того, что часть энергии прямой волны расходуется на сжатие воздуха в системе, так как газ имеет значительно большую сжимаемость, как следствие скорость распространения возмущений (скорость звука) снижается. Стоит отметить, что изменения скорость звука по длине ЛВД неравномерно. Так на участке от штуцера ТНВД до штуцера форсунки скорость звука практически не изменилась и составляла от 1200 до 1300 м/с, а на участке от штуцера форсунки до места установки датчика давления в канале форсунки при работе на ТВС снизилась до 330 - 150 м/с.

Стоит отметить, что подвод воздуха в канал форсунки не оказывает влияния на цикловую подачу.

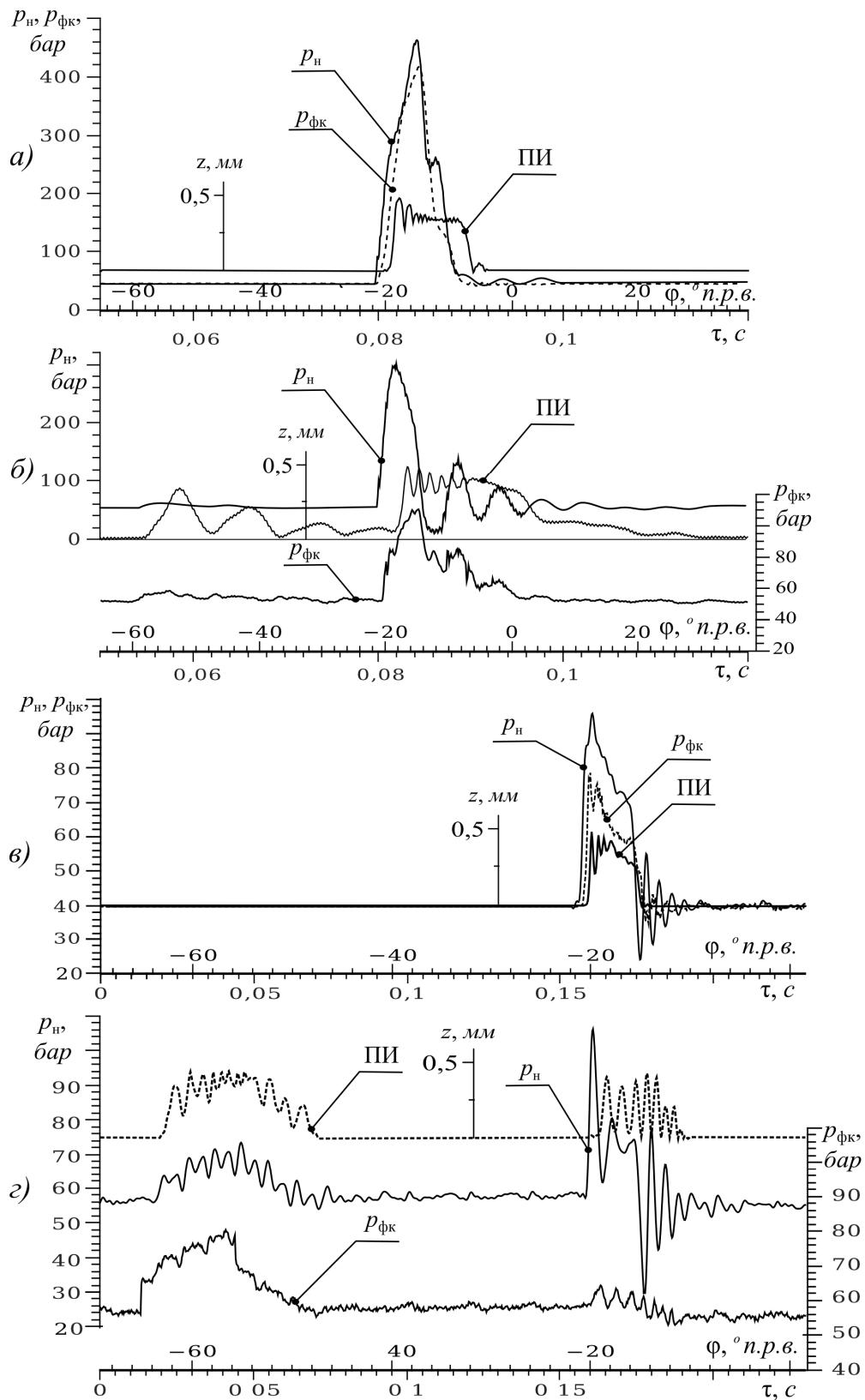


Рис. 4. Осциллограммы впрыскивания топлива:  
 а — работа на ЧТ,  $n_p = 250$  об/мин, б — работа на ТВС,  $n_p = 250$  об/мин, в — работа на ЧТ,  
 $n_p = 50$  об/мин, г — работа на ТВС,  $n_p = 50$  об/мин

Общий угол впрыскивания при подаче ТНВД  $\Phi_B$  режиме  $n_p = 50$  об/мин при различных значениях затяжки иглы форсунки изменился незначительно, а на ре-

жиме  $n_p = 250$  об/мин наблюдалось увеличение  $\Phi_B$  во всех случаях в 2 и более раза.

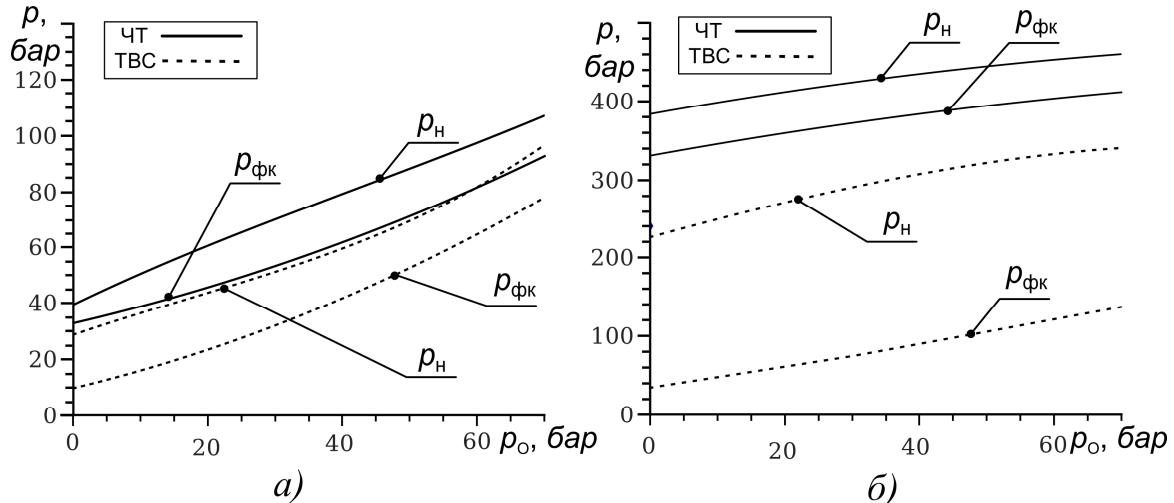


Рис. 5. Зависимость максимального давления у насоса  $p_H$  и максимального давления у форсунки  $p_\phi$  от величины давления затяжки иглы форсунки при работе ТА на ЧТ и ТВС:  
а) -  $n_p=50$  об/мин; б) -  $n_p=250$  об/мин.

Выводы:

Основное изменение параметров впрыскивания при переходе на ТВС — снижение максимальных давлений (на режиме  $n_p = 50$  об/мин давление у насоса снизилось на 20-25%, у форсунки — на 20-38%, на режиме  $n_p = 250$  об/мин  $p_H$  снизилось на 34%, а  $p_{\text{ФК}}$  — на 68-79%) и, как следствие, уменьшение нагруженности деталей системы и привода ТНВД.

Наряду с уменьшением максимальных давлений в системе другим качественным отличием является существенная разница в параметрах колебательного процесса у насоса и форсунки после отсечки. Так в штуцере насоса видны значительных по амплитуде колебания, которые просматриваются слабо на входе в форсунку, а в канале форсунки не регистрировались. Можно предположить существование границы раздела сред ЧТ и ТВС.

Подвод воздуха сильно влияет на характеристики среды в ЛВД. Скорость звука по длине трубопровода неравномерна — на участке от штуцера форсунки до места установки датчика давления в канале форсунки составила 330 - 150 м/с. Вследствие увеличения сжимаемости смеси угол начала подачи форсунки смещается в сторону ВМТ на 1-2 °п.р.в.

Как видно, с помощью подвода воздуха в линию высокого давления есть возможность влияния на характеристики впрыскивания, что может обеспечить повышение экономичности и снижение вредных выбросов.

Изучение работы системы впрыскивания дизелей с использованием ТВС является перспективным направлением исследования.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кутателадзе С.С. Тепломасообмен и волны в газожидкостных системах. / С.С. Кутателадзе, В.Е. Накоряков – Новосибирск: Наука, 1984. – 301 с.

2. Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред. Ч. II. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. – 360 с.
3. Топливные системы и экономичность дизелей / И.В. Астахов, Л.Н. Голубков, В.И. Трусов и др. – М.: Машиностроение. 1990. – 288 с.
4. Вихерт М. М., Мазинг М. В. Топливная аппаратура автомобильных дизелей: Конструкция и параметры. — М.: Машиностроение, 1978.— 176 с.
5. Матиевский Д.Д. Свистула А.Е. Повышение экономичности и снижение вредных выбросов дизеля воздействием на рабочий процесс присадки газа к топливу / Ползуновский альманах №2/2000 Алтайского государственного технического университете им. И.И. Ползунова. Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2000.
6. Дудкин В.И. Диагностика альтернативной системы питания дизеля / Известия Алтайского государственного университета, 2011, No. 1-2(69).
7. Yasuhito N., Takashi W., Toshihiko E. Experimental investigation on diesel engine performance using nano air-bubbles mixed into gas oil / Journal of energy and power engineering, 2013, No. 7, 827 — 833.
8. Yasuhito N., Shintaro K., Kenta S., Toshihiko E., Takashi W. Effect of nano air-bubbles mixed into gas oil on common-rail diesel engine / Energy, 2013, No. 59, 233-239.
9. Kanji Ohashi, Yoshitada Uchiyama, Kazuo Kontani. Reduction of Diesel Exhaust Smoke by Air – Mixed Fuel Injection. //Mechanical Engineering Laboratory MITI, Japan. 1990, pr. 900638, 9 p.

УДК 629.063.6

Кирнос О.С., рук. проф. Половинка Э. М.  
Одесская национальная морская академия

## **ЗАСТОСУВАННЯ ЛЕТІЮЧИХ ОРГАНІЧНИХ КОМПОНЕНТІВ ЯК ПАЛИВА ДЛЯ СДВЗ**

### **Робота двигунів внутрішнього згорання на газоподібному паливі**

Протягом останніх років, збільшується кількість замовень на газодизельні та газові двигуни. Тільки за 1997-1998 роки компанія "MAN B&W" збільшила продаж газових та газодизельних двигунів на 46 %. У 2003 році замовлення на газодизельні двигуни збільшилось на 5 %, а на газові - на 14 % в порівнянні з 2002 роком. Основними питаннями при використанні газу в якості палива для суднових двигунів є

- а) його доставка та зберігання на судні;
- б) раціональне використання - правильна організація робочого процесу з метою отримання високих техніко - економічних показників двигуна.

Зберігати природний газ на судні можливо в стиснутому або зрідженому стані.

Зберігають газ у кріогенних паливних цистернах, які мають високу ціну. Але ця проблема може бути вирішена за рахунок використання дешевої об'ємно -

екранної ізоляції основної паливної цистерни та підключеної до неї цистерни з адсорбентом для відбору парів метану.

Заміна дизельного палива газом потребує заміни або конвертації дизельних двигунів на газові, які працюють за циклом Отто (з іскровим запалюванням) або газодизельні з самозайманням від стиску. Основні концепції організації робочого процесу двигунів, які використовують газоподібне паливо, такі: двигуни, що працюють на стехіометричній газоповітряній суміші з коефіцієнтом надлишку повітря 1,0. Це найбільш простий і найбільш традиційний спосіб використання газу в газових двигунах; надлишку повітря 1,5... 1,72. При достатній турбулентності повітря і правильній організації робочого процесу такі двигуни мають всі умови для зниження NOx до рівня менш, ніж 1,0 г/кВт за годину;

### **Застосування ЛОК на танкерах і судах які перевозять сиру нафту**

Під час операцій з нафтою, тобто під час завантаження, вивантаження або перевезення, велика частина легких компонентів нафти випаровується. Ці компоненти і називаються летючі органічні компоненти (ЛОК). Звичайно під час перевезення випаровування відбувається не менш інтенсивно, ніж під час вантаження або вивантаження, в результаті качання судна відбувається збовтування вантажу. Щоб уникнути вибуху, в танк закачують інертний газ (очищені вихлопні гази зміст кисню в яких не перевищує 8%).

Для підтримки нормального тиску, тобто не більше 0.14 bar, ЛОК скидають в атмосферу, таким чином, втрачається відносно велика кількість вуглеводнів.

Скидання ЛОК є не тільки втратою енергії, але і викликає забруднення навколошнього середовища. У зв'язку з цим запропоновано нове рішення відносно ЛОК, конденсувати і збирати ЛОК в спеціальний танк і використовувати замість важкого палива.

Таким чином, скорочуються викиди в атмосферу ЛОК і оскільки ЛОК є «чисте» паливо, то при використуванні, викиди шкідливих речовин будуть мінімальні.

Вживання ЛОК можливе лише при використуванні спеціальної технології, що подає газ під високим тиском, в зрідженному поляганні безпосередньо в циліндр. Така технологія вже використовується на двигуні 12K80MC-GI.

Система підготовки і подачі летючих органічних компонентів

Система очищення ЛОК передбачає очищення від іржі і ін. елементів що попадаються в нафті, що знаходиться в танку. Ця операція є обов'язковою.

Система зріджування ЛОК. Газ стискається перед охолоджуванням. В перебігу цього процесу пропан, бутан і інші важкі вуглеводні зріджаються і стають рідкими. Інертний газ і легкі ЛОК (метан і етан) залишаються в газоподібній формі і випускаються в атмосферу. Після чого ЛОК сепарують і переміщують в танк запасу.

Танк запасу ЛОК. Призначений для зберігання ЛОК. Залежно від об'ємів танка конструктивні рішення можуть бути наступні

- якщо танк запасу менше 300 м<sup>3</sup> то доцільне берегти ЛОК при температурі навколошнього середовища, під тиском 10-15 bar.

- якщо танк запасу більше 300 м<sup>3</sup> то найекономічнішим рішенням є зберігання ЛОК при атмосферному тиску, але при низьких температурах.

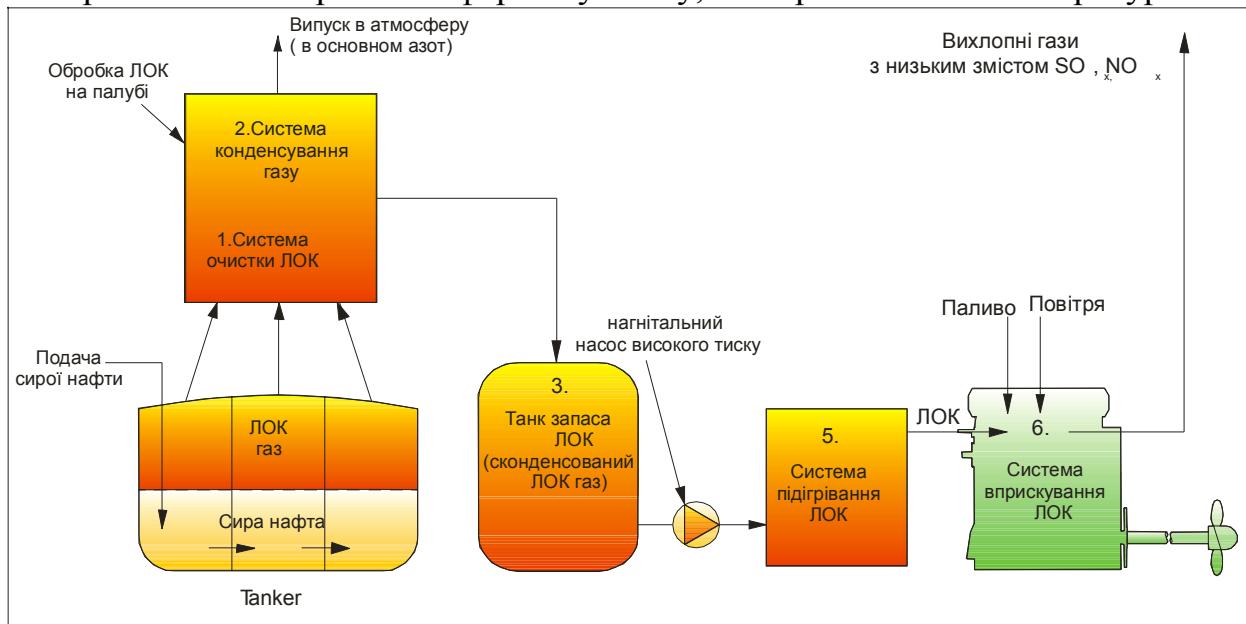


Рис. 2.1. Принципова схема вживання ЛОК

1. Система очищення ЛОК
2. Система зріджування ЛОК
3. Танк запасу ЛОК ( в зрідженій формі)
4. Насос високого тиску
5. Система підігріву ЛОК
6. Система подачі ЛОК на двигун

4. Насос високого тиску подає ЛОК з танка до двигуна під тиском 400 bar.

Насос поршневий, з системою контролю подачі для забезпечення стабільного тиску. Насос пов'язаний з системою управління двигуном. При появі нещільності в насосі і вірогідності протечки газу, насос зупиняється, після чого спрацьовує аварійна сигналізація, одночасно з цим двигун переходить на роботу на паливо.

5. Система підігріву ЛОК. Ця система передбачена для уникнення гідралічного удару у разі формування льоду в результаті декомпресії трубопроводу. ЛОК підігріваються до 50 °C. Підігрів може здійснюватися водою із зарубашечного простору.

6. Система подачі ЛОК на двигун. ЛОК подаються на двигун підігрітими, під тиском.

Уприскування відбувається безпосередньо в циліндр після подачі запального палива ( 8% від кількості палива подавався при 100% ), спеціальна ЛОК форсунка здійснює уприскування. ЛОК форсунка управляється системою mechatronic, яка дозволяє здійснювати різне варіювання подачі ЛОК

## Процес згорання і паливоподачі при використовуванні ЛОК

Як наголошувалося раніше, ЛОК складаються більшою мірою з пропана і важких углеводнів, і з меншим цетановим числом. Отже, самозаймисті властивості

ті дозволяють працювати на чистих ЛОК, без використовування запального палива, що надає можливість повного виключення палива.

Робота без запального палива показана нижче, ЛОК є пропан і бутан в співвідношенні 70/30. Випробування проводилися при 123 об/мин., на повному навантаженні двигуна при незмінній частоті обертання, що відповідає роботі двигуна на танкери.

Як видно з малюнка 3.1, швидкість наростання тиску в циліндрі невелика, виділення теплоти також в нормі. Виділення теплоти починається з незначною (блізько  $1^0$  ПКВ) затримкою після уприскування ЛОК. Не дивлячись на те, що пік виділення теплоти не співпадає з роботою на важкому паливі, ефективний КПД майже те ж.

При менших і невеликих навантаженнях ситуація міняється, погіршується запалювання, чутні стукоти в циліндрі, причиною цього є східчасте підвищення тиску.

Виділення теплоти досягає свого піку дуже рано, після чого відбувається східчасте пониження. Затримка запалювання досягає  $6^0$  ПКВ. Не дивлячись на це запалювання є стабільним.

При використовуванні двох палив, ЛОК як основне і важке паливо як запальне, відбувається запалювання і виділення теплоти таке ж, як при використовуванні звичного палива, на всіх режимах навантаження. Особливість полягає в тому, що запалювання має місце при всіх режимах навантаження, до подачі запального палива. Причина вживання пізньої подачі полягає в тому, що рання подача заважає тому, що згоряє основного палива (ЛОК). Проведені тести компонентів ЛОК показали, що запалювання відбувається легко без подачі запального палива.

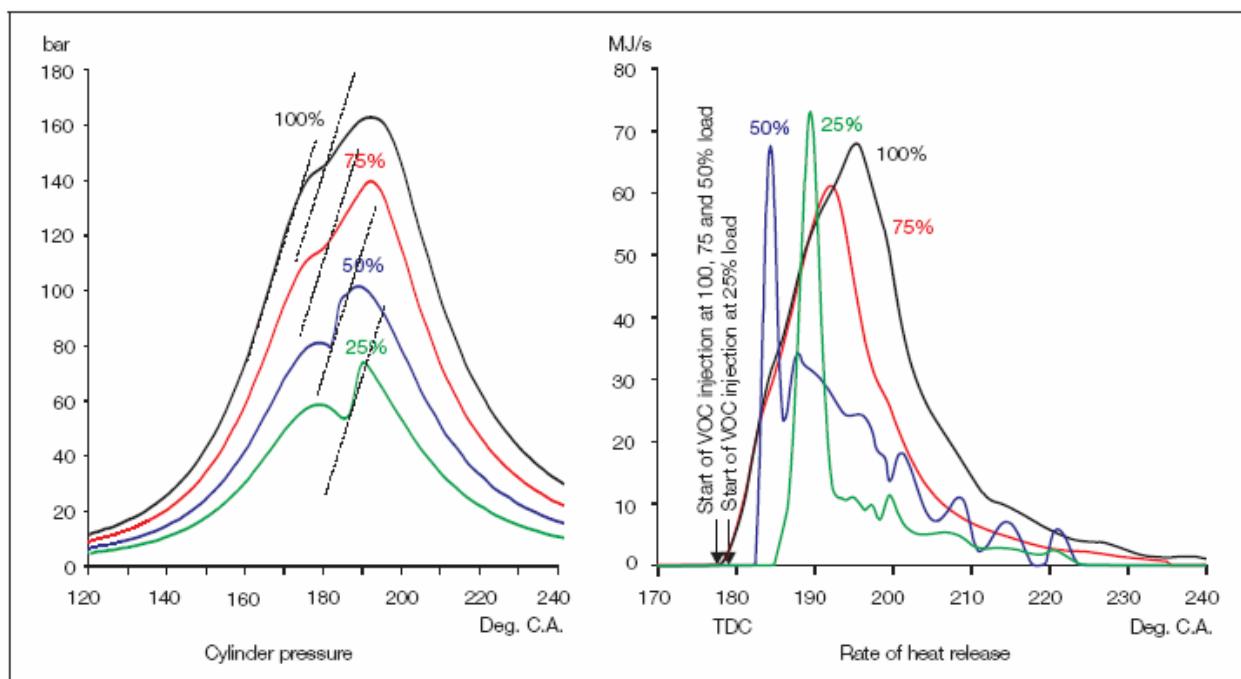


Рис. 3.1. Індикаторна діаграма і швидкість тепловиділення при роботі на ЛОК

Однією з причин запалювання можуть бути локальні високотемпературні зони або інше джерело. Запальне паливо використовується для запалювання всієї маси одночасно, в певний момент, при будь-якому навантаженні, що виключає не стабільну роботу на малих навантаженнях.

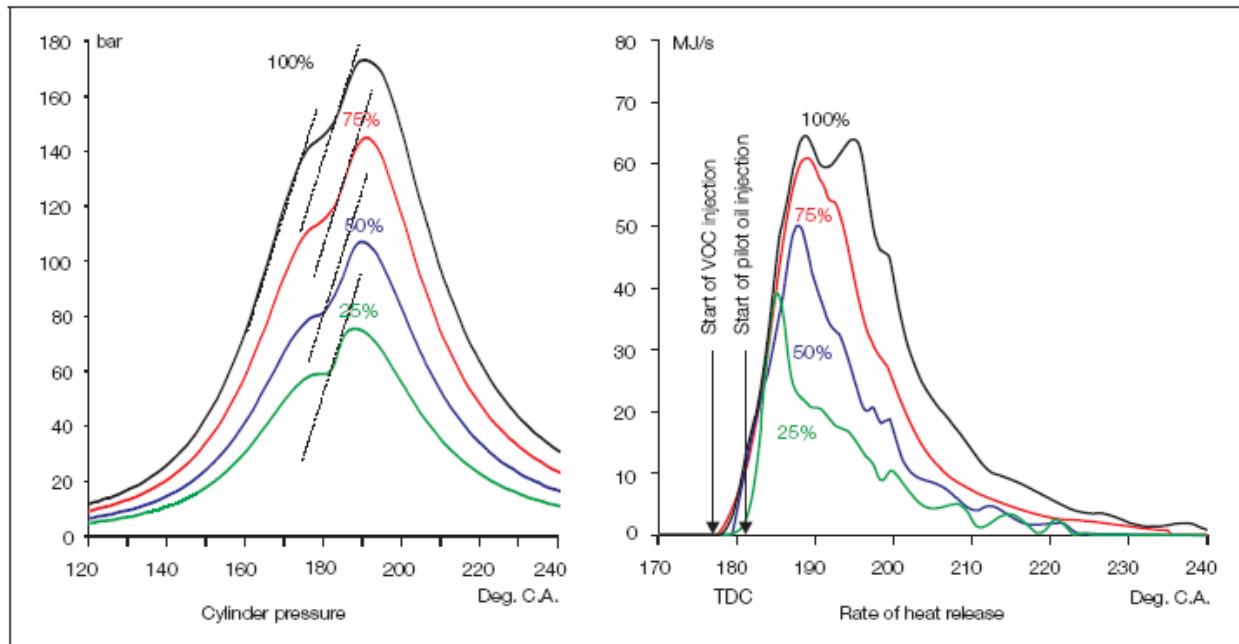


Рис. 3.2 . Індикаторна діаграма і швидкість тепловиділення при роботі на двох паливах  
На малюнку 3.2 представлений вплив тиску вприскування ЛОК (при незмінному моменті подачі) на тиск в циліндрі, виділення теплоти і зміст NOx.

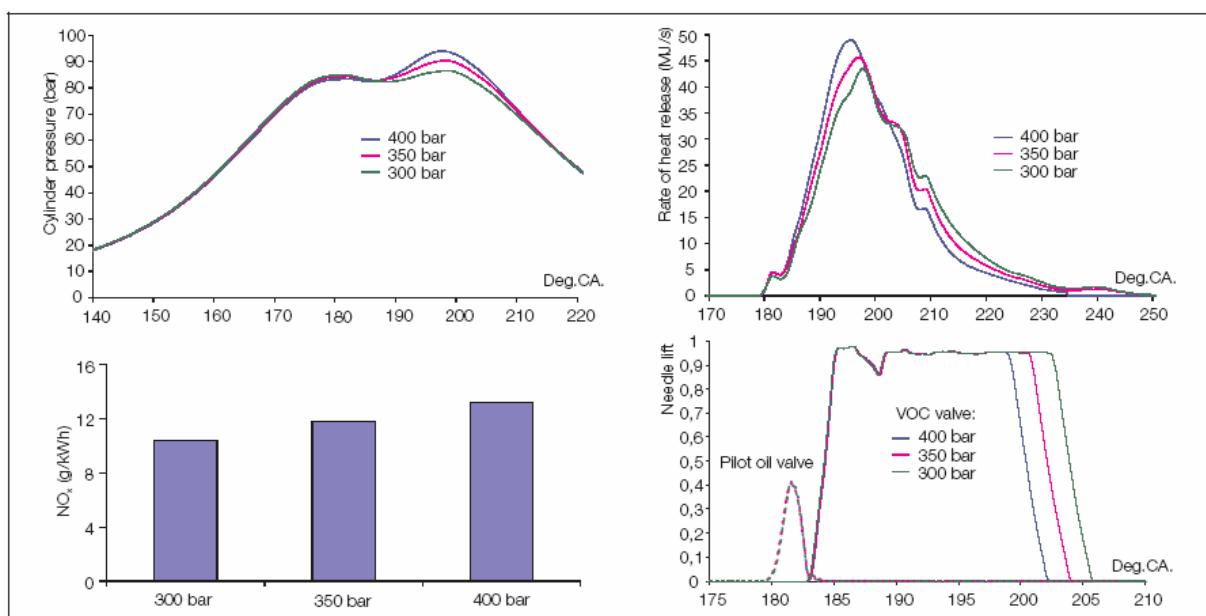


Рис. 3.3. Характеристики згорання і паливоподачі при різному тиску вприскування ЛОК

При зниженні тиску вприскування швидкість виділення теплоти падає, знижується зміст NOx. Згорання відбувається плавно з деяким зменшенням максимального тиску.

На малюнку 3.4 представлений вплив кількості запального палива (при незмінному моменті подачі) на тиск в циліндрі, виділення теплоти і зміст NO<sub>x</sub>.

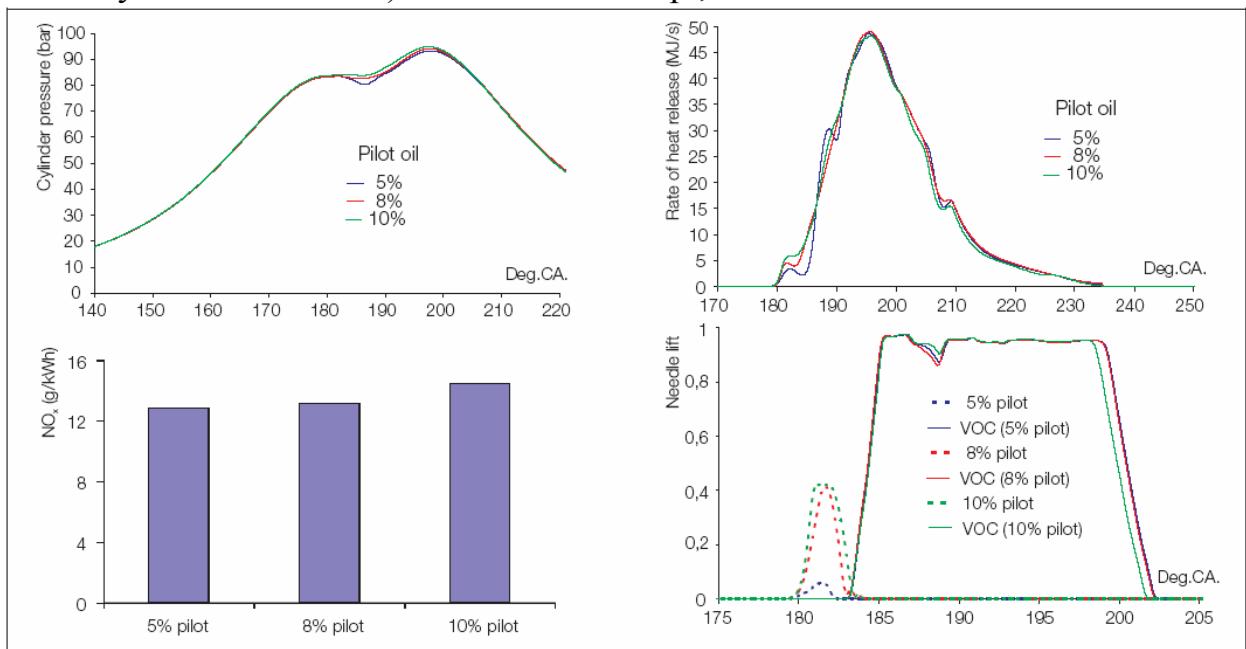


Рис. 3.4 Вплив зміни кількості подачі запального палива на тиск в циліндрі

Як видно з малюнка, кількість палива, що подається, майже не впливає на процес згорання. При меншій подачі запального палива злегка знижується зміст NO<sub>x</sub>, так само трохи змінюється виділення теплоти.

Підраховано що нижня межа подачі запального палива знаходиться в прибутті довох 5 % всієї подачі. Це відноситься до роботи форсунки, але не процесу згорання. При 5% голка форсунки підіймається зовсім трохи, тиск відкриття, невеликий індекс паливного насоса, все це може привести до протікання. Отже, садим відповідним, з урахуванням стабільності, є 8% частка запального палива.

На малюнку 3.5 представлений вплив відношення між кількістю запального палива (при постійному моменті подачі) і кількістю ЛОК (при різному моменті) на тиск в циліндрі, виділення теплоти і зміст NO<sub>x</sub>. Для забезпечення безперебійної роботи танкера (або LNG судна, на яких встановлені двигуна серії MC-GI) необхідно щоб двигун виробляв необхідну потужність не залежно від кількості ЛОК. Якщо ЛОК буде недостатньо, то подача запального палива збільшуватиметься, до тих пір, поки потужність стане необхідною. Якщо це зробити при незмінному моменті подачі ЛОК і запального палива, то тиск в циліндрі зросте значно і викличе перевантаження двигуна.

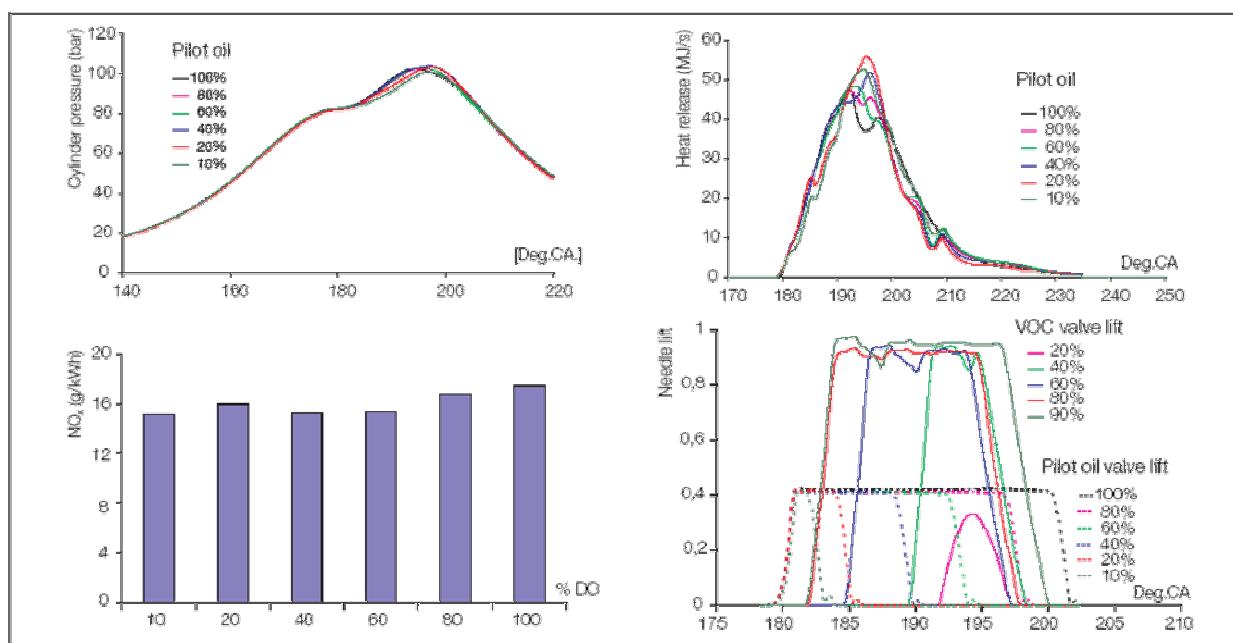


Рис. 3.5 Відносини між кількістю запального палива і кількістю ЛОК на тиск в циліндрі

Як видно з рисунка, режим згорання оптимізований системою управління ЛОК але при незмінному моменті подачі запального палива (оскільки уприскування здійснюється за допомогою ПНВТ який управляється куркульками на розподільному валі). Система mechatronic робить можливим управління уприскування ЛОК, таким чином процес згорання відбувається нормально незалежно від кількості подачі запального палива і кількості ЛОК.

## Висновки

Використання ЛОК в якості палива для СДВЗ є доволі ефективним засобом зниження шкідливих викидів в атмосферу. ЛОК не потрібно видобувати, це паливо можна отримувати з нафти, яку перевозить судно.

Доля запального рідкого палива при використанні ЛОК в якості основного становить всього 8%, виходячи з результатів досліджень. Також використання Летючих органічних компонентів дає можливість зробити процес згоряння плавнішим і зменшити температурні навантаження на елементи циліндро-поршневої групи, що в свою чергу сприяє більш довгому терміну використання деталей.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Cisek, J., Szlachta, Z., Correlation Between Autoignition Delay and Cetane Number of Rape Fuels at Varied Diesel Engine Work Conditions. 27<sup>st</sup> International Scientific Conference on Combustion Engines KONES'2001, Jastrzebia Góra 2001.
2. Labeckas G., Slavinskas S. The research of biofuels usage in diesel engine. In: International conference Transbaltika - 99 proceedings (Biodegalii naudojimo dyzeliniame variklyje tyrimas. Tarptautinės konferencijos Transbaltica - 99 moksliniii pranesimii rinkinys). V.: Technika, 1999, p 409415 (in Lithuanian).

3. Мысник, М.И. Анализ теплофизических свойств альтернативных топлив для двигателей внутреннего сгорания/ М.И. Мысник, А.Е. Свистула / Ползуновский Вестник.- 2009.- № 1-2.- С. 37-44.
4. Матиевский, Д.Д Показатели эффективности двигателей внутреннего сгорания и их анализ: учеб. пособие / Д.Д Матиевский; АлтГТУ им. И.И Ползунова.- Барнаул, 2006.- 80 с.

УДК 621.436.038

Тацюк А.Д., рук. д.т.н, проф. Половинка Э.М.

Одесская национальная морская академия

## **ОСОБЕННОСТИ ТОПЛИВОПОДАЧИ И СГОРАНИЯ БИОТОПЛИВ**

В настоящее время одной из важнейших задач двигателестроения является улучшение экологических показателей дизелей без ухудшения их энергетических и экономических характеристик. Это особенно актуально для малоразмерных высокогооборотных дизелей с непосредственным впрыскиванием топлива.

Одно из направлений улучшения экологических показателей дизелей и замещения нефтяных ресурсов - это применение в дизелях топлив биологического происхождения, которые относятся к возобновляемым видам энергоносителей. Применение биологических видов топлива в энергетических установках позволяет с охранить баланс углекислого газа в атмосфере, что снижает парниковый эффект.

Наиболее перспективным считается использование в качестве топлива для дизелей рапсового масла и топлив на его основе . Следует отметить, что некоторые физико -химические свойства рапсового масла незначительно отличаются от свойств товарного дизельного топлива . В первую очередь это относится к показателям воспламеняемости этих топлив в камере сгорания дизеля, их теплотворной способности.

Таблица 1. Сравнение характеристики биотоплива и дизеля

Параметр	Рапсовое масло	Дизельное топливо
Плотность при 15 <sup>0</sup> С, кг/м <sup>3</sup>	917	800...845
Кинематическая вязкость при 40 <sup>0</sup> С мм <sup>2</sup> /с	62,1	1,5...4.0
Динамическая вязкость при 20 <sup>0</sup> С. Па*с	68.7*10 <sup>-3</sup>	3,154*10 <sup>-3</sup>
Низшая теплота сгорания, МДж/м <sup>3</sup>	36,992	42,437
Цетановое число	36...55	46..49
Температура вспышки определяемая в закрытом тигле, не ниже. °С	100	55
Температура застывания, °С	-23	-10, -35, -45, -55
Содержание серы, %	0.005	0,5
Кислотность, мг КОН/ 100л топлива	4,66	5
Коксуемость 10 %-ного остатка. %, не более	0,4	0,3

В ходе проведения эксперимента получены данные, на основании которых сделан сравнительный анализ рабочего процесса двигателя с использованием двух видов топлива. На основании индикаторных диаграмм, полученных для разных режимов работы двигателя, были произведены расчеты периода задержки воспламенения и, связанной с ним жесткости рабочего процесса двигателя.

На рисунке 1 приведены графики изменения максимальных давлений газа в цилиндре двигателя и топлива в трубопроводе высокого давления. Следует отметить существенное увеличение максимального давления в трубопроводе при работе двигателя на рапсовом масле по сравнению с работой на дизтопливе:

- на 22% на режиме малых нагрузок;
- на 30% на режиме средних нагрузок;
- на 40% наnomинальном режиме.

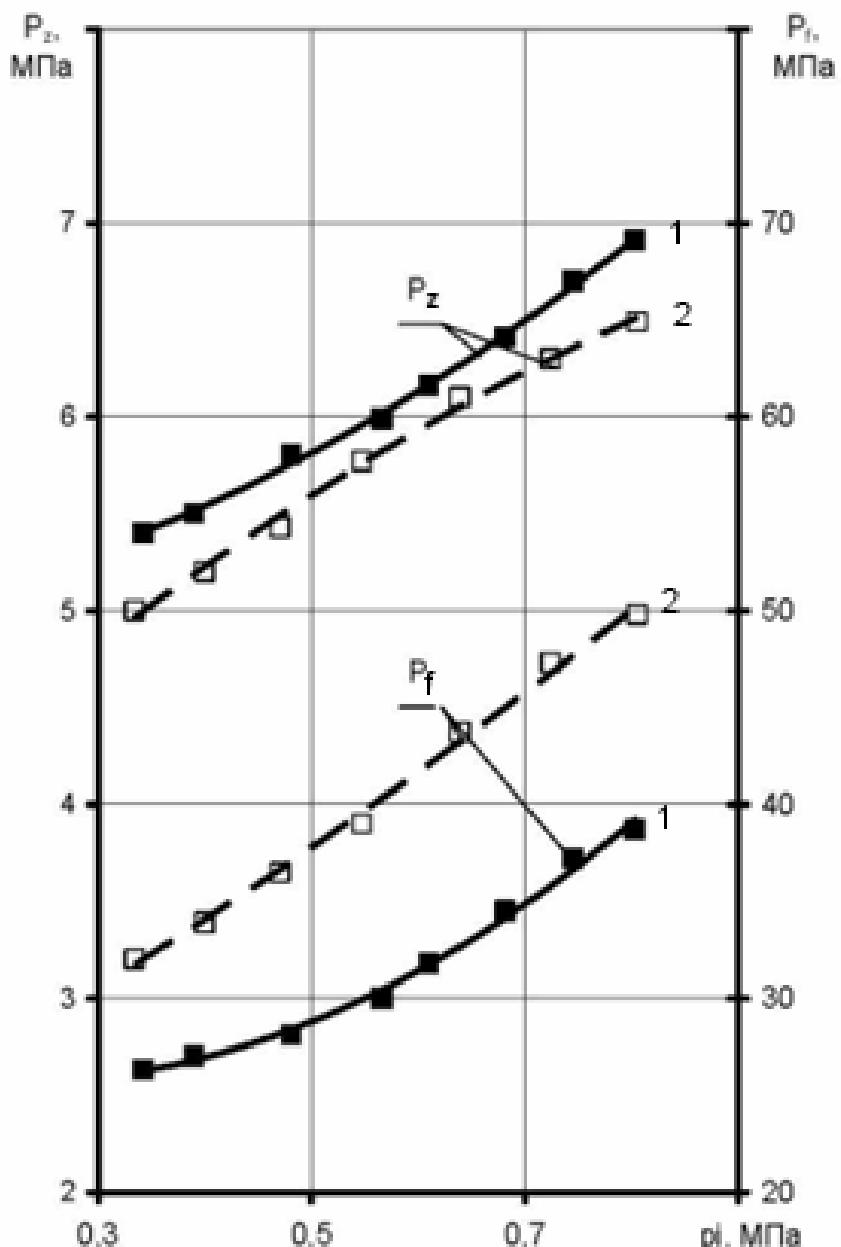


Рис.1 Нагрузочная характеристика, максимальное давление газов и максимальное давление топлива (1- рапсовое масло, 2- дизтопливо)

Это связано с повышенной вязкостью и плотностью рапсового масла. Известно, что плотность рапсового масла на 6,6 % выше, чем у дизтоплива, а вязкость при 40°C выше в 14 раз. С увеличением нагрузки увеличивается и разница в соотношении давлений, т.е. максимальное давление в трубопроводе при использовании рапсового масла растет интенсивней. Факт увеличения максимального давления топливоподачи является негативным, так как приводит к увеличению механических напряжений в деталях ЦПГ.

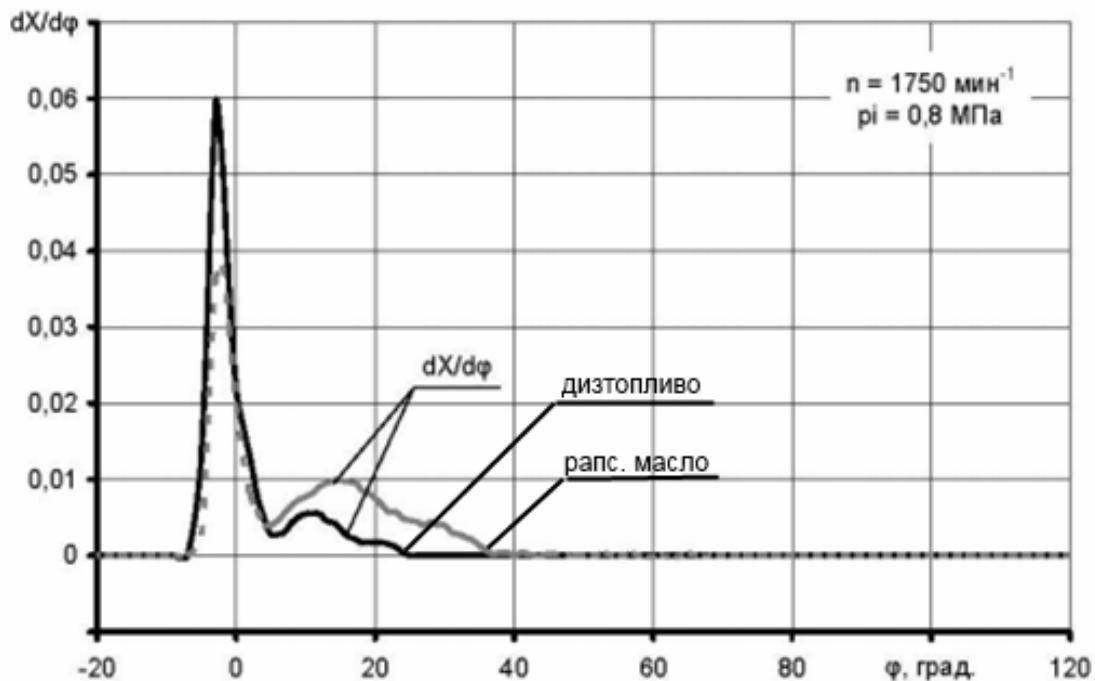


Рис.2 Диаграмма изменения скорости тепловыделения при работе на дизтопливе и рапсовом масле

На рисунке 2 приведены результаты обработки индикаторных диаграмм на тепловыделение. При переходе с дизтоплива на рапсовое масло наблюдалось незначительное увеличение периода задержки воспламенения на 0,5-1 градус п.к.в. Объясняется это тем, что склонность к воспламенению рапсового масла и дизтоплива несущественно отличаются (цетановое число рапсового масла 40, а дизтоплива 45 единиц). Кроме этого струя рапсового масла, по данным оптического метода исследований, несмотря на высокую неравномерность структуры, содержит достаточное количество мелкодисперсной фазы в периферийной зоне. Наличие в объеме камеры сгорания поверхностей с более высокой температурой, при работе на рапсовом масле, из-за затягивания процесса сгорания на линию расширения, так же способствует сокращению периода задержки воспламенения. Из приведенных данных видно, что процесс сгорания двигателя на рапсовом масле, в начальной фазе, протекает с меньшими скоростями, чем и определяется меньшая жесткость процесса

При организации рабочего процесса дизельного двигателя стремятся к сокращению продолжительности ввода тепла в цикл, так как от этого зависит экономичность осуществления процесса преобразования тепла, выделившегося в процессе сгорания топлива в работу газов. Поэтому, чем быстрее протекает процесс сгорания, тем экономичнее работает двигатель. Из представленных на ри-

сунке 3 графиков видно, что рабочий процесс на рапсовом масле уступает по экономичности рабочему процессу на дизельном топливе. Из сопоставления графиков изменения индикаторного КПД процессов видно, что рабочий процесс на рапсовом масле на 10 - 16% уступает рабочему процессу на дизтопливе во всем диапазоне изменения нагрузки, более высокие отличия относятся к режиму номинальной мощности. Причина этого в отличии характера подвода тепла. Процесс сгорания рапсового масла отличается более высокой продолжительностью по сравнению с процессом сгорания дизтоплива. Это связано, во-первых, с высокой температурой испарения, повышенной вязкостью и т.д., а во-вторых, с увеличением продолжительности топливоподачи связанным с тем, что при работе на рапсовом масле необходимо увеличить цикловую порцию, чтобы получить те же значения мощности, что и при работе на дизтопливе.

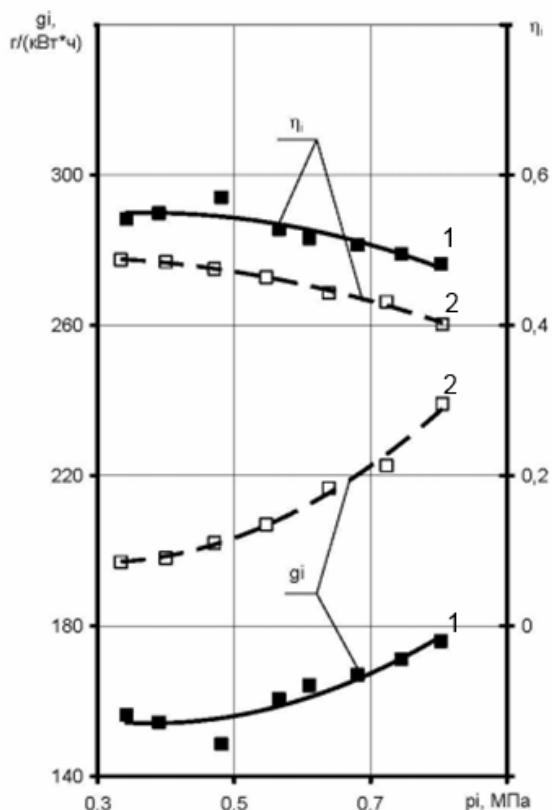


Рис.3 Нагрузочная характеристика, параметры экономичности работы двигателя (1- дизтопливо, 2- рапсовое масло)

В связи с отличиями в протекании рабочего процесса на рапсовом масле и дизтопливе необходимо увеличивать подачу топлива для достижения одинакового уровня мощности, что приводит к обогащению состава топливовоздушной смеси. При использовании рапсового масла двигатель работает с более низким коэффициентом избытка воздуха, разница составляет 8,5-15% в диапазоне рабочих нагрузок. С переходом на рапсовое масло, на примере содержания твердых частиц в отработавших газах, наблюдается следующее:

- в области малых нагрузок отличия не существенных
- в области средних нагрузок максимальная разница до 100%;
- в области номинальной мощности разница сокращается до 20%.

По оксиду углерода:

- на режиме малых нагрузок содержание данного компонента одинаково;
- на режиме средних нагрузок отмечается несколько лучшая картина для рапсового масла, содержание оксида углерода на 20-25% меньше чем при работе на дизтопливе;
- на номинальном режиме и режимах близких к нему содержание CO при работе на рапсовом масле на 100-120% больше, чем при работе на дизтопливе.

По оксидам азота:

- на режиме низких нагрузок на 20-30%;
- на режиме средних нагрузок на 5-10%;
- на режиме номинальной нагрузки на 25%

#### *СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ*

1. ISSN 0236-3941. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. С ер. “Машиностроение”. 2009. № 2
2. Марченко А. П. Сравнительная оценка эффективности применения растительных топлив в дизельном двигателе / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, А.А. Осетров, В. Смайлис, В. Сенчилла // Двигатели внутреннего сгорания. - 2004.

УДК 629.063.6

Kravchenko Y., supervisor Polovinka E.  
Одесская национальная морская академия

#### **COMBUSTION AND EXHAUST EMISSIONS CHARACTERISTICS OF DIESEL MICRO-PILOT IGNITED DUEL-FUEL ENGINE**

To satisfy increasingly strict emissions regulations, engines with alternative gaseous fuels are now widely used. Natural gas and synthesis gas appear to be greener alternatives for internal combustion engines. In many situations where the price of petroleum fuels is high or where supplies are unreliable, the syngas, for example, can provide an economically viable solution. Syngas is produced by gasifying a solid fuel feedstock such as coal or biomass. The biomass gasification means incomplete combustion of biomass resulting in production of combustible gases. Syngas consists of about 40% combustible gases, mainly carbon monoxide (CO), hydrogen (H<sub>2</sub>) and methane (CH<sub>4</sub>). The rest are non-combustible gases and consists mainly of nitrogen (N<sub>2</sub>) and carbon dioxide (CO<sub>2</sub>). Varying proportions of CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub>, and CH<sub>4</sub> may be present.

This study used water-cooled four-stroke single-cylinder engine, with two intake and two exhaust valves, shown in Figure 1 (A). In this engine, the autoignition of a small quantity of diesel pilot fuel (2 mg/cycle), injected into the combustion chamber before top dead center, initiates the combustion. The burning diesel fuel then ignites the gaseous fuel. The pilot fuel was ultra low-sulfur (<10 ppm) diesel. A commercial solenoid-type injector that is typically used for diesel-only operations was modified. A nozzle of the commercial injector with seven holes was replaced by the one with four holes of 0.1 mm in diameter to ensure a small quantity of injected fuel. A common rail injection system (ECD U2P, Denso Co.) was employed to supply the constant injection pressure to the injector. The fuel injection pressure varied from 40 MPa to 150 MPa, and the injected pilot diesel fuel quantity was 2 mg/cycle and 3 mg/cycle. The experimental conditions and different types of primary gaseous fuel compositions used in this study are given in Table 1 and Table 2, respectively.

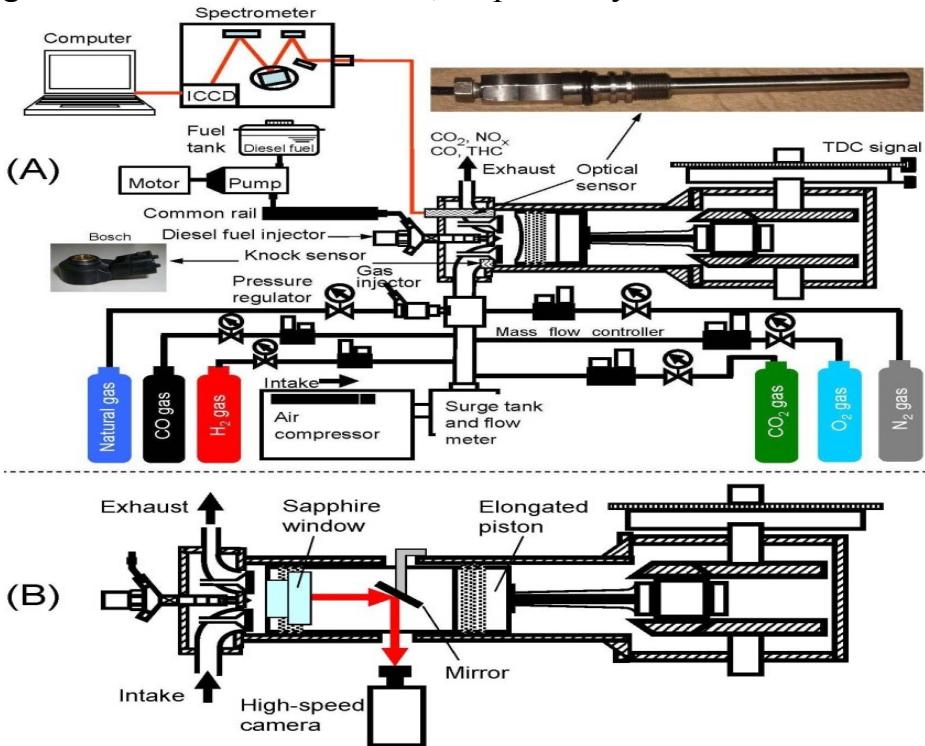


Fig. 1. Experimental engine layout. (A) bench engine, (B) optical engine

A conceptual outline of PREMIER combustion is presented in Figure 2. In the first stage of this combustion mode, the pilot diesel fuel is injected, evaporated, and auto-ignited prior to top dead center (TDC). The energy released by the diesel fuel auto-ignition initiates the gaseous flame development and outward propagation from the ignition centers toward the cylinder wall. Once the end-gas region is sufficiently heated and the temperature of the fuel mixture has reached the auto-ignition temperature of the gaseous fuel/air mixture after TDC, the second-stage combustion begins and is completed as the gas expands and cools, producing work. The second-stage heat release occurs over a chemical reaction timescale and is faster than heat release by turbulent flame propagation. Thus, the combustion transition from the first stage to the second stage takes place when the overall heat release rate changes from the slower first-stage flame rate to the faster second-stage rate, and that transition is here measured as

the point where the second derivative of the heat release rate is maximized, as shown in Figure 2.

Engine type	4-stroke, single cylinder, water cooled
Bore x Stroke	96x108 mm
Swept volume	781.7 cm <sup>3</sup>
Compression ratio	16
Combustion system	Dual-fuel, direct injection
Combustion chamber	Shallow dish
Engine speed	1000 rpm
Intake pressure	101 kPa, 200 kPa
Injection system	Common-rail
Pilot fuel injection pressure	
- Natural gas case	40 MPa, 80 MPa, 120 MPa, 150 MPa
- Syngas case	80 MPa
Pilot fuel injection quantity	
- Natural gas case	2 mg/cycle, 3 mg/cycle
- Syngas case	3 mg/cycle
Nozzle hole x diameter	
- Natural gas case	3x0.08 mm, 3x0.10 mm, 4x0.10 mm
- Syngas case	4x0.10 mm
Equivalence ratio	
- Natural gas case	0.6
- Syngas case	Variable
EGR rate	
- Natural gas case	10%, 20%, 30%, 40%, 50%
- Syngas case	none
EGR composition	N <sub>2</sub> -86%, O <sub>2</sub> -10%, CO <sub>2</sub> -4%

Table 1. Experimental conditions

Gas type	Composition						Source
	H <sub>2</sub> (%)	CO (%)	CH <sub>4</sub> (%)	CO <sub>2</sub> (%)	N <sub>2</sub> (%)	LHV (MJ/kg)	
Type 1	13.7	22.3	1.9	16.8	45.3	4.13	BMG
Type 2	20.0	22.3	1.9	16.8	39.0	4.99	BMG
Type 3	56.8	22.3	1.9	16.8	2.2	13.64	COG
Type 4	13.7	22.3	1.9	23.0	39.1	3.98	BMG
Type 5	13.7	22.3	1.9	34.0	28.1	3.74	BMG
Type 6	56.8	5.9	29.5	2.2	5.6	38.69	COG
Type 7	56.8	29.5	5.9	2.2	5.6	20.67	COG
Type 8	100.0	-	-	-	-	119.93	Hydrogen
	CH <sub>4</sub> (%)	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> (%)	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> (%)	n-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> (%)		LHV (MJ/kg)	
Natural gas	88.0	6.0	4.0	2.0		49.20	

Table 2. Gas composition

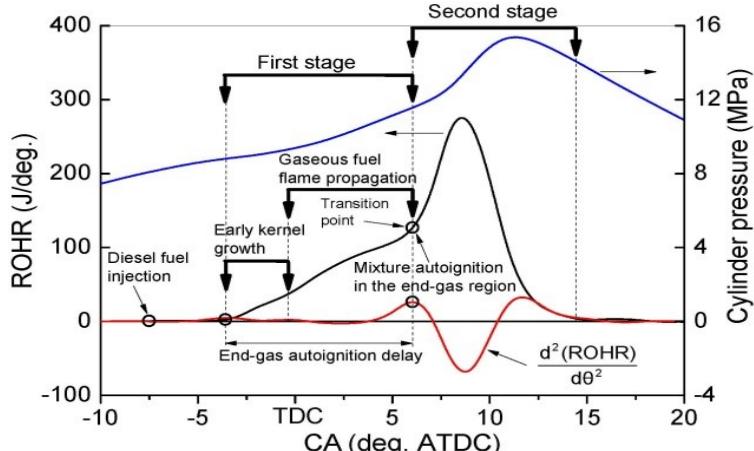


Fig. 2. PREMIER combustion concept

As shown in Figure 3, PREMIER combustion(natural gas burning) can be maintained within a wide range of pilot fuel injection pressures. However, it can be maintained within only a very narrow range of fuel injection timings. At a fixed total equivalence ratio, advancing the injection timing resulted in the earlier occurrence of combustion during the cycle, increasing the peak cylinder pressure during first-stage combustion. With the burned gas of first-stage combustion, the in-cylinder pressure and temperature continued to rise after TDC, as shown in Figure 5. Although the piston began to move downward after TDC, and the volume thus expanded, the heat release from first-stage combustion induced local temperature and pressure increases during second-stage combustion. Higher peak cylinder pressures resulted in higher peak charge temperatures. Retarding the injection timing decreased the peak cylinder pres-

sure during first-stage combustion, as more of the fuel burned after TDC. Advancing the injection timing resulted in better diesel fuel evaporation and mixing with the in-cylinder gas. Therefore, diesel fuel auto-ignition occurred more quickly and with more complete diesel fuel combustion and natural gas flame propagation during the first stage, resulting in rapid combustion and high heat release rate during the second stage due to the rapid heating of the end-gas region mixture.

	Injection pressure $P_{inj}$ (MPa)	Intake pressure $P_{in}$ (kPa)	Nozzle hole diameter $D_{hole}$ (mm)	Nozzle hole number $N_{hole}$	Injected pilot fuel amount $m_{pf}$ (mg/cycle)
A	40	200	0.1	3	3
B	80	200	0.1	3	3
C	120	200	0.1	3	3
D	150	200	0.1	3	3
E	40	200	0.1	3	2
F	80	200	0.1	3	2
G	150	200	0.08	3	3
H	150	200	0.1	4	3

Table 3. Experimental conditions for Figure 3

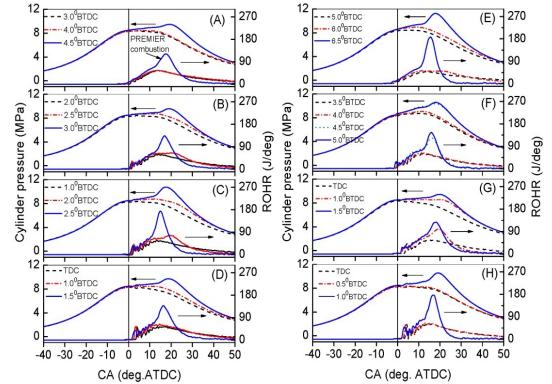


Fig. 3. Effect of pilot fuel injection timing on cylinder pressure and the rate of heat release. Experimental conditions are given in Table 3.

Figure 4 shows the engine performance characteristics and exhaust gas emissions. The encircled data on (A) and (B) of the figure correspond to PREMIER combustion. During PREMIER combustion, a considerable increase in the indicated mean effective pressure and thermal efficiency was observed. This was due to the sharp increase of the second heat release peak within a shorter crank-angle time. Moreover, this implies that the total combustion time for PREMIER combustion mode was shorter than the total time required for conventional combustion. Although HC and CO emissions were greatly decreased, NOx emissions increased considerably compared with conventional combustion. This increase in NOx emissions is expected, as in-cylinder temperature increase hastens the oxidation reactions of in-cylinder nitrogen and oxygen.

Increasing hydrogen content in syngas has a substantial impact on engine performance and pollutants formation. Engine performance characteristics and concentrations of pollutants CO, HC and NOx are shown in Figure 5,6. It should be noticed that the smoke level was negligibly low. This concurrent micro-pilot diesel fuel and syngas combustion contributes to the faster oxidation and burn out of soot by the end of the combustion process. Figure 9 show the experimental operation region for IMEP, CO, HC and NOx. The comparison is given for H<sub>2</sub> effect between Type 1 and Type 2, for CO<sub>2</sub> effect between Type 1 and Type 5, and for gas - type effect between Type 6 (Coke-oven gas) and Type 8 (Pure hydrogen). The dash-dotted line is the boundary separated the conventional combustion from the PREMIER combustion at corresponding equivalence ratios and injection timings.

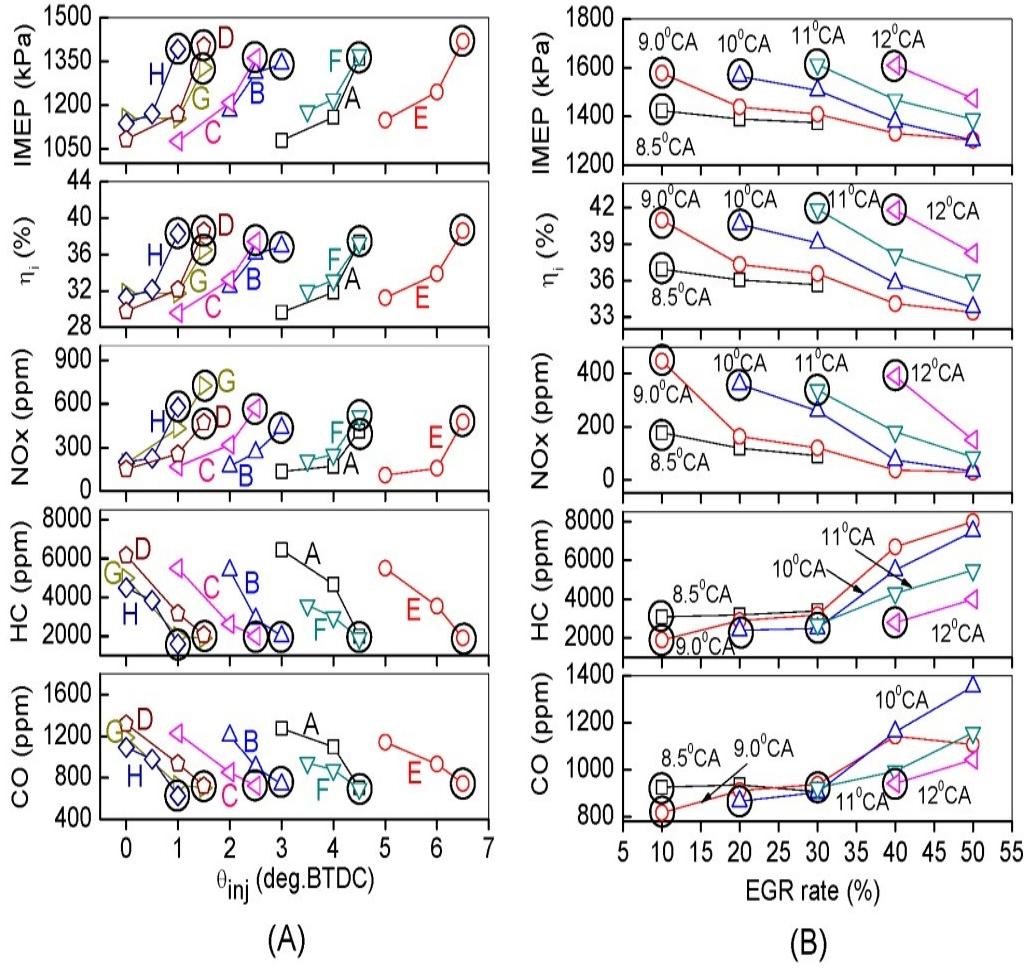


Fig. 4. Effect of pilot fuel injection timing and EGR on engine performance and emissions.

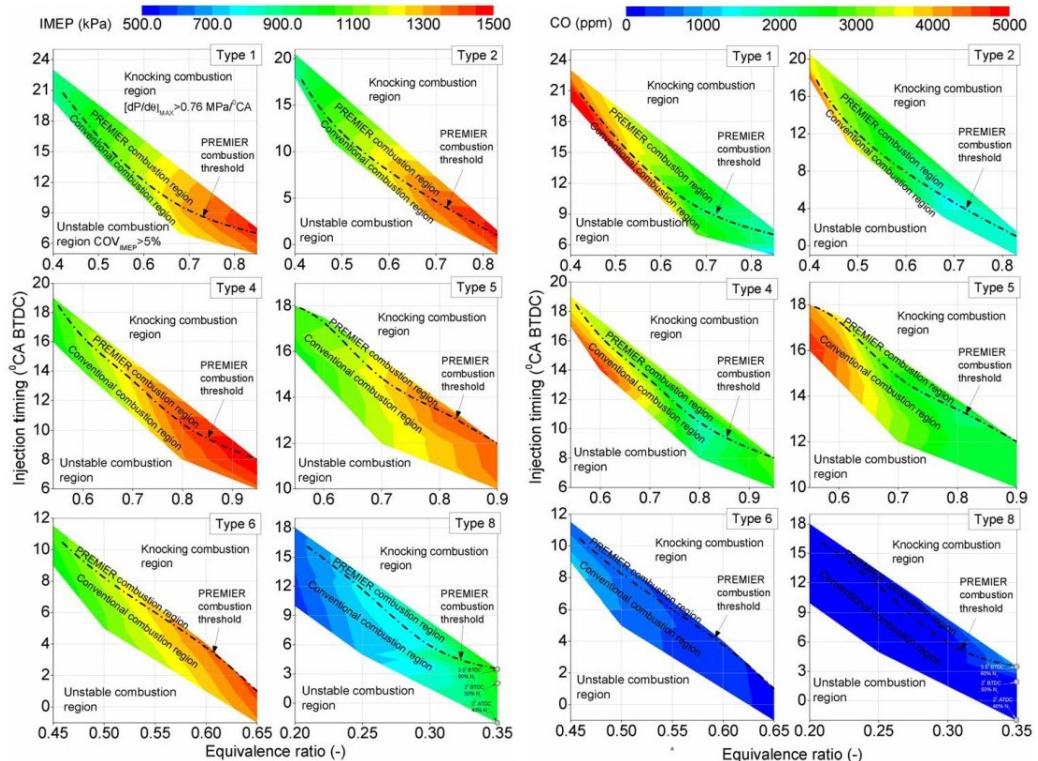


Fig. 5. Experimental mapping of IMEP and CO distribution

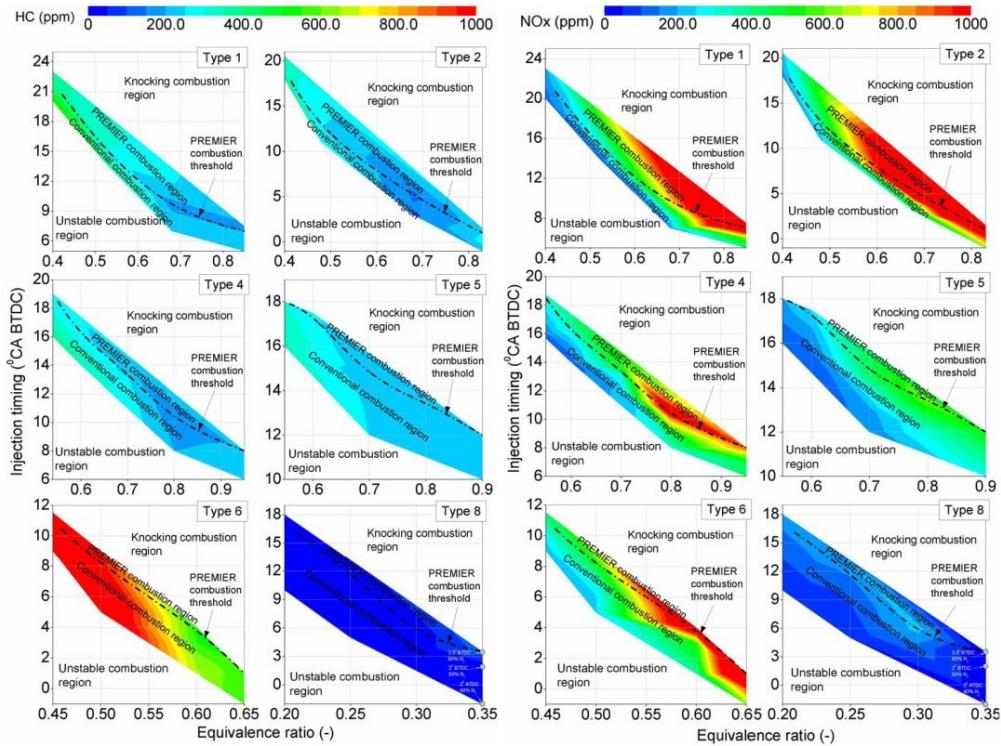


Fig. 6. Experimental mapping of HC and NOx distribution

**Conclusions.** The new PREMIER combustion mode in a dual-fuel engine fuelled with natural gas, syngas and hydrogen was investigated via engine experiments. The following conclusions can be drawn from this research:

- PREMIER combustion combines two main stages of heat release, the first is gaseous fuel flame propagation and the second is end-gas mixture auto-ignition. The second stage can be mainly controlled by the pilot fuel injection timing, gaseous fuel equivalence ratio, and EGR rate. The delay time for mixture autoignition in the end-gas region is defined as the time from early kernel development to the transition point where slower combustion rate (flame propagation) is changed to faster combustion rate (autoignition). It was found that the rate of maximum pressure rise increases as the second stage ignition delay decreases. PREMIER combustion was observed for natural gas and all syngas types investigated in this paper. This type of combustion can enhance the engine performance and increase the efficiency.

- An increase in the fuel mass fraction burned in the second stage of heat release affects the rate of maximum pressure rise. When hydrogen content in syngas is increased the same rate of maximum pressure rise can be achieved with lower amount of fuel mass fraction burned during the second stage, meaning that the increased amount of hydrogen in syngas induces an increase in the mean combustion temperature, IMEP and efficiency, but also a significant increase in NOx emissions. The results also show that when CO<sub>2</sub> content in the gas reaches 34%, the rate of maximum pressure rise, as well as, the mean combustion temperature, IMEP, thermal efficiency and NOx decrease despite the increase in fuel mass fraction burned during the second stage of heat release rate.

- For pure hydrogen at equivalence ratios of 0.2, 0.25 and 0.3 without dilution, very low CO and HC emissions were detected. The further increase in equivalence ratio

above 0.3 led to knocking combustion. At the equivalence ratio of 0.35 with N2 dilution, NOx level significantly decreased but CO level increased.

## REFERENCES

1. Weaver CS. Natural gas vehicles – a review of the state of the art, SAE Paper, 892133.
2. Nichols RJ. The challenges of change in the auto industry: Why alternative fuels? J Eng Gas Turb Power 1994;116:727-32.
3. Lieuwen T, Yang V, Yetter R. Synthesis gas combustion: Fundamentals and applications. Taylor & Francis Group 2010.
4. Shilling NZ, Lee DT. IGCC-Clean power generation alternative for solid fuels: GE Power Systems. PowerGenAsia 2003.
5. Bade Shrestha SO, Karim GA. Hydrogen as an additive to methane for spark ignition engine applications. Int J Hydrogen Energy 1999;24:577-86.
6. Stebar RF, Parks FB. Emission control with lean operation using hydrogen-supplemented fuel. SAE Paper 740187.
7. Jingding L, Linsong G, Tianshen D. Formation and restraint of toxic emissions in hydrogen-gasoline mixture fueled engines. Int J Hydrogen Energy 1998;23:971-75.
8. Pushp M, Mande S. development of 100% producer gas engine and field testing with pid governor mechanism for variable load operation. SAE Paper 2008-28-0035.
9. Yamasaki Y, Tomatsu G, Nagata Y, Kaneko S. Development of a small size gas engine system with biomass gas (combustion characteristics of the wood chip pyrolysis gas), SAE Paper 2007-01-3612.
10. Ando Y, Yoshikawa K, Beck M, Endo H. Research and development of a low-BTU gas driven engine for waste gasification and power generation. Energy 2005;30:2206-18.

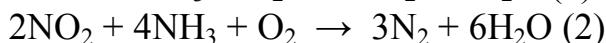
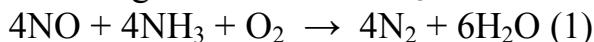
УДК 629.063.6

Panasuk A.Y., supervisor Polovinka E.  
Odessa national maritime academy

## **SCR SYSTEM FOR NOX REDUCTION OF MEDIUM SPEED MARINE DIESEL ENGINE**

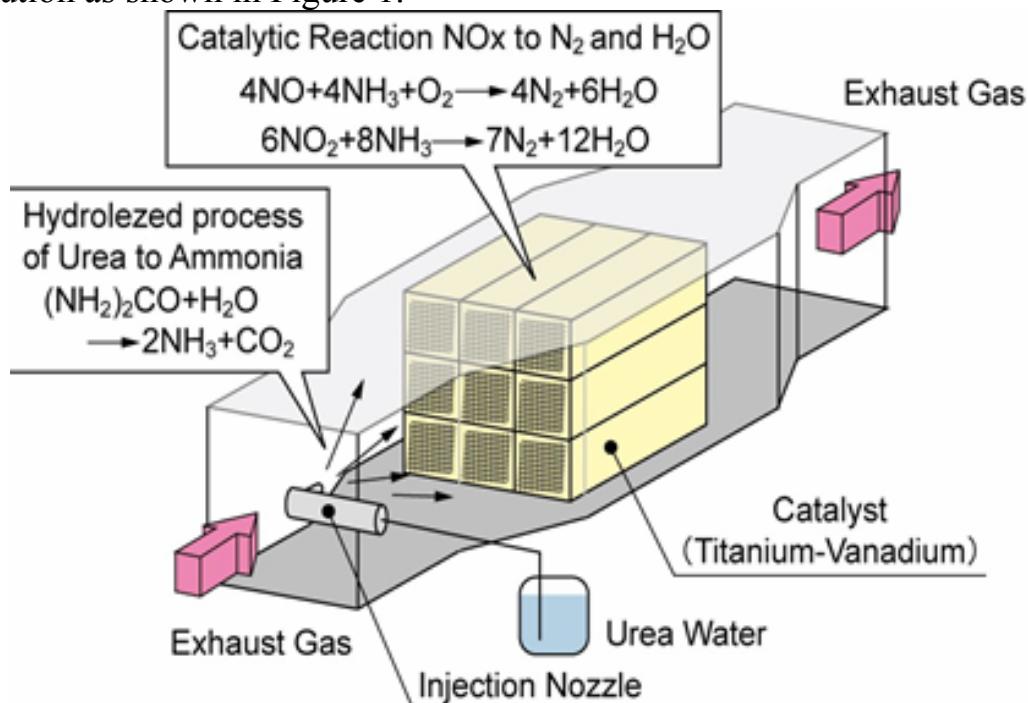
A marine Diesel engine is available to low-quality heavy oil, and also has the advantage of high efficiency. However, NO<sub>x</sub> emission of the marine Diesel engine is greater than the other internal combustion engines on the ground, such as to use automobiles and electric power plants. The NO<sub>x</sub> emission causes acid rain and photochemical smog, and it is influence directly to human health, such as lack of oxygen or respiratory disease. Especially, to keep environment protection in a harbor area, we must reduce the NO<sub>x</sub> emission urgently.

A SCR is one of the most prospective reducing technologies for NOx. It has been already practically used in a field of automobiles, such as buses and trucks. NOx in exhaust gas reacts with NH<sub>3</sub> to N<sub>2</sub> and H<sub>2</sub>O on a catalyst as follows:



The main reaction is Equation 1 because almost of NOx in exhaust gas of fore-stroke medium speed Diesel engines is NO. NH<sub>3</sub> as a reducing agent is injected into exhaust gas. A reducing agent is ammonia gas or ammonia solution or urea solution. In many cases a reducing agent uses urea solution.

A general SCR system consists of a catalyst and an injection nozzle to jet mist of urea solution as shown in Figure 1.



**Figure 1.**

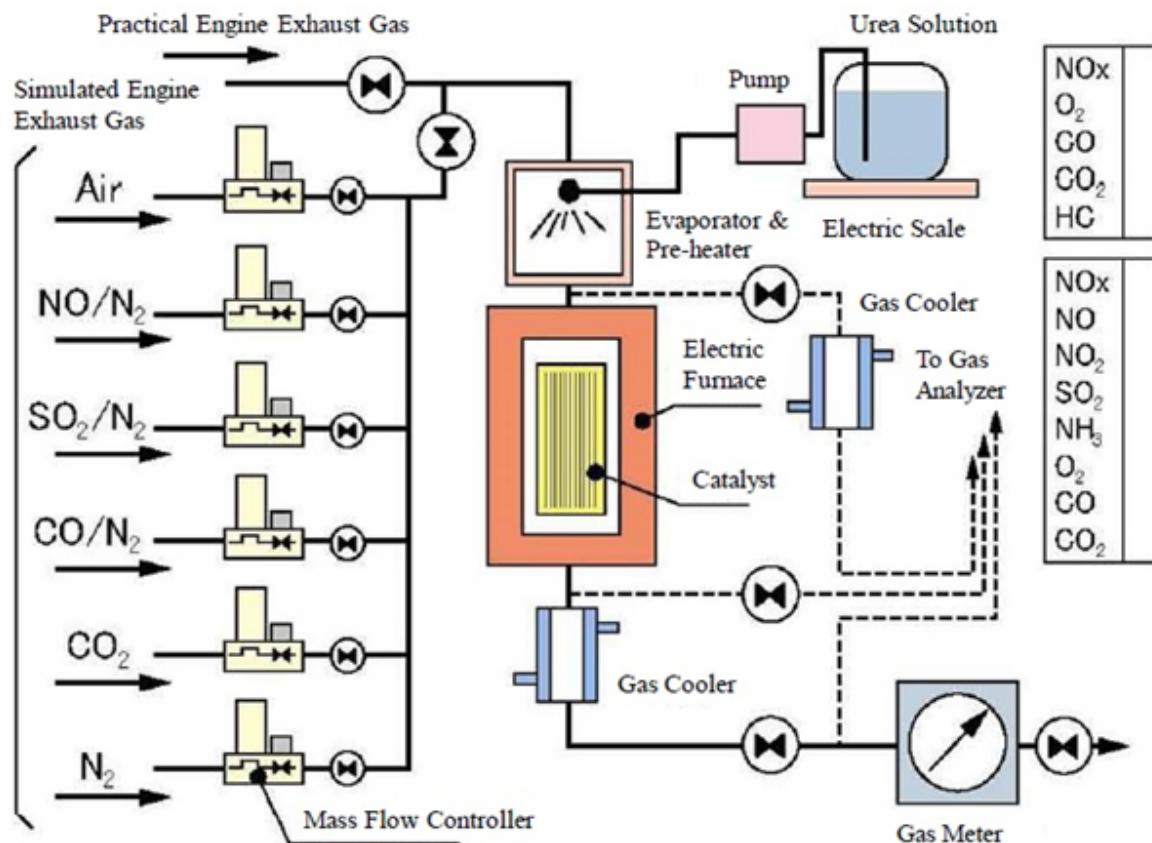
The experimental apparatus and methods used in this experiment are discussed below. The schematic diagram of the micro-reactor is shown in Figure 2. The Micro-reactor is able to carry out experiment with simulated exhaust gas. The simulated exhaust gas is composed of prepared gases in cylinders and compressed dry air. Gas components are N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, CO, NO and SO<sub>2</sub>, and the flow rates of the prepared gases and compressed air are controlled by mass-flow controllers. The simulated exhaust gas is heated in the evaporator and pre-heater, in which urea solution as a reducing agent is injected and evaporates. Heated simulated exhaust gas mixed with a reducing agent is led to the catalyst set in the electric furnace, where the NOx is converted. The temperature in the electric furnace can be set arbitrary within the range 200-450 deg C.

Urea solution is used as a reducing agent. Urea is changed into ammonia in evaporator and preheater and this ammonia reacts with NOx on the surface of the catalyst in the electric furnace, and N<sub>2</sub> and H<sub>2</sub>O are produced, foregoing Equations 1 and 2. Urea solution is supplied equivalently to remove NOx. The concentration of H<sub>2</sub>O at 10 %

consists of the sum of the prepared gases and urea solution. In this study, components of simulated exhaust gas are fixed as Table 1.

*Table 1. Components of simulated exhaust gas*

NO [ppm]	CO [ppm]	CO <sub>2</sub> [%]	H <sub>2</sub> O [%]	O [%]	N [-]
1500	400	10	10	13	Balance



*Figure 2.*

The composition of the simulated exhaust gas led into the micro-reactor is confirmed by the exhaust gas analyzer, HORIBA MEXA-1600DEG.

The experimental results are shown in Figur 3 and 4. We used three types sample A and B each for the experiment. Sample A and B each were separated into three types by temperature. In the Figure 3 and 4, it is clear that the catalyst should be selected to use temperature.

After the installation of the SCR system to the ship, we did several onboard tests. From the results, we confirm that a type of the urea injection nozzles affects strongly

NOx removal performance. Therefore, we develop and improve different types of the nozzles, and use them in the field test.

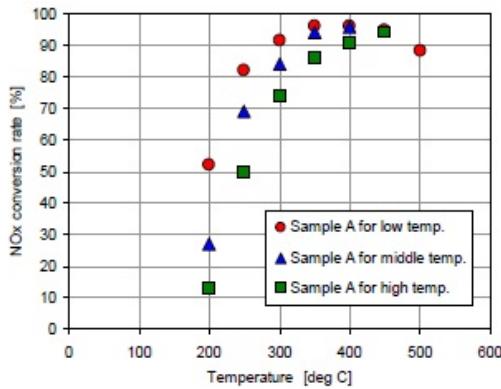


Figure 3. Results of NOx removal performance of 3 types Sample A SV=25000 [h<sup>-1</sup>]

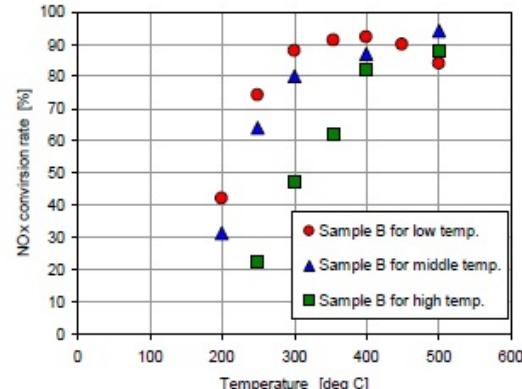


Figure 4. Results of NOx removal performance of 3 types Sample B SV=25000 [h<sup>-1</sup>]

Urea injection nozzles consist of duplicated stainless tubes. The urea flows in the inner tube, and the air flows the circular space between the outer tube and the inner tube. Urea Injection nozzles used in field tests. Type A flows the urea-jet with the same direction of the exhaust gas, such as previous nozzles. Type B as flows the urea-jet with the right angle direction of the exhaust gas, because the space in the exhaust pipe around the nozzle is used effectively for converting from urea to ammonia. Also two kinds of Type B are prepared for the test. One has 4 holes, and another has 6 holes for the jet. Type C is a revised type of Type B in order to keep stable the jet from plural holes. It is confirmed that Type C makes suitable water mists without exhaust gas flow.

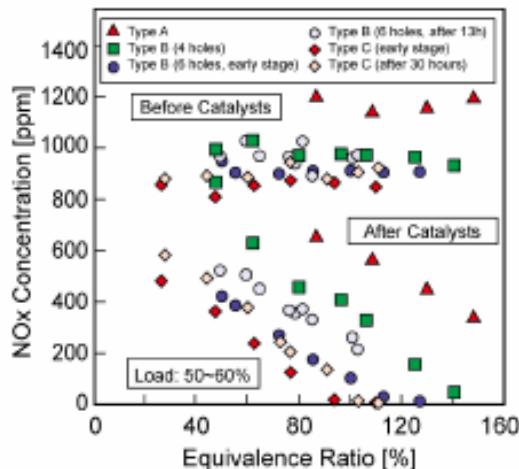


Figure 5 . NOx concentration as a function of equivalence ratio

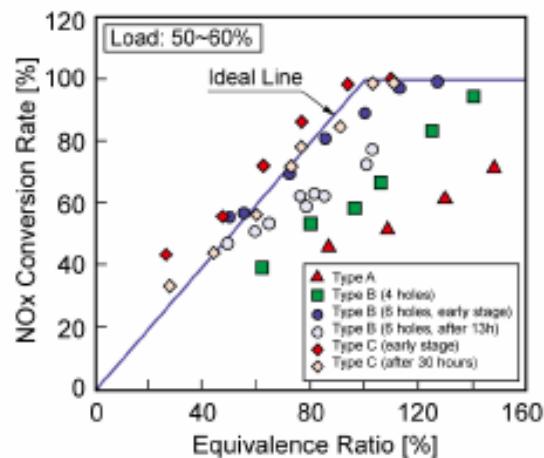


Figure 6 . NOx conversion Rate as a function of equivalence ratio

Figure 5 and Figure 6 show examples of the test results of NOx concentration and the NOx conversion rate as a function of the equivalence ratio. And the NOx conversion rate is defined the ratio of removed NOx concentration and the NOx concentration before the catalysis.

From these results, the NOx removal performance using Type A and Type B (4 holes) are lower than that of other nozzles. It is considered that Type A cannot be evaporated urea mists satisfactorily in the exhaust pipe. Also, Type B (4 holes) has low assembling accuracy, and it cannot make suitable mists. In the case of Type B (6

holes), it is confirmed to deteriorate after 13 hours operation, though it has good performance in the early stage. The reason is that the clearance of the inner and outer tube has not kept suitable in the operation.

On the other hand, Type C has good performance both in the early stage and after 30 hours operations. However, it is confirmed that a lot of solid products, cyanuric acid, are accumulated in the exhaust pipe after 50 hours operations. It is considered that partial temperature drops with collisions between the urea mists and the inner wall of the exhaust pipe cause the trouble. More improvements of the nozzle and a control method for urea flow are needed in order to keep the stable performance in long-time operations.

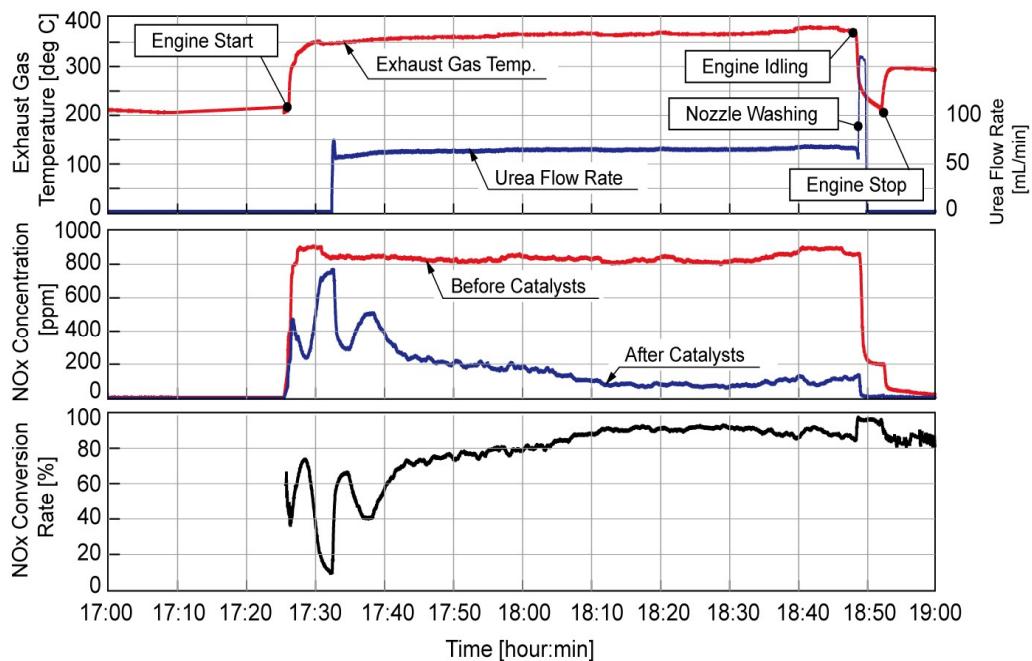


Fig. 7. Operation of urea-flow control system

The urea flow rate is decided by collecting data of the exhaust gas temperature only. In the calculation of the urea flow rate, NOx concentration and the load of the Diesel engine generator are not used. When the exhaust gas temperature is lower than a set temperature, 300 deg C, the PLC is programmed to start a sequence routine to stop the SCR operation. The set temperature should be somewhat higher than the temperature in an idling operation. In the sequence routine, the valves are switched from the urea to the water automatically. The nozzle is washed in a set time, 1 minute. And the valve of water and air are closed sequentially. A ship engineer stops the engine manually after 5 minutes from starting the idling, because the PLC does not communicate to the engine control system Figure 7 shows an onboard test result of the urea low control system. The NOx conversion rate has been kept 80 to 90 % after 30 minutes of the engine start. From the starting to the stopping of the Diesel engine generator, the control system has a suitable operation except unstable NOx removal performance just after the starting.

## Conclusions

The technology to drastically cut ship NOx emissions is widely available, performs well, and may even slightly reduce fuel consumption. The costs of installation and operation are modest and expected to fall over time.

The NOx limit will be reduced 80% from current limit and SCR system pass standards.

NO<sub>x</sub> emission of the marine Diesel engine after install of SCR system also has similar figure with other internal combustion engines on the ground. Efficiency of NOx conversion on SCR system kept rate 80 to 90% when meet a condition. The cost of technology are not lofty and it is crucial.

## REFERENCES

1. KISHI, T. "Studies on SCR NOx Removal System for Marine Diesel Engines" Papers of National Maritime Research Institute, 2008, pp65-69 (in Japanese).
2. KISHI, T. "Studies on Deterioration of SCR NOx Removal Catalyst and its Provision Using Micro-reactors" ISME, Busan, 2009.
3. HIRATA, K. "Development of Marine SCR System and Field Test on Ship" ISME, Busan, 2009.
4. NIKI, Y. "Basic Performance of SCR system in the Single Cylinder Diesel Engine" ISME, Busan, 2009.

УДК 629.063.6

Ларченко А.В., Мищенко И.А., Сухоставский., рук. д.т.н, проф. Половинка Э.М.,  
Одесская национальная морская академия

## FUEL INJECTION EQUIPMENT PROCESS OPTIMIZATION

### INTRODUCTION

Diesel engines are the most efficient energy conversion devices. However they have one serious drawback: the amount of exhaust emissions like NO<sub>x</sub> and particulate matter (PM) is comparatively larger than that of gasoline engines. The reduction of environmental pollutions from diesel engines is regulated by federal government regulations. In order to improve the air quality standards, regulations on emissions from mobile sources have become stringent drastically in USA, Japan, Europe and other Asian countries over the decade. The European emission standards implement progressive and increasing stringent emission norms shown in Fig.1. These regulations have pressed the diesel industries to explore substitutes to conventional fuel injection systems and have enthused attention in development of various fuel injection strategies.

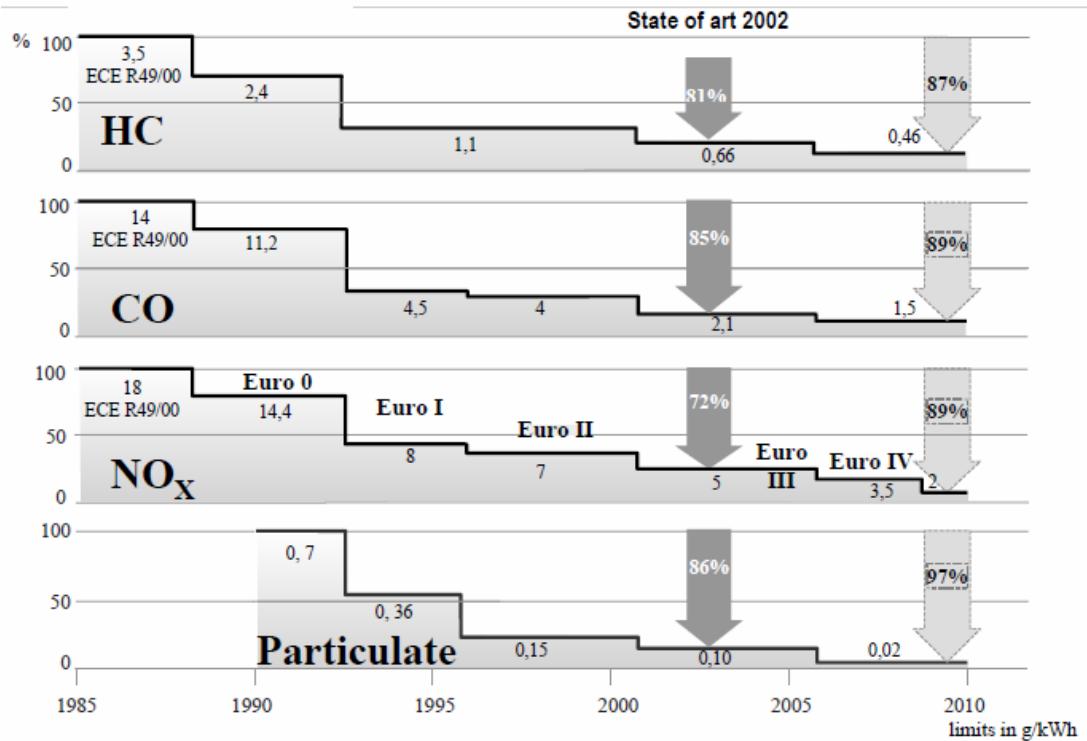


Fig.1. European emission standards.

The emissions formed are dependent upon the engine design, power output and working load. The complete combustion of fuel leads to major reductions in the formation of exhaust emissions. Complete combustion is a result of careful matching of air-fuel mixture and accuracy in the injection process.

### Injection Strategies

There are several ways to reduce NOx and PM emissions. In some cases exhaust gas recirculation (EGR) is used to reduce NOx emissions, but it increases the PM emissions and also increases the soot deposits on engine components and decreases the durability of the engines. The other ways to reduce emissions are by implementing various exhaust gas after treatment devices such as diesel particulate filter (DPF) and selective catalytic reduction (SCR). Though there are many emission reduction techniques available, reducing the pollutants at source is the most beneficial method. The modern electronic fuel injection system is known to keep the emission levels within limits without compromising the performance of the engine and will continue to play a vital role in the development of improved diesel engines for the foreseeable future. The following principles and strategies improves fuel-air mixing and diffusion combustion process that leads to reduction of both NOx and particulates formation.

Injection pressure level controlling spray penetration and improving atomization.

Fuel should be distributed mainly within the air inside the combustion chamber with minimum possible wall wetting.

- Nozzle configuration, such as, number of spray holes, diameter, orientation, nozzle tip protrusion inside the combustion chamber, all affecting fuel distribution and atomization within the combustion chamber.
- Use of variable injection timing and variable injection rate technology.

In the past, mechanical fuel injection systems with an average injection pressure of 200-300 bar were used, and only one injection per cycle was allowed. Due to poor mixing with air, the resulting cloud of fuel had wide range of temperature in the combustion chamber. The combustion in the fuel rich region of the flame produced soot, and the leaner regions produced NOx. To overcome this, electronic fuel injection systems today operate at high pressure and have more number of holes per injector. For multiple injection holes, the fuel clouds are smaller than those from a single injector hole. The temperature difference across the spray clouds is far narrower; this offers better air utilization within the combustion chamber and leads to reduction in emissions. The electronic fuel injection systems are replacing the conventional mechanical systems in the high speed DI diesel engines. The benefits of electronic fuel injection systems are:

- Very high fuel injection pressures up to 2000 bar to atomize fuel into very fine droplets for fast vaporization.
- High velocity of fuel spray that penetrates the combustion chamber within a short time to fully utilize the air charge.
- Precisely controlled injection.
- High accuracy of fuel metering to control power output and limit smoke.
- Variations in the quantity of fuel injected among different cylinders are drastically minimized.
- Controlled initial rate of injection to reduce noise and emissions.
- Sharp end of injection to eliminate nozzle dribble, prevent nozzle fouling and reduce smoke and hydrocarbon emissions.
- Injection rate shaping for controlling heat release rates during premixed and diffusion combustion phases for reducing noise and formation of smoke and NOX.
- Split injection to avoid rapid heat release rate at the start of combustion and prevent NOx formation.

Most of these injection strategies employed, directly or indirectly influence the fuel spray formation inside the combustion chamber. Thus the fuel spray plays a vital role in the combustion phenomena inside the compression ignition engines. Though many researchers adopt various injection strategies as a tool to reduce emissions and improve engine performance, but there is no comprehensive review on this topic found in literature. From this point of view, the purpose of this chapter is to review the various fuel injection strategies viz injection pressure, injection timing, injection rate shaping and split/multiple injections in CI engines to simultaneously improve performance and reduce the exhaust emissions.

### Injection pressure

Now let's look closer above mentioned methods. The search for better combustion in the field of diesel engines, regardless the engine size and use has a strong link to the capability of the fuel injection equipment to generate high injection pressures. Spray properties are improved by higher injection pressures. Usually the spray penetration

length increases with higher injection pressures and low ambient density, while the spray angle increases with increase in ambient density.

Spray penetration is improved at higher injection. The speed and extent to which fuel penetration occurs inside the combustion chamber decides the air utilization and the fuel-air mixing rates. In some combustion chamber design, where high swirl ratio and hot walls are achieved requires high penetration for proper combustion of fuel however in case of multi hole injection, the probability of spray hitting the cold regions may produce more unburned or partially burned emissions. Less spray penetration may lead to improper mixing rate and poor air utilization, which lead to high emissions. Thus the spray penetration is an important factor in deciding the engine emissions, which requires careful optimization of injection pressure for varying speed and load conditions. Thus the spray penetration length prediction becomes more important and interesting for more researchers.

To study the effect of boot pressure on combustion and emissions, boot length was maintained as 50% of total injection duration. The boot pressure was varied in terms of 25, 50 and 75% of original injection pressure as low, medium and high boot pressure respectively.

Fig.2 shows the injection pressure, injection velocities and cumulative injected mass for different boot pressure profiles. It can be observed that during boot length, the injection rate of low boot pressure profile is low whereas after boot length its injection rate is increased in order to maintain total fuel quantity. Similarly, high boot pressure has highest injection rate among other profiles during boot length and lowest injection rate after boot length until end of injection.

Figs.3a and b show combustion and emission characteristics of different boot pressure profiles. Interestingly, it can be observed that unlike different boot length profiles, not every boot pressure profile produces lower in-cylinder pressure. In fact low boot pressure profile gives heat release rate on par with original injection rate.

This is due to high injection velocity immediately after boot length which produces smaller droplets that eventually involve in enhanced combustion to produce same level of heat release rate but with slight retardation. However, high boot pressure and medium boot pressure, present low in-cylinder pressure and heat release rate compared to both original and low boot pressure rate profiles. This is due to the higher velocity during boot length period compared to low boot pressure but less fuel injected than original injection rate profile. Also it can be noted from heat release rate, that the start of combustion occurs in the order of high boot pressure followed by low and medium boot pressure which evidently supports the different level of atomization which governs the combustion process. It is interesting to note that the start of combustion for low boot pressure is slightly advanced than medium boot pressure. This may be due to the injection pressure immediately after boot length duration has more pronounced effect on combustion than during boot length for medium boot pressure profile.

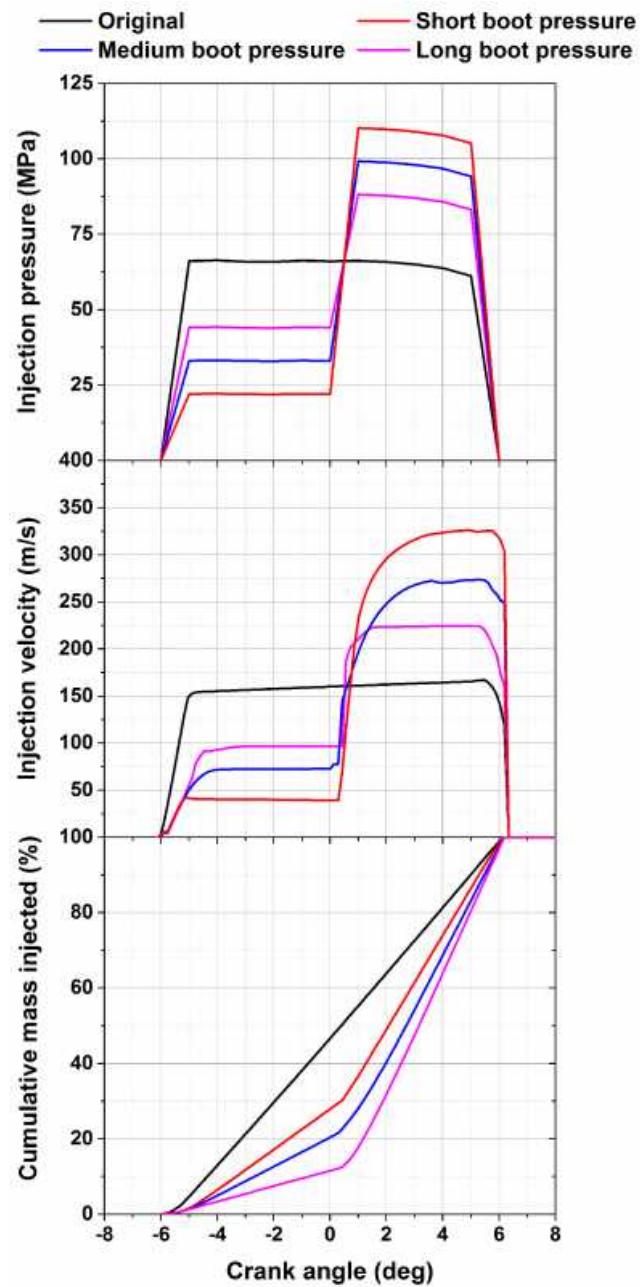


Fig. 2. Injection pressure, velocity and cumulative injected mass for boot pressure profiles.

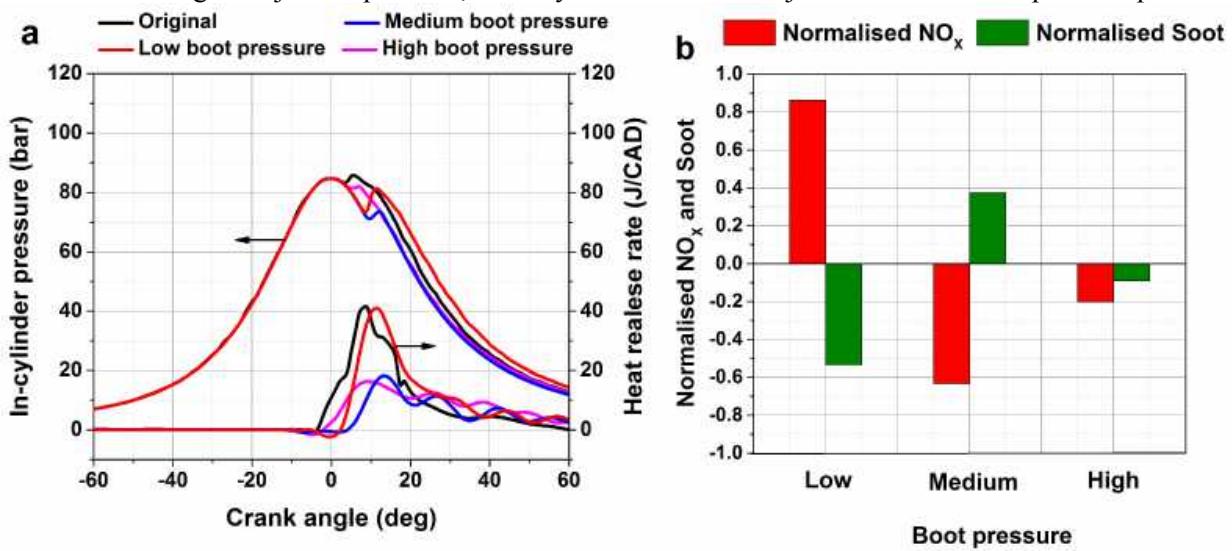


Fig. 3. a) Combustion and b) emission characteristics of different boot pressure profiles.

From Fig.3b, it was found that both medium and high boot pressure gave less NOx emission compared to original injection rate and low boot pressure profile. This is because of less fuel injected during initial injection period. However, the decrease in NOx emission is relatively lower for high boot pressure profile due to higher injection velocity which may lead to slightly better air-fuel mixing and enhances the NOx formation. NOx emission of low boot pressure is higher than original and other boot pressure profiles due to high amount of fuel injected with high injection pressure immediately after boot length period causing better air-fuel mixing and enhanced combustion leading to high temperature favoring high NOx emissions. This is also evident from the high HRR from Fig.8a. Soot emissions are lower for both low and high boot pressures. Low soot emissions are observed with both low and high boot pressures. Low soot emission associated with low boot pressure is due to better fuel atomization and fuel-air mixing immediately after the boot length. On the other hand, for high boot pressure, the high heat release rate during controlled combustion phase compared to other profiles has favored soot oxidation.

#### Injection rate shaping

Fuel injection rate shaping is a phenomenon to vary the injection rate over the course of a single fuel injection. As NOx is produced at high temperature zones, which are highly dependent on the initial heat release rate, less quantity of fuel should be injected at the beginning of the injection phase, in order to limit initial heat release and NOx formation. Fig.4 shows the optimum injection rate with various engine speed and load. From figure, it is evident that within the ignition delay period, the injection rate has to be small, with increasing load, the injection rate or the main injection should be increased and to control the injection rate, the parameters like injection pressure, spray hole diameter, number of spray holes and injection duration must be optimized.

Injection timing plays a vital role in combustion phenomena and pollutant formation. The injection timing affects the ignition delay because the air temperature and pressure change significantly close to TDC. As advancing the injection timing, the initial air temperature and pressure are lower so ignition delay will increase while retarding the injection timing i.e closer to TDC, when air temperature and pressure are slightly higher results in shorter ignition delay. However, retarding or advancing injection timing beyond certain limits which varies from engine to engine may result in poor combustion. Injection timing variations also have strong effect on NOx formation. Retarded injection timing, may help to control NOx emissions with substantial penalty in fuel consumption, and also increases unburned hydrocarbons, smoke and particulate emissions. Therefore, finding an optimum injection timing for best performance and lower emissions is required.

In simulations, boot pressure was kept constant at 50% of original injection pressure and the boot length was varied in terms of 25, 50 and 75% of total injection duration and named as short, medium and long boot lengths respectively. The SOI and duration of injection were maintained the same as original injection rate, therefore to inject same quantity, the injection pressure just after boot length were increased. The injection velocity profile needed for the engine simulations was obtained from the internal nozzle flow simulations in prior for different injection pressure profiles as shown in Fig.5.

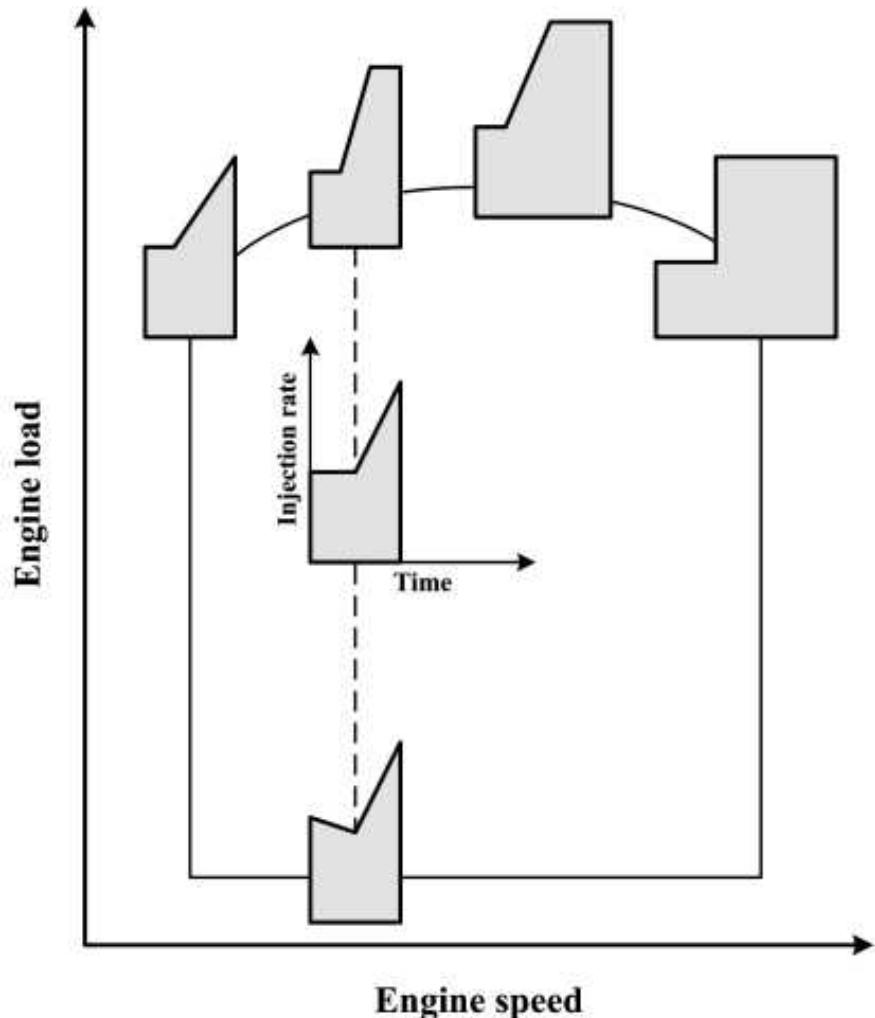


Fig. 4. Optimum injection rate with various engine speed and load.

#### Injection timing

From Fig.5, it can be seen from the cumulative injected mass, during the boot length period, all profiles possess same injection rate as both injection pressure and velocity are same during this period of injection. During main injection duration, the injection rate is high for long boot length followed by medium and short boot lengths. This is due to higher injection pressure associated with long boot length profile to compensate the total fuel injection. The injection velocity profiles follow the injection pressure profiles, since velocity is directly proportional to the pressure difference across the injector nozzle holes.

Figs.6a and b show the combustion and emission comparison of different boot lengths. It was found that for different boot lengths, the in-cylinder pressure and HRR decreases compared to original injection rate, because of less fuel being injected during initial stage of injection, which reduces accumulated fuel and premixed combustion. This may be due to different levels of vaporization of fuel droplets. The smaller droplets vaporize faster and are involved in the combustion process earlier than the larger droplets. The droplet size is directly governed by the injection velocity. Hence, during early injection period, the peak heat release rate for original injection rate profile is higher compared to different boot lengths as the velocity of the original profile is high

and eventually results in more but smaller droplets. During the controlled combustion phase, the heat release rate for long boot length is higher compared to other profiles. This is clearly due to the higher injection rate and this leads to fine atomization of fuel droplets resulting in enhanced vaporization and combustion.

From Fig.6b, it can be found that NOx emissions were predominantly decreased with different boot lengths for the same reason. However the NOx emissions for long and short are slightly higher than medium boot length, because during the long boot length, in order to maintain fuel quantity; higher injection pressure was used immediately after the boot length. This higher injection pressure leads to higher injection velocity (see Fig.16), which may result in better fuel-air mixing due to smaller droplet formations and eventually increased NOx emissions. For short boot length, advanced high injection pressure increases the injection rate during the premixed combustion phase compared to long and medium boot length profiles which would have brought forth a slight increase in NOx emissions. Generally, as NOx emissions decrease, soot emissions increase, however, for long boot length, the soot emissions were decreased, which may be due to increased injection pressure leading to smaller droplets as explained earlier which undergoes higher oxidation rate because of high temperature and oxygen content available from the fuel.

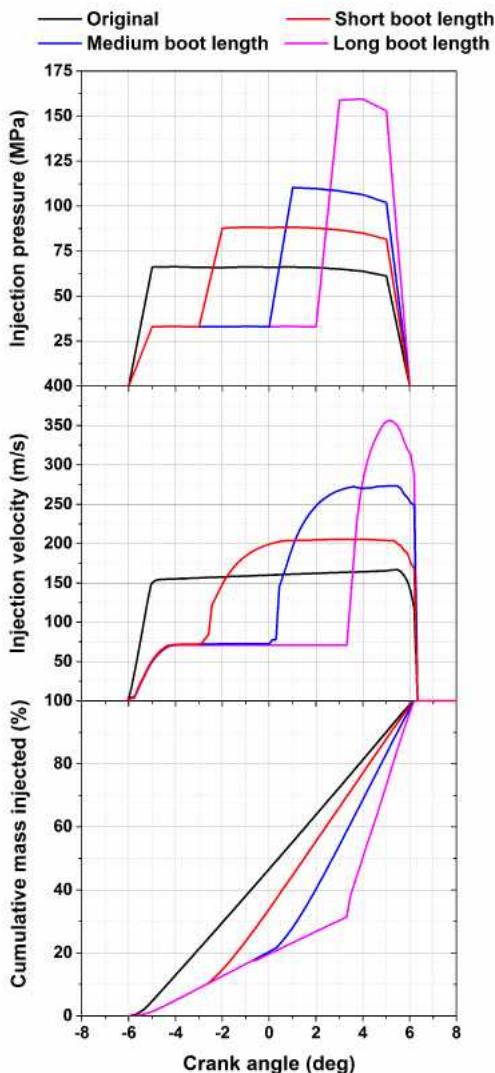


Fig. 5. Injection pressure, velocity and cumulative injected mass for boot length profiles.

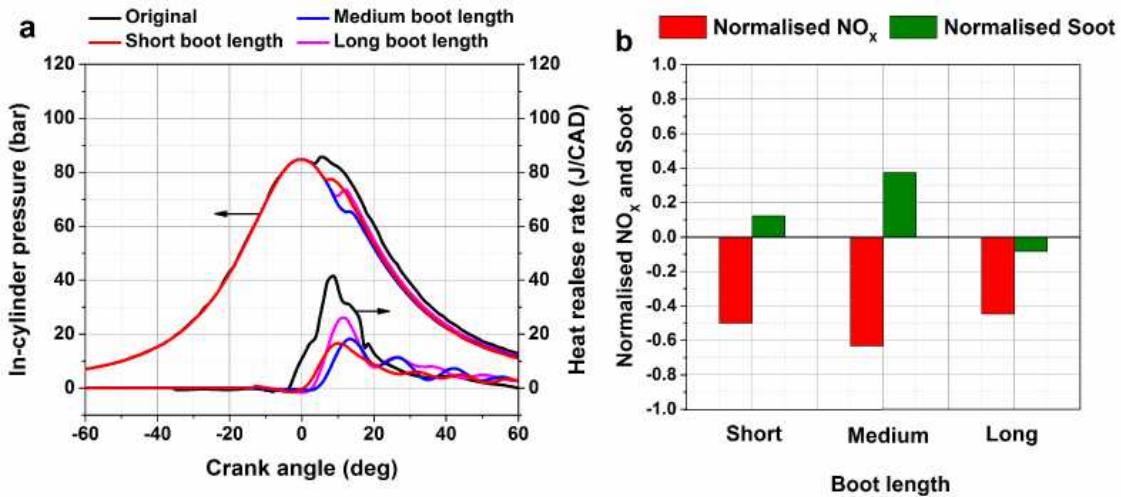


Fig. 6. a) Combustion and b) emission characteristics of different boot length profiles

### Conclusion

A review was conducted of the literature concerning emission control in diesel engine by different fuel injection strategies. The strategies covered in this review are varying injection pressure, injection timing, injection rate shape and split/ multiple injections. Researchers have carried out many experimental works to study the effect of injection strategies on engine performance and emission formation.

- Increasing injection pressure, in general results in an increase of thermal efficiency and better fuel consumption and less CO, HC and smoke emissions. However, it results in higher NOx emissions.
- Ultra high injection pressures results in reduction of soot emissions mainly attributed by better spray atomization and air entrainment, however leads to increased NOx and BSFC. Very high injection pressures also have a significant effect on soot particle size distribution.
- Injection rate shaping is a good strategy in reducing NOx at certain loading conditions.
- Advanced injection timing results in increased NOx while reduces fuel consumption, and emissions like CO, HC and smoke, although advancing beyond certain limit may result in high smoke and poor performance.
- Similarly retarding injection timing results in reduced NOx, while increasing other emissions such as CO, HC and smoke and also deteriorates fuel consumption.
- In general, an optimized timing has to be found for any engine and fuel to strike a balance between performance and emissions.
- Pilot injection help in reducing combustion noise and NOx emissions and immediate post injection may help in soot oxidation and late post injection helps in regeneration of diesel particulate filter.

- Multiple injections are known for reducing both NOx and PM emissions simultaneously, but immense trials have to be carried out in prior to fix various parameters to balance emissions and performance of the engine.

Many studies have shown comprehensively that there is a very large, still unexploited potential for improvements in fuel injection parameters. Overall, based on engine operating and design parameters, the type of fuel injection strategy or combination has to be chosen accordingly to govern the fuel-air mixing process. In overall, based on engine operating and design parameters, the type of fuel injection strategy or combination has to be chosen accordingly. Generally combination of one or more strategies may help to strike a balance between reducing emissions and improve the performance of the engine. These also provide major reductions in pollutions particularly with respect to NOx and PM reduction and hence provide the flexibility in controlling the PM-NOx trade-off for future vehicles to meet more and more stringent emission norms. As the injection strategies govern the spray characteristics and fuel-air mixing process, it is necessary to understand it in detail. Thus, the following chapters deal with understanding the physical process involved in spray development and fuel-air mixing process through fundamental experiments and simulation of spray atomization and its application on combustion and emission formation using various injection strategies.

## REFERENCES

1. N. Li, S. Kim, M. Wang, J. Froines, C. Sioutas, A. Nel, Use of a stratified oxidative stress model to study the biological effects of ambient concentrated and diesel exhaust particulate matter, *Inhalation toxicology* 14 (2002) 459486.
2. D. A. Langer, N. Petek, Maximizing the effectiveness of water-blended fuel in reducing emissions by varying injection timing or using after-treatment device (2001).
3. D. Agarwal, S. Singh, A. Agarwal, Effect of exhaust gas recirculation (egr) on performance, emissions, deposits and durability of a constant speed compression ignition engine, *Applied Energy* 88 (2011) 2900-2907.
4. M. Ishida, S. Yamamoto, H. Ueki, D. Sakaguchi, Remarkable improvement of nox-pm trade-off in a diesel engine by means of bioethanol and egr, *Energy* 35 (2010) 4572-4581.
5. D. Agarwal, S. Singh, A. Agarwal, Effect of exhaust gas recirculation (egr) on performance, emissions, deposits and durability of a constant speed compression ignition engine, *Applied Energy* 88 (2011) 2900-2907.
6. T. Johnson, *Diesel particulate filter technology*, SAE International, 2007.
7. T. Morimune, H. Yamaguchi, Y. Yasukawa, Study of catalytic reduction of nox in exhaust gas from a diesel engine, *Experimental thermal and fluid science* 18 (1998) 220-230.
8. W. Cartellieri, W. Kriegler, F. Schweinzer, Strategies to meet worldwide heavy-duty diesel emission standards, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 206 (1992) 161-171.
9. U. Adler, *Diesel fuel injection*, Robert Bosch GmbH, 1994.

10. B. Pundir, Engine emissions: Pollutant formation and advances in control technology, Alpha Science International Limited, 2007.
11. D. Siebers, Liquid-phase fuel penetration in diesel sprays, SAE (1998).

УДК 629.063.6

Lepskiy S., supervisor Polovinka E.  
Odessa national maritime academy

## ACOUSTIC MONITORING IN DIESEL ENGINES

### Introduction

Acoustic emission is a very useful tool for monitoring diesel engines as it is sensitive to a number of the phenomena going on inside the engine, and one which can provide useful diagnostic information. One of the main problems in monitoring engines is the multiplicity of sources, only partly alleviated in very large engines where the cylinders are physically separated from each other. Another significant problem is that the structure of a given source (say combustion) may itself be quite complex, necessitating a sub-analysis of windowed-out parts of the time series.

### Acoustic emission in diesel engines – towards a time series model for the injection process

#### Experimental set-up

The main set of experiments involved an experimental rig (Figure 1), designed to simulate the diesel injection process. A Bosch VE diesel injection pump directly driven by an electric motor with a speed controller was used to deliver fuel to four, multi-hole, long stem Lucas injectors.

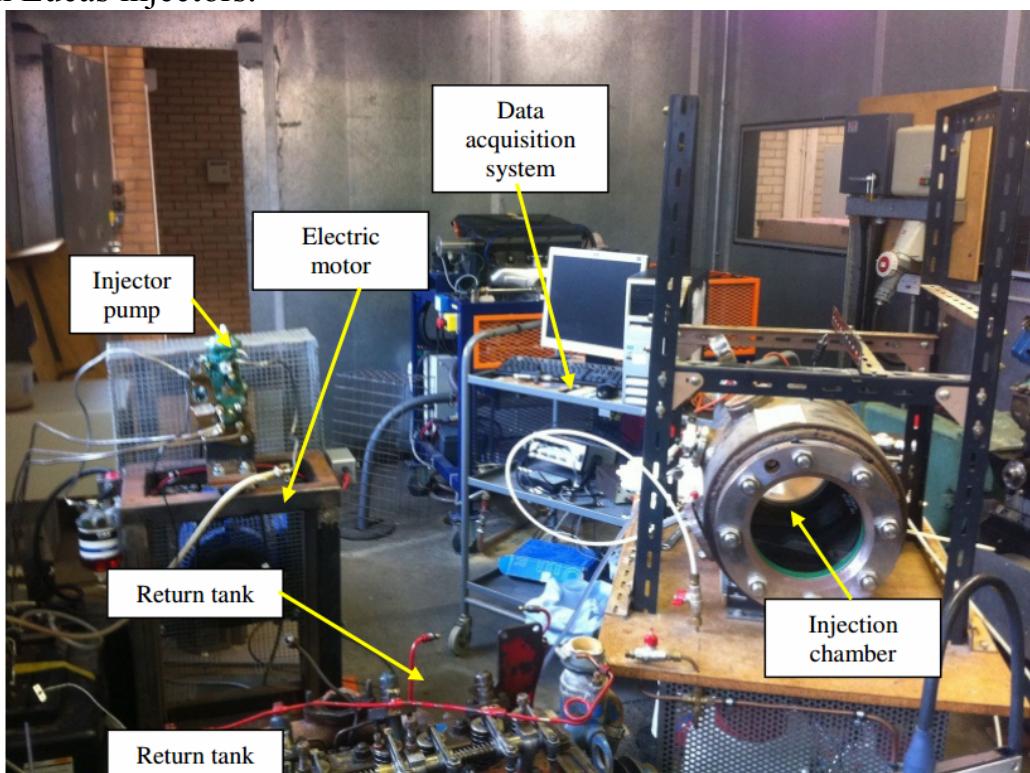


Fig. 1. Diesel injection rig showing positions of sensors. Top, overall view; bottom left, injector pump, bottom right, injector penetration into chamber.

## Results and discussion

### Diesel injection rig

The focus of the analysis at this stage was to use the crankshaft angle, pressure and motor speed data in the injector rig to understand the structure of the AE signal and the diagnostic information it contains. Then, this knowledge could be used to assess how AE might be able to provide diagnostic information on injection in a running engine.

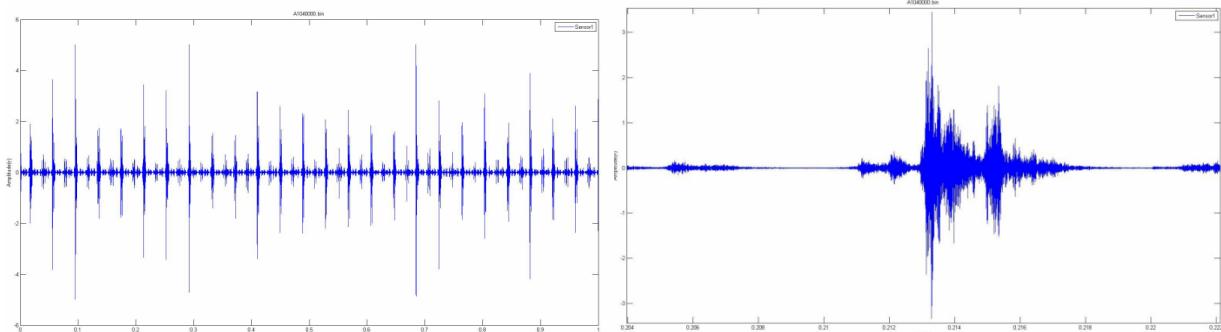


Fig. 2. Typical AE signals from injector rig. Top, 25 injection pulses; bottom, single pulse

Figure 3 shows example records from the pressure transducer on the fuel line to Injector 1 (the monitored injector) for the effective crank angle range from  $400^\circ$  to about  $700^\circ$ , covering the period when Injector 1 opens and also when the following injector (Injector 3) drains into the return tank. Both the rise and fall in pressure are somewhat erratic and the peak pressure appears to be higher at the higher pump speeds.

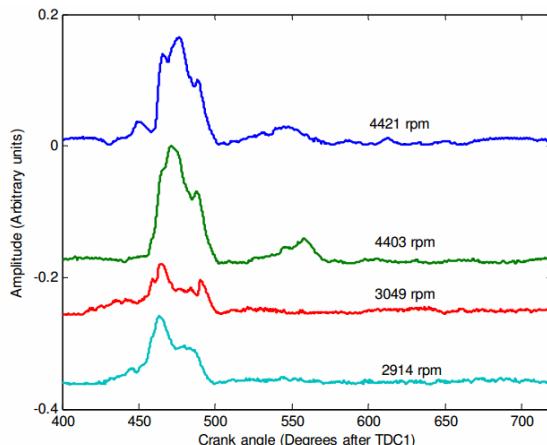


Fig. 3. Pressure transducer outputs around the time of opening of the monitored injector in the injector rig.

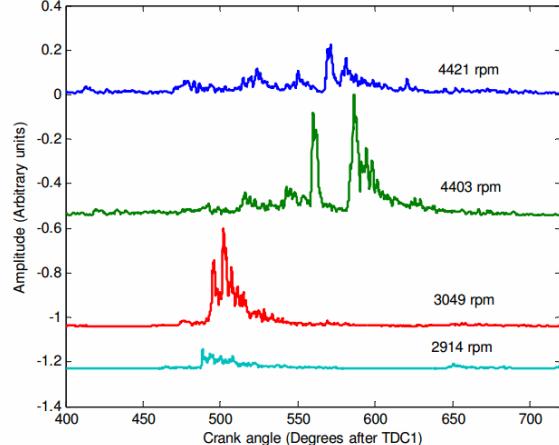


Fig. 4. Acoustic emission recorded at Sensor 1 around the time of opening of the monitored injector in the injector rig.  
(Curves offset vertically for clarity.)

Figure 4 shows example AE records equivalent to the pressure records in Figure 3. Although the AE is clearly related to the pressure trace, it is both delayed and extended in duration relative to it. The delay might be explained by the fact that the pressure pulse has to travel from the transducer (mid-way along the fuel line) to the injector and this is consistent with the delay being longer (in crank angle terms) when the motor is running faster. The extended duration is more apparent at the higher speeds and seems to be associated with the secondary peaks seen in the pressure traces in Conditions A and B. These secondary peaks could be caused by reflections of the primary pressure wave causing re-opening of the injector.

### ***Injection performance indicators***

Figure 6 shows the peak fuel line pressure variation with motor speed and throttle opening and it is clear that reduced speed and reduced throttle opening both have an effect on peak fuel line pressure, the motor speed having the greater influence over the range presented.

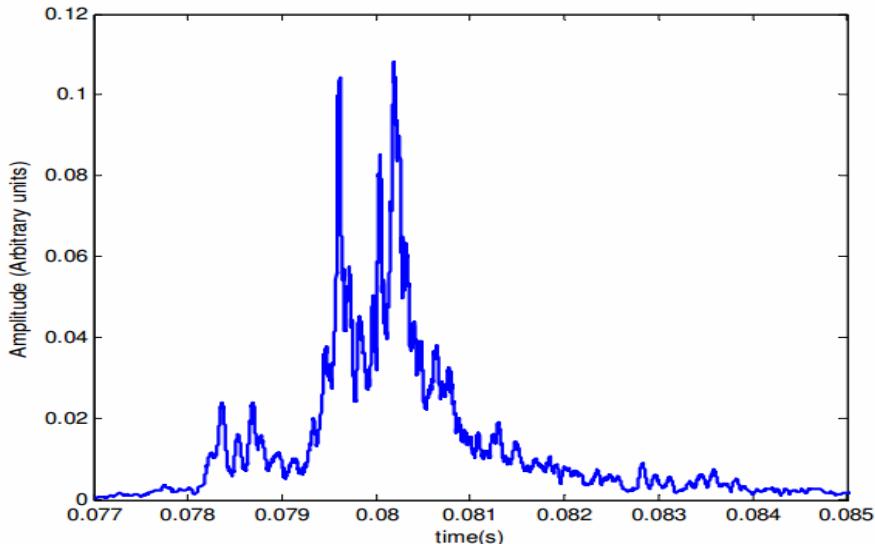


Fig. 5. Peak fuel line pressure on injector rig. Purple bars: nominal motor speed 2000 rpm (equivalent to 4000 rpm crankshaft). Blue bars: nominal motor speed 1500 rpm (equivalent to 3000 rpm crank-shaft).

Based on the injector rig experiments, a simple window-threshold technique was devised, and applied to both the engine and injector rig data to determine automatically the duration of injection and the total energy (time integral of the RMS AE amplitude) of AE in the injection, and the results are shown in Figures 6.

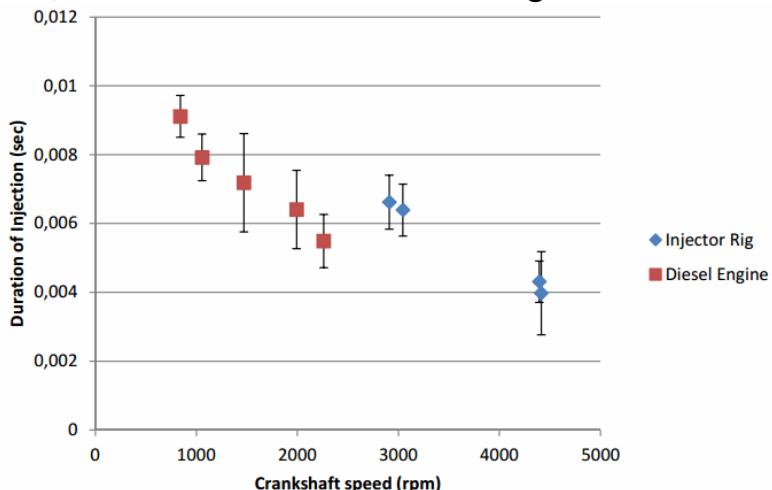


Fig. 6. Average and variation of the injection duration as determined from the AE record for injector rig and engine.

### **Acoustic Monitoring of Engine Fuel Injection Based on Adaptive Filtering Techniques**

In this work adaptive filtering techniques are employed to enhance diesel fuel injector needle impact excitations contained within the air-borne acoustic signals. In the medium size, high speed diesel engines, the moving mass inside the injector is small in the order of 15 grams, and this mass takes a very short time, in the order of 1-3 milli-

seconds, from the fully open to fully closed position. As a result, the noise from the diesel injector is a very short click with transient broad frequency content. There is a distinct opening and closing vibration and noise for most injectors. The opening vibration and noise is due to the moving mass hitting the upper stop and the closing one is due to the moving mass hitting the seat. Unfortunately, the diagnostic signal is dominated by the other sources, corrupted by a background and interference noise. In ref. independent Component Analysis (ICA) technique was used to decompose the air-borne acoustic signals into their sources and to identify diesel engine noise sources; considerable computations are needed for ICA methods. In the work reported here, the air-borne acoustic signals were used to monitor injector conditions in acoustically untreated laboratory. The data was high pass filtered. The injector needle impact excitations were enhanced and extracted from real airborne acoustic signals, and the time-frequency domain using the Wigner-Ville Distribution (WVD) was employed to give better localisation for these impacts.

### Engine airborne acoustic modeling

The noise from a diesel engine is composed of many components emitted from different sources, see Figure 7. These sources include combustion noise, mechanical noise, and a combination of both.

Excitation Source	Force applied to structure	Vibration Transmission	Noise Emitter
Combustion Excitation	Rapid rate of change in cylinder pressure (pulses)	Cylinder head, piston and connecting mechanisms	Manifolds covers Ice Block
Mechanical Excitation	Mechanical impact, Piston slap, Bearings, Valves, Injection, Fuel pump.	Piston connections and Cylinder walls	ICE Block Sump, Timing Cover

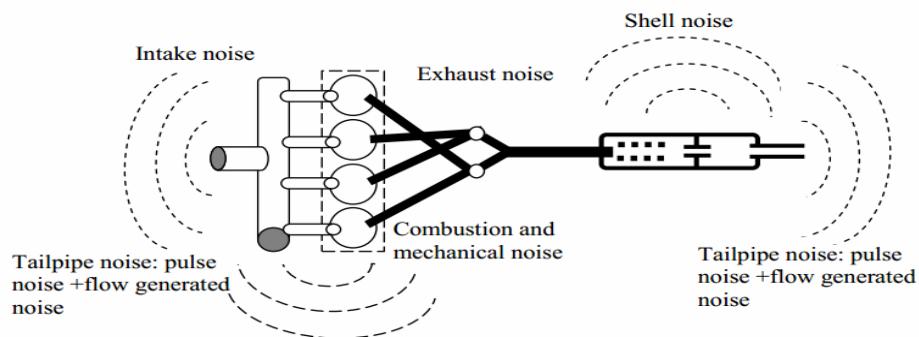


Fig 7. Diesel engine noise sources Table 1 Excitation forces and their generation mechanism in diesel engines

### The proposed adaptive scheme

In a situation when there is a spectral overlap between the signal and noise, conventional fixed filters fail and it is necessary for the filter characteristics to be variable

so that it can learn to track the signal of interest which is buried in wideband variable noise. Such filters are defined as adaptive filters (AFIR). The adaptive filter is a filter automatically adjusts its coefficients according to the error signal. The AFIR filter modifies its impulse and frequency response by responding to changes in the filter's output sequence according to some cost function.

Figures (9) and (10) show the output signals of the first and the second stages and the associate Fourier transform respectively. Applying the second stage of the scheme eliminated a big portion of the noise and improved the detection of the impulsive signals.

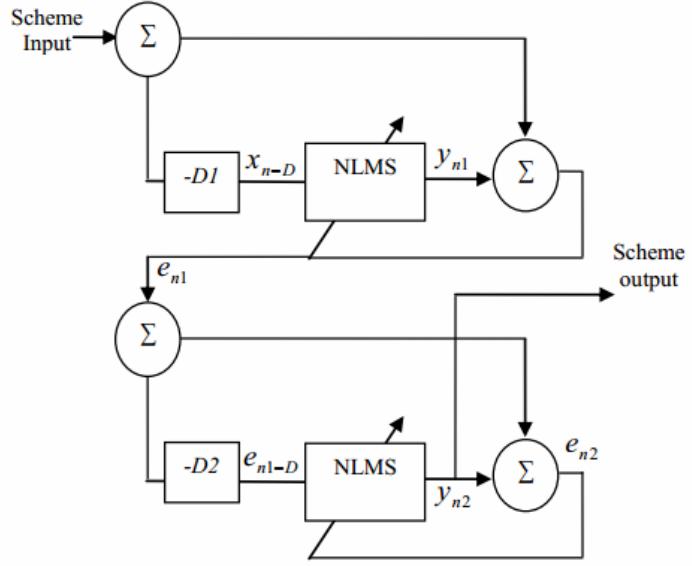


Fig. 8. Impulsive impacts proposed enhancement scheme

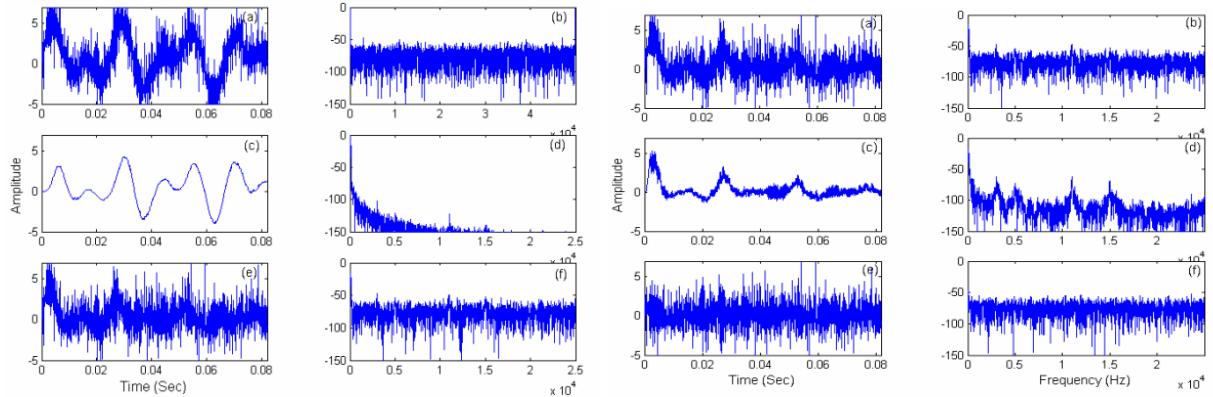


Fig. 9 First stage results (a) input signal; (b) Fourier transform of a; (c) first stage output; (d) Fourier transform of c, (e) error signal, (f) Fourier transform

Fig. 10 Second stage results (a) input signal; (b) Fourier transform of a; (c) second stage output; (d) Fourier transform of c, (e) error signal, (f) Fourier transform of e

## Test procedure and results

The experiments were performed with a four-stroke, four-cylinder, in-line OHV, direct injection, Ford FSD 425 type diesel engine.

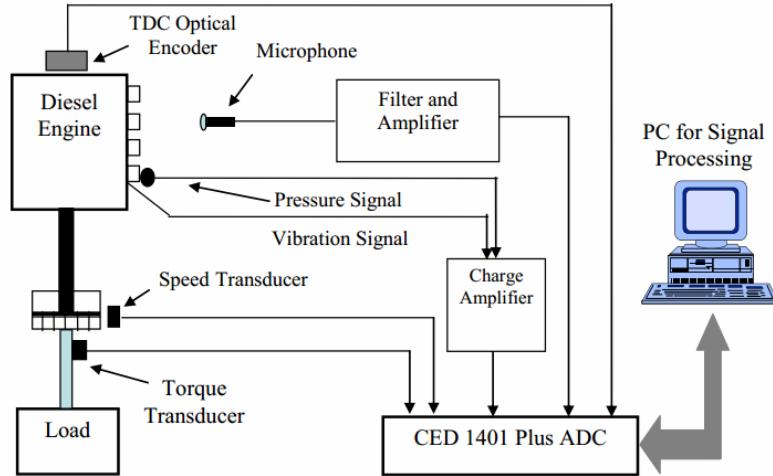


Fig.11. Schematic diagram of engine test system.

### Signal processing and features extraction

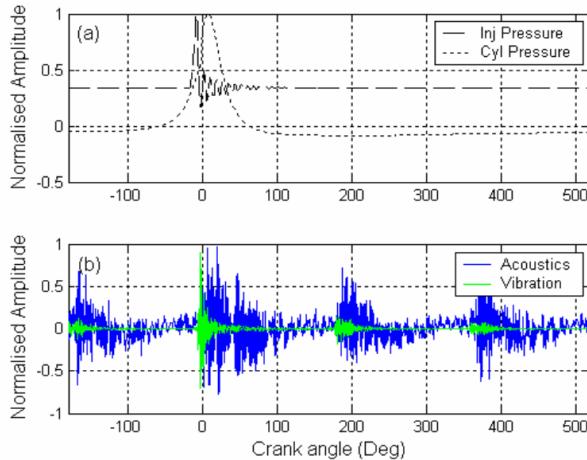


Fig. 12 collected data; (a) normalised cylinder pressure, and fuel line pressure (b) normalised engine air-borne acoustics versus injector body vibration.

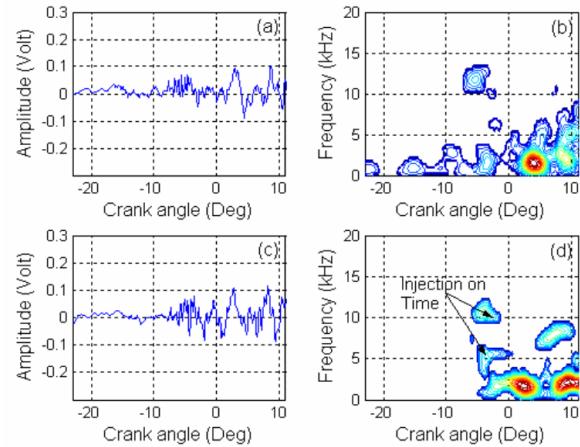


Fig. 13 Airborne acoustics and vibration data, (a) normalised injector vibration, (b) WVD of (a), (c) normalised injector air-borne acoustics, and (d) WVD of (c)

A sample of signals of interest is shown in Figure 12. In Figure 12 (a) cylinder pressure and injector line pressure are overlaid. As expected the injector pressure drops just before the onset of combustion, around 5° before TDC (0° crank angle). The induced vibration and air-borne acoustic signals for two complete revolutions (720°) of the crank shaft are displayed in Figure 16(b). To show the effectiveness of the proposed scheme in detecting injector opening and closing angles; only those parts around TDC are displayed in the following figures. Figure 12 (a) and (b) show injector vibration and airborne acoustic signals respectively, (b) and (d) show the associated WVD time-frequency representations. The vibration WVD time-frequency representation shows the injection beginning and ending with excitations between 7 and 15 kHz. However the airborne acoustic signal is dominated by combustion and background noise.

Figures 14 and 15 show the outputs of the two stages with the engine running at 1000rpm under no load and under high load respectively. The injection time is brought

forward around 3° and with greater impact between the needle and seat/backstop; Figure 14(d). These observations become clearer under high load, Figure 15(d).

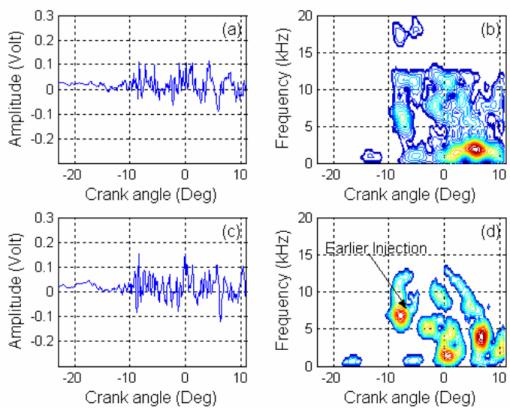


Fig. 14 Injector pressure reduced to 230 bar, airborne acoustics under no load running at 1000 r/m, (a) first stage output, (b) WVD of (a), (c) second stage output, and (d) WVD

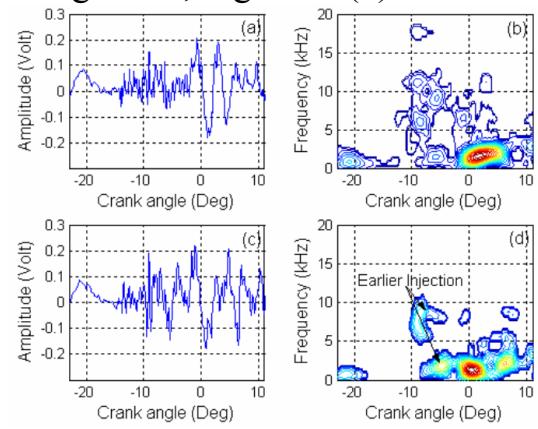


Fig. 15 Injector pressure reduced to 230 bar airborne acoustics under high load running at 1000 r/m, (a) first stage output, (b) WVD of (a), (c) second stage output

Figure 16 shows normalised energy statistical results of the output of the second stage at 60 Nm load and 1000, 1500 and 2000 r/m engine speeds; these energy quantitative results were calculated within a rectangular area around the injection event from 15° BTDC to 3° BTDC. It can be seen clearly that the energy levels decrease as the injector opening pressure decrease and this becomes clearer at higher speeds. When the opening pressure reduced to 210 bars the impacts normalised energy decreases 15% at 2000 r/m compared with 7% reduction at 1500 and 3% at 1000 r/m.

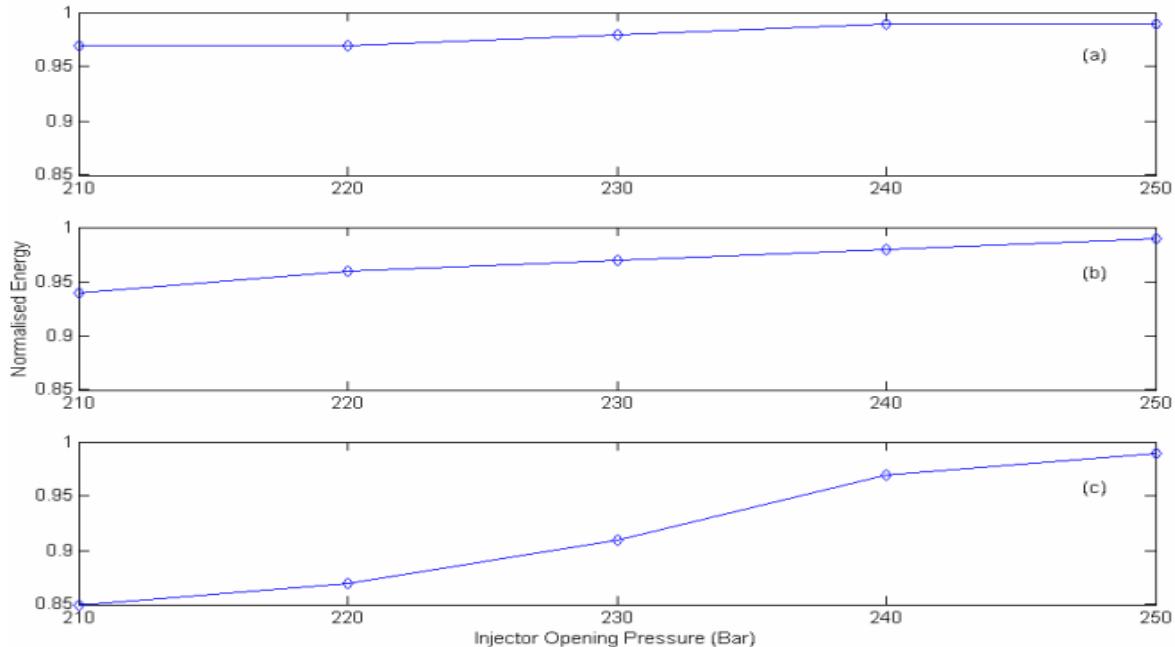


Fig. 16. Effect of change in injection pressure, normalised energy comparison at 60 Nm load and speeds of (a) 1000 r/m, (b) 1500 r/m, and (c) 2000 r/m

## CONCLUSIONS

This preliminary analysis has shown that there is identifiable AE around the expected time of the injection events in the diesel engine, and that the structure of these pulses is broadly similar to that observed in the injector rig.

Taking simple features of the pulses, such as their energy and duration, shows similar trends with crankshaft speed on both the injector rig and on the running engine.

More work is needed on investigating the relationship between the fuel line pressure profile and the structure of the AE in the injector rig. This should help to form a time series model of the injector AE signal which will allow it to be used as a means of metering the fuel entering the engine in each injection cycle.

The proposed scheme could be useful in defining and enhancing other impulsive events within the airborne acoustic signals such as intake and exhaust valves operation and piston slap excitations. It also offers 20 diagnosticians better tool for condition monitoring of other rotating machinery such as gearboxes and pumps.

## REFERENCES

1. F Gu and A D Ball, 'Diesel injector dynamic modelling and estimation of injection parameters from impact response. Part 1: modeling and analysis of injector impacts', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol 210, No 4, pp 293-302, 1996.
2. F Gu, A D Ball and K K Rao, 'Diesel injector dynamic modelling and estimation of injection parameters from impact response. Part 2: prediction of injection parameters from monitored vibration', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol 210, No 4, pp 303-312, 1996.
3. J A Steel and R L Reuben, 'Recent developments in monitoring of engines using acoustic emission', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Strain Analysis, Vol 40, No 1, pp 45-57, 2005.
4. P Nivesrangan, J A Steel and R L Reuben, 'Source location of acoustic emission in diesel engines', Mechanical Systems and Signal Processing, Vol 21, pp1103-1114, 2007.
5. R M Douglas, J A Steel, R L Reuben and T L Fog, 'On-line power estimation of large diesel engines using acoustic emission and instantaneous crankshaft angular velocity', International Journal of Engine Research, Vol 7, No 5, pp399-410, 2006.
6. K. Purushothaman, G. Nagarajan Effect of Injection Pressure on Heat Release Rate and Emissions in CI Engine Using Orange Skin Powder Diesel Solution Energy Conversion and Management 2009. 50: p 962–969.
7. F. Gu, A. D. Ball, Diesel Injector Dynamics and Estimation Injection Parameters from Impact Response. Part 1: Modelling and Analysis of Injector Impacts. Proc Institution of Mechanical Engineers. Proc. Inst. Mech. Eng., Part D (J. Automob. Eng.) 1995, Vol. 210, pp. 293-302
8. A. Albarbar, R. Gennish, F. Gu, and A. D. Ball, Diesel Engine Injector Condition Monitoring Using Air-Borne Acoustics. The International Congress in Mechatronics, 2004 International, Ankara, Turkey, 2004.

9. S. Lee, P. White, The Enhancement of Impulsive Noise and Vibration Signals for Fault Detection in Rotating and Reciprocating Machinery, Journal of Sound and Vibration, 1998 217( 3):p 485-505

10. Ford Motor Company, FSD 425 engine service manual. England. Essex 1994.  
11. V. Marples., The frequency content of the surface Vibration of diesel engine. Journal of Sound and Vibration, 1977. 52(3): p. 365- 386.

УДК 629.063.6

Гаврашенко П., рук. проф. Половинка Э. М.  
Одесская национальная морская академия

## ОСОБЕННОСТИ ТОПЛИВОПОДАЧИ И СГОРАНИЯ ТОПЛИВА НА ОСНОВЕ РАПСОВОГО МАСЛА

Для оценки показателей проведены экспериментальные исследования мало-размерного высокооборотного дизеля МД-6 (1 Ч 8,0/7,5) без наддува, имеющего камеру сгорания в поршне (рис. 1) и объемно-пленочное смесеобразование.

Штатная система топливоподачи исследуемого дизеля содержит одно-плунжерный топливный насос высокого давления (ТНВД) с плунжерной парой золотникового типа с диаметром плунжера  $d_{пл} = 6$  мм ходом плунжера  $h_{пл} = 6$  мм и нагнетательным клапаном грибкового типа, а также содержит нагнетательный трубопровод высокого давления длиной  $L=400$  мм, форсунку закрытого типа с давлением начала впрыскивания  $p_{ф0}=21$  МПа.

### Технические характеристики двигателя МД-6

Тип двигателя .....	Четырехтактный, дизельный
Число цилиндров .....	1
Диаметр цилиндра, мм .....	80
Ход поршня, мм .....	75
Рабочий объем цилиндра, л .....	0,377
Степень сжатия .....	19,3
Способ смесеобразования .....	Непосредственное впрыскивание
Механизм газораспределения .....	Клапанный, с верхним расположением клапанов
Угол перекрытия клапанов, град п.к.в. ....	38–40
Система смазывания .....	Принудительная с раз브рызгиванием
Фильтр масляный .....	Сетчатый
Насос масляный .....	Шестеренчатый внутреннего зацепления
Система питания .....	ТНВД с всережимным центробежным регулятором
Система охлаждения .....	Воздушная, при нуди тельная с центробежным вентилятором
Номинальная частота вращения, мин $-1$ .....	$3000 \pm 20$
Литровая мощность, кВт/л, не менее .....	11
Эксплуатационная мощность при $n = 3000$ мин $-1$ , кВт, не менее .....	4
Удельный расход топлива на режиме номинальной частоты вращения при эксплуатационной мощности, г/(кВт·ч), не более .....	280
Степень неравномерности регулятора частоты вращения, %, не более .....	5
Средняя скорость поршня, м/с .....	7,5
Частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода, мин $^{-1}$ :	
минимальная .....	$1200 \pm 100$
максимальная, не более .....	3200
Максимальное значение крутящего момента, Н · м .....	13

Испытательный стенд для проведения экспериментальных исследований был создан на базе дизеля МД-6 в составе миниэлектростанции АД4-Т400-В, т.е. работа дизеля исследовалась непосредственно в составе электростанции. Нагружение двигателя осуществлялось генератором, входящим в состав электростанции, при подключении к нему электропотребителей различной мощности. Принятая схема нагружения двигателя позволяла определять электрическую мощность (как произведение тока и напряжения) и эффективную мощность двигателя с учетом КПД генератора. Дизель МД-6 в составе электростанции работал на режимах регуляторной характеристики практически при постоянной частоте вращения коленчатого вала, составляющей  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ .

Экспериментальная установка содержала комплекс необходимой контрольно-измерительной аппаратуры. Для измерения содержания сажи в ОГ использовался сажемер фирмы Bosch типа EFAW-65; для измерения содержания токсических компонентов ОГ — оксидов азота NOx (суммаmonoоксида NO и диоксида NO<sub>2</sub>) и монооксида углерода CO — использовался газоанализатор TESTA 350. Концентрация этих токсических компонентов в сухих ОГ определялась в ppm (миллионных объемных долях).

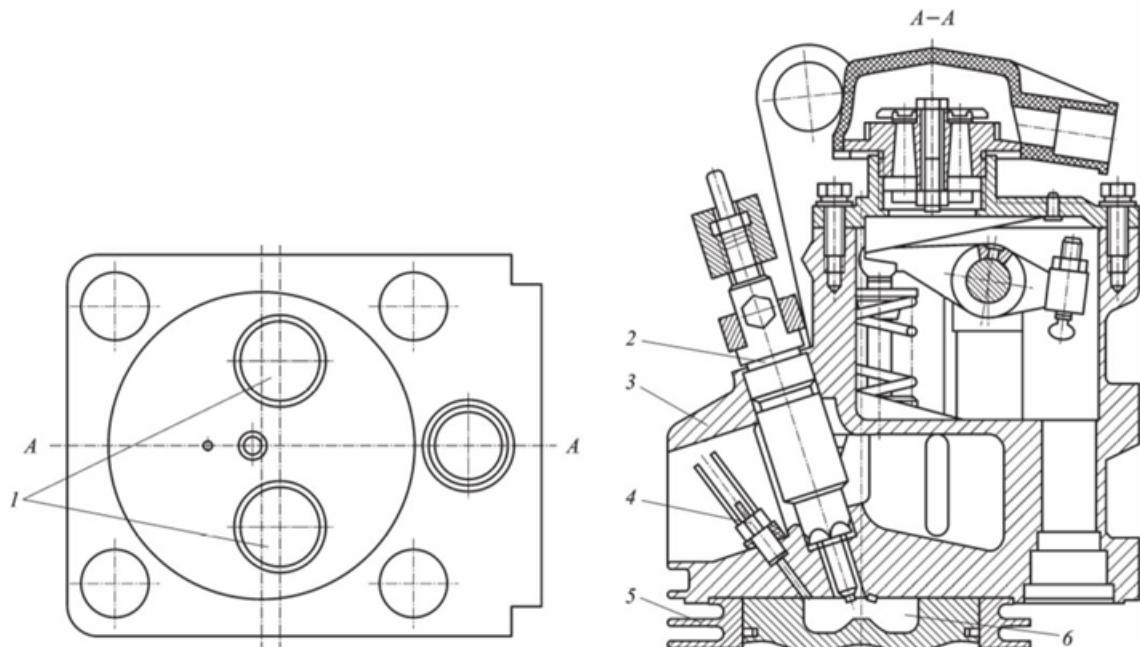


Рис. 1. Схема установки датчика давления в головке цилиндра дизеля МД-6: 1 — клапаны; 2 — форсунка; 3 — головка цилиндра; 4 — датчик давления; 5 — цилиндр; 6 — камера сгорания в поршне

Для индикации рабочего процесса дизеля головка цилиндра была доработана для установки пьезокварцевого охлаждаемого датчика давления 8QP505C, имеющего высокую температурную стабильность и небольшой размер. Схема установки датчика давления в головке цилиндра дизеля МД-6 показана на рис. 1.

На первом этапе экспериментальных исследований определяли влияние свойств применяемого топлива на характеристики процесса топливоподачи. Анализ параметров процесса топливоподачи осуществлялся по эксперименталь-

но полученному закону топливоподачи (рис. 2, *a*) и результатам индицирования характеристики изменения давления у штуцера форсунки (рис. 2, *б*).

Основными показателями закона топливоподачи являются углы поворота кулачкового вала ТНВД (п.кул.в.)  $\phi$  нач.п и  $\phi$  ок.п, соответствующие началу и окончанию подачи, а также продолжительность впрыскивания  $\phi$  пр.впр (см.рис. 2, *a*), а основными показателями осциллограммы изменения давления у штуцера форсунки — максимальное давление впрыскивания  $p_{\text{фmax}}$ , углы поворота вала ТНВД  $\phi_{\text{ф}0}$  и  $\phi_{\text{фmax}}$ , соответствующие началу нарастания давления и максимальному значению давления впрыскивания.

Нагрузочные характеристики были получены при различных частотах вращения кулачкового вала ТНВД ( $n_{\text{тн}} = 900, 1200, 1500 \text{ мин}^{-1}$ ) дизеля МД-6, работающего на дизельном топливе и рапсовом масле.

При снятии нагрузочных характеристик цикловая подача топлива изменялась при перемещении рейки ТНВД с помощью микрометрического винта. Зависимость цикловой подачи топлива от положения дозирующей рейки ТНВД дизеля МД-6, работающего на режиме с частотой вращения  $n_{\text{тн}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$  на различных топливах, приведена на рис. 3.

Анализ осциллограмм закона топливоподачи (см. рис. 2, *a*) дизеля, работающего на исследуемых топливах, показывает, что углы начала подачи дизельного топлива и рапсового масла практически равны при всех исследованных значениях цикловой подачи топлива и частотах вращения кулачкового вала ТНВД  $n_{\text{тн}} = 900, 1200, 1500 \text{ мин}^{-1}$  (рис. 3).

Следует отметить, что в исследуемом ТНВД при неизменной  $q_{\text{ц}}$  и увеличении скоростного режима, т.е. при росте  $n_{\text{тн}}$ , подача топлива начинается позже (угол  $\phi$  нач.п увеличивается).

Анализ осциллограмм закона топливоподачи (см. рис. 2, *a*), выявил, что при работе на рапсовом масле угол  $\phi$  ок.п увеличивается (см. рис. 4). На скоростном режиме с  $n_{\text{тн}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$  это увеличение составило 0,6 . . 0,8 град. п.кул.в. ТНВД. Такая же тенденция характерна и для  $n_{\text{тн}} = 900$  и  $1200 \text{ мин}^{-1}$ .

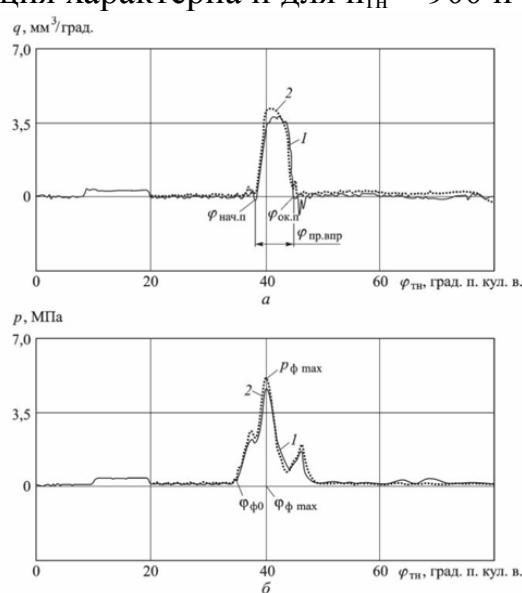


Рис. 2. Закон топливоподачи (*а*) и характеристика давления топлива у штуцера форсунки (*б*) дизеля МД-6, работающего на режиме с частотой вращения кулачкового вала ТНВД  $n_{\text{тн}} =$

$1500\text{мин}^{-1}$  и цикловой подачей топлива  $q_{ц} = 16 \text{ мм}^3$  на различных топливах: 1 — дизельное топливо; 2 — рапсовое масло

Запаздывание окончания подачи рапсового масла по сравнению с подачей дизельного топлива связано с увеличением продолжительности топливоподачи  $\phi_{пр.впр}$  рапсового масла, что обусловлено различиями физических свойств дизельного топлива и рапсового масла.

Поскольку при нормальных атмосферных условиях вязкость рапсового масла в 15–20 раз выше вязкости дизельного топлива, возрастают гидравлические потери при течении топлива в дросселирующих сечениях, а утечки топлива уменьшаются, в частности утечки в наполнительном отверстии втулки плунжера и в зазоре между втулкой и плунжером. Это приводит к увеличению активного хода плунжера при работе ТНВД на рапсовом масле и, следовательно, к росту цикловой подачи топлива  $q_{ц}$  (см. рис. 3) и продолжительности топливоподачи.

На исследованных скоростных режимах при максимальных  $q_{ц}$  продолжительность впрыскивания  $\phi_{пр.впр}$  рапсового масла увеличилась на

10–12% по сравнению с работой на дизельном топливе (см. рис. 4).

При снижении цикловых подач  $q_{ц}$  рапсового масла и дизельного топлива уменьшаются как продолжительность подачи  $\phi_{пр.впр}$ , так и угол  $\phi$  окончания подачи (подача заканчивается раньше). Как показал анализ осциллограмм изменения давления топлива у штуцера форсунки (см. рис. 2, б), характер протекания процесса топливоподачи при использовании в качестве топлива дизельного топлива и рапсового масла практически одинаков. На исследованных скоростных режимах ( $птн = 900, 1200$  и  $1500 \text{ мин}^{-1}$ ) во всем диапазоне изменения  $q_{ц}$  угол  $\phi_{ф_0}$  начала нарастания давления при впрыскивании дизельного топлива и рапсового масла оставался неизменным (рис. 5). Практически не изменяется и угол  $\phi_{фmax}$  достижения максимального значения давления впрыскивания.

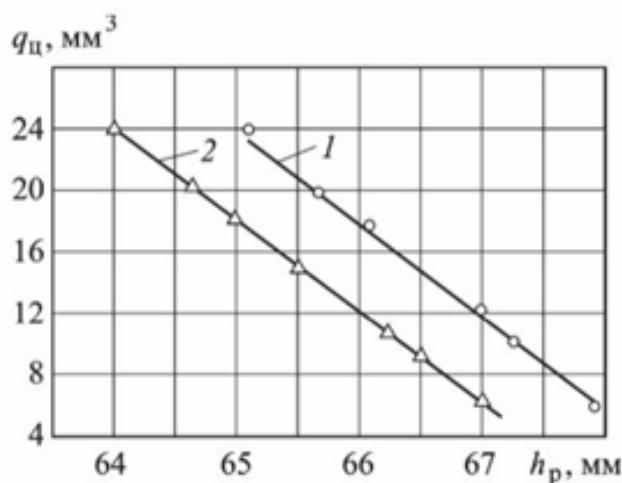


Рис. 3. Зависимость цикловой подачи топлива  $q_{ц}$  от положения дозирующей рейки ТНВД  $h_p$  дизеля МД-6, работающего на режиме с частотой вращения кулачкового вала насоса  $птн = 1500 \text{ мин}^{-1}$  на различных топливах: 1 — дизельное топливо; 2 — рапсовое масло

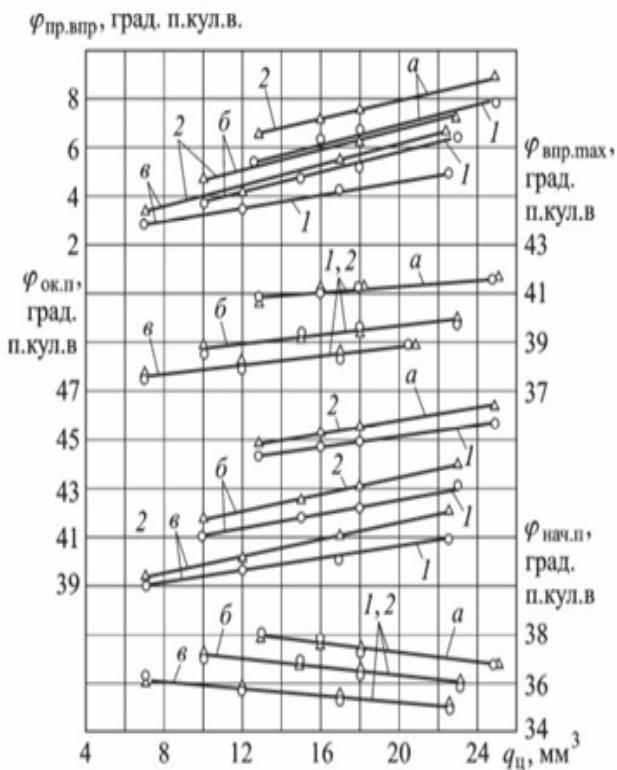


Рис. 4. Зависимость продолжительности впрыскивания  $\phi$  пр.впр, углов поворота кулачкового вала ТНВД  $\phi$  нач.п и  $\phi$  ок.п, а также угла поворота кулачкового вала ТНВД  $\phi$  впр. max от цикловой подачи топлива  $q_{\text{ц}}$  при  $n_{\text{тн}} = 1500$  (а), 1200 (б) и 900 мин<sup>-1</sup> (в) дизеля МД-6, работающего на различных топливах: 1 — дизельное топливо; 2 — рапсовое масло

Но следует отметить, что при одной и тот же цикловой подаче топлива из-за большей вязкости рапсового масла максимальное давление его впрыскивания выше, чем при работе на дизельном топливе. Так, на режиме с частотой вращения  $n_{\text{тн}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$  и цикловой подачей  $q_{\text{ц}} = 16 \text{ мм}^3$  разница максимальных давлений впрыскивания  $\Delta p_{\text{max}}$  для дизельного топлива и рапсового масла уменьшается и при небольших подачах (например, при  $q_{\text{ц}}=5 \text{ мм}^3$ ) значение  $\Delta p_{\text{max}}$  стремится к нулю. Из осциллограмм на рис. 2, б видно, что характер изменения давления топлива у штуцера форсунки на последней стадии впрыскивания (в момент начала движения иглы форсунки к седлу) при работе на дизельном топливе и рапсовом масле практически одинаков, оказались практически равными и остаточные давления в нагнетательном трубопроводе. Колебательные процессы, возникающие в трубопроводе высокого давления после посадки иглы форсунки, при применении рапсового масла протекают менее интенсивно, чем при использовании дизельного топлива. Это обстоятельство можно объяснить более высокой вязкостью рапсового масла.

Таким образом, проведенные исследования показали, что замена дизельного топлива рапсовым маслом приводит к незначительному увеличению максимального давления впрыскивания и продолжительности подачи. Другие исследованные параметры тоже практически не менялись. Поэтому можно предположить, что отмеченное в ряде опубликованных работ различие в показателях рабочего

процесса дизеля, работающего на дизельном топливе и растительном масле, связано не только с некоторым изменением параметров процесса топливоподачи этих двух видов топлива, но и с особенностями протекания процессов смесеобразования и сгорания рапсового масла.

Для оценки показателей быстроходного дизеля, работающего на двух видах топлива, проведены экспериментальные исследования двигателя типа МД-6. Программа экспериментальных исследований включала в себя снятие его нагрузочных характеристик при работе на дизельном топливе и рапсовом масле путем последовательного увеличения нагрузки от минимального до максимального значения при постоянной частоте вращения коленчатого вала  $n=3000 \text{ мин}^{-1}$  и установочных углах опережения впрыскивания топлива  $\theta=25$  и  $33^\circ$  поворота коленчатого вала (п.к.в.) до ВМТ. Угол опережения впрыскивания топлива, равный  $\theta=33^\circ$  п.к.в. до ВМТ, является оптимальным с точки зрения показателей топливной

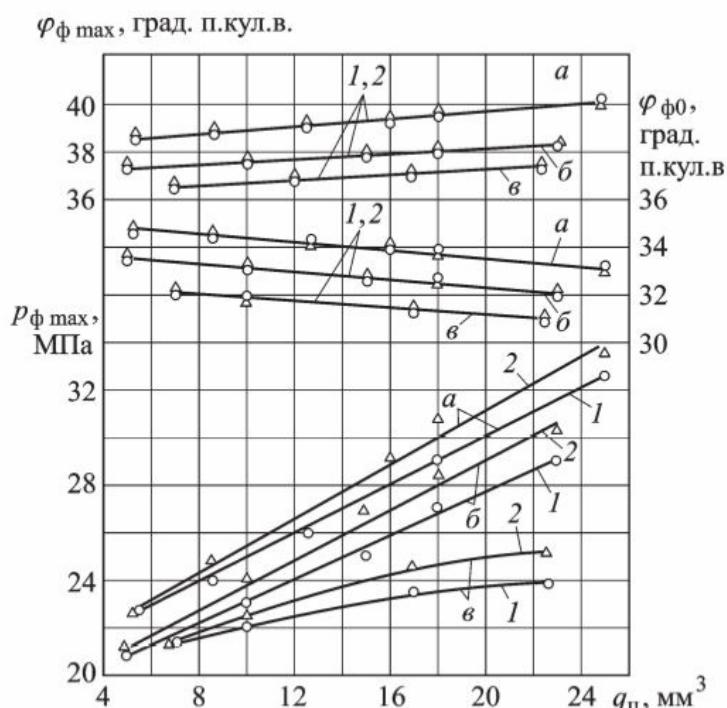


Рис. 5. Зависимость углов поворота вала ТНВД  $\phi_{\text{ф0}}$  и  $\phi_{\text{ф.max}}$  и максимального давления топлива у штуцера форсунки  $p_{\phi \max}$  от цикловой подачи топлива  $q_{\text{ц}}$  при  $n_{\text{тн}} = 1500$  (а), 1200 (б) и 900  $\text{мин}^{-1}$  (в) дизеля МД-6, работающего на различных топливах: 1 — дизельное топливо; 2 — рапсовое масло

экономичности. Угол опережения впрыскивания топлива  $\theta = 25^\circ$  п.к.в. до ВМТ обеспечивал снижение показателей динамики процесса сгорания топлива — периода задержки воспламенения  $\tau_i$ , максимального давления сгорания  $p_z$  и скорости нарастания давления при сгорании  $dp/d\phi$ .

Эти показатели определялись путем снятия индикаторных диаграмм давления рабочего заряда в цилиндре двигателя. Период задержки воспламенения определялся непосредственно по индикаторной диаграмме (рис. 3.3.6) как промежуток времени от начала впрыскивания топлива в камеру сгорания до отрыва кривой от линии сжатия.

Приведенные на рис. 7 характеристики показателей динамики процесса сгорания топлива свидетельствуют о том, что при неизменном угле опережения впрыскивания топлива  $\theta=25^\circ$  п.к.в. до ВМТ перевод дизеля МД-6 с дизельного топлива на растительное масло на исследованных режимах сопровождается увеличением на 0,3 . . . 0,4 мс периода задержки воспламенения  $\tau_i$ . Это объясняется пониженным ЦТ рапсового масла (36 единиц). Однако максимальное давление сгорания  $P_z$  рапсового масла оказалось несколько меньшим по сравнению с давлением сгорания при работе на дизельном топливе, а разница значений скорости нарастания давления при сгорании  $dp/d\varphi$  зависит от нагрузочного режима работы. На режимах с малыми нагрузками (при  $Pe < 0,2 \text{ МПа}$ ) этот показатель выше при использовании дизельного топлива, а на режимах со средними и высокими нагрузками (при  $Pe > 0,2 \text{ МПа}$ ) показатель выше при использовании рапсового масла. Исследования подтвердили, что рассматриваемые показатели динамики процесса сгорания сильно зависят от угла опережения впрыскивания топлива. При работе дизеля МД-6 на рапсовом масле и увеличении угла опережения впрыскивания топлива  $\theta$  с 25 до  $33^\circ$  п.к.в. до ВМТ период задержки воспламенения  $\tau_i$  возрастает на 0,25 . . . 0,30 м/с (см. рис. 7). В частности, на режиме с полной нагрузкой (при  $Pe = 0,42 \text{ МПа}$ ) период задержки воспламенения составил  $\tau_i = 1,47 \text{ м/с}$ . При росте  $\tau_i$  увеличивается объем топлива в смеси с воздухом, подготовленного к процессу сгорания и сгорающего на первой стадии. Это приводит к увеличению максимального давления цикла  $P_z$ , скорости нарастания давления  $dp/d\varphi$  и снижению температуры ОГ Тог.

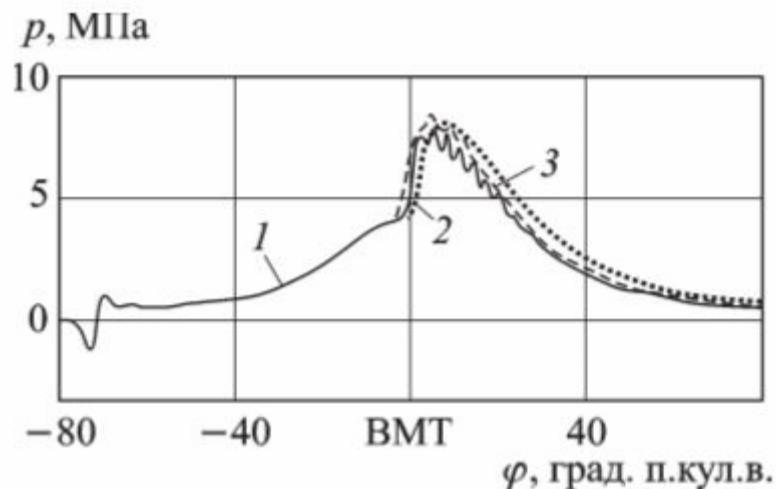


Рис. 6. Индикаторные диаграммы дизеля МД-6 при  $n=3000 \text{ мин}^{-1}$  и  $p_i=0,51 \text{ Мпа}$  на различных топливах: 1 — дизельное топливо,  $\theta=25^\circ$  п.к.в. до ВМТ; 2 — рапсовое масло,  $\theta=25^\circ$  п.к.в. до ВМТ; 3 — рапсовое масло,  $\theta = 33^\circ$  п.к.в. до ВМТ

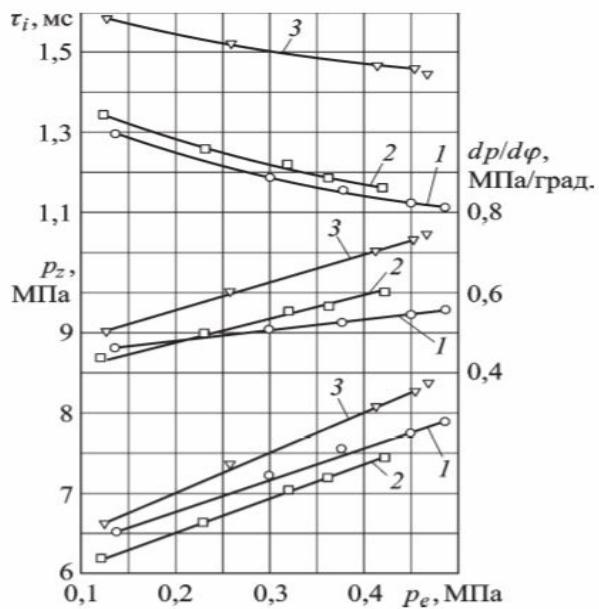


Рис. 7. Зависимость индикаторного периода задержки воспламенения  $\tau_i$ , скорости нарастания давления  $dp / d\varphi$  и максимального давления сгорания  $p_z$  дизеля МД-6 от среднего эффективного давления  $p_e$  при работе двигателя на различных топливах (1, 2, 3— см. рис. 3.3.6)

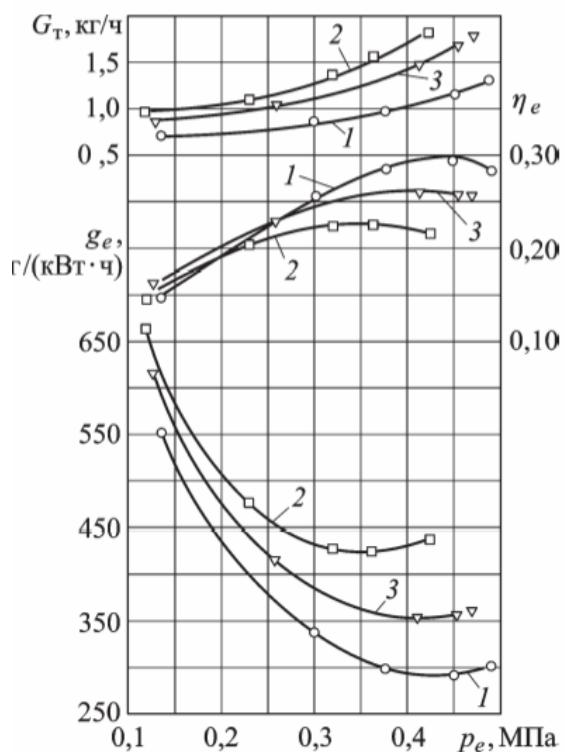


Рис. 8. Зависимость часового расхода топлива  $G_t$  дизеля МД-6, его эффективного КПД  $\eta_e$  и удельного эффективного расхода топлива  $g_e$  от нагрузки при работе двигателя на различных топливах (1, 2, 3— см. рис. 3.3.6)

На указанном нагрузочном режиме эти параметры составляют соответственно  $p_z=0, 84$  МПа,  $dp/d\varphi=0, 75$  МПа/град и Тог=460°С. В результате такого увеличения угла опережения впрыскивания эффективный КПД двигателя  $\eta_e$  возрастает, а удельный эффективный расход топлива  $g_e$  уменьшается (рис. 8).

При работе дизеля МД-6 на режиме с полной нагрузкой ( $p_e = 0,42$  МПа) на дизельном топливе его эффективный КПД составил  $\eta_e = 0,30$ , а минимальный удельный эффективный расход топлива  $g_e = 290$  г/(кВт·ч) (см. рис. 8), что соответствует часовому расходу топлива  $G_t = 1,1$  кг/ч и расходу воздуха  $G_v = 31$  кг/ч. При этом температура ОГ  $T_{ог} = 380^\circ\text{C}$ , а дымность  $K_x = 2,3$  единицы по шкале Bosch (рис. 9). При переводе двигателя на рапсовое масло его удельный эффективный расход топлива на этом режиме возрос до  $g_e = 440$  г/(кВт · ч), а эффективный КПД снизился до  $\eta_e = 0,22$ .

Предотвратить такое значительное ухудшение показателей топливной экономичности дизеля при его работе на чистом рапсовом масле можно, увеличивая угол опережения впрыскивания до  $\theta = 33^\circ$  п.к.в. до ВМТ. При работе дизеля МД-6 на режиме с полной нагрузкой на рапсовом масле с таким углом опережения впрыскивания его удельный эффективный расход топлива оказался равен  $g_e = 350$  г/(кВт·ч), а эффективный КПД —  $\eta_e = 0,26$ .

Некоторое изменение параметров рабочего процесса дизеля МД-6 при его работе на рапсовом масле приводит и к изменению показателей токсичности ОГ. При использовании топлива этого вида увеличение доли топлива, сгорающего на первой стадии, приводит к росту локальных температур в камере сгорания, что повышает скорость образования оксида азота. Так, в двигателе, работающем на рапсовом масле, при  $p_e = 0,42$  МПа

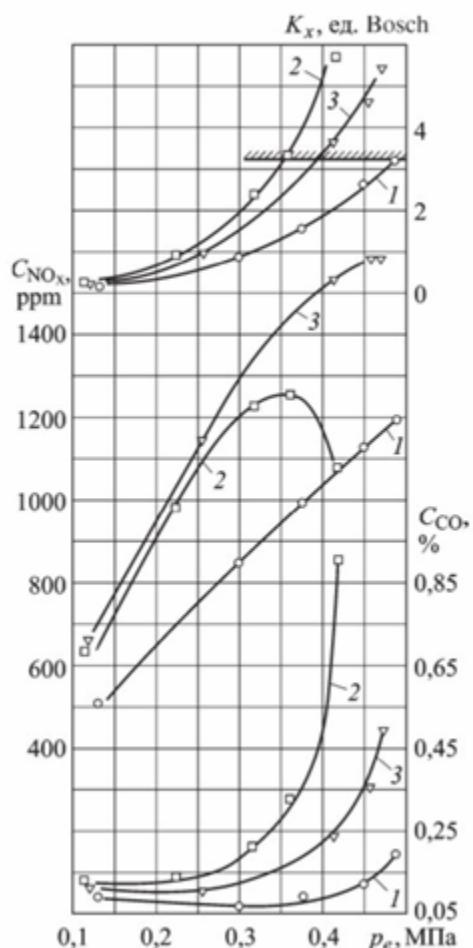


Рис. 9. Зависимость дымности ОГ  $K_x$ , содержания в ОГ дизеля МД-6 С  $\text{NO}_x$  и С СО от среднего эффективного давления  $p_e$  при работе двигателя на различных топливах (1, 2, 3 — см. рис. 3.3.6)

Результаты проведенных экспериментальных исследований дизеля МД свидетельствуют о том, что перевод этого двигателя с дизельного топлива на рапсовое масло приводит к заметному ухудшению как показателей топливной экономичности, так и показателей токсичности ОГ. Это обусловлено тем, что в этом малоразмерном двигателе, адаптированном к работе на дизельном топливе, его замена на рапсовое масло сопровождается трансформацией процессов топливоподачи, впрыскивания и распыливания топлива, его самовоспламенения и последующего сгорания. В результате наблюдается несоответствие формы камеры сгорания и параметров процесса топливоподачи, нарушается качество процессов смесеобразования и сгорания. Поэтому для достижения требуемых показателей топливной экономичности и токсичности ОГ необходима реализация мероприятий, улучшающих качество рабочего процесса дизеля.

Проведенные последующие исследования дизеля МД-6 показали, что кроме упомянутого изменения (регулирования) угла опережения впрыскивания топлива к таким мероприятиям относятся оптимизация характеристик системы топливоподачи (в частности, геометрии проточной части распылителя форсунки), двухфазная подача топлива, подача части топлива во впускной коллектор двигателя. Существенным резервом улучшения показателей работы дизеля является и переход от чистого рапсового масла к смесевым биотопливам и оптимизация их состава. Реализация этих мероприятий позволит не только достичь показателей исследуемого дизеля, характерных для работы на дизельном топливе, но и обеспечить перспективные для малоразмерных высокооборотных дизелей требования к топливной экономичности и токсичности ОГ.

#### *СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ*

1. Марченко А. П. Сравнительная оценка эффективности применения растительных топлив в дизельном двигателе / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, А.А. Осетров, В. Смайлис, В. Сенчилла // Двигатели внутреннего сгорания. - 2004. - № 1. - С. 46-51.
2. Lebedevas S. The change of operational characteristics of diesel engines running on RME Biodiesel. Parameters of thrust and fuel economy / S. Lebedevas, A. Vaicekauskas, G. Lebedeva, S. Kulmanakov, A. Shashev // Proceedings of 10th International Conference. Transport Means. - 2006. - p. 229 - 233.
3. Бурячко В. Р. Автомобильные двигатели: Рабочие циклы. Показатели и характеристики. Методы повышения эффективности энергопреобразования /В. Р. Бурячко, А. В. Гук. - СПб.: НПИКЦ, 2005. - 292 с.: ил.
4. Вальехо П., Гусаков С. В., Прияндака А. Экспериментальное определение кинетических констант воспламенения растительных топлив в условиях ДВС // Вестник РУДН. Инженерные исследования. – 2003. – № 1. – С. 29–31.
5. Вальехо П. Применение раздельной подачи топлива растительного происхождения в малоразмерный дизель с целью улучшения его экологических показателей: Автореф. дис... канд. техн. наук, 05.04.02. – М.: Изд-во РУДН, 2000. – 16 с.

6. Горбунов В. В., Патрахальцев Н. Н. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. – М.: Изд-во РУДН, 1998. – 216 с.
7. Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. – М.: Легион-Автодата, 2005. – 344 с.
8. Девягин С. Н., Марков В. А., Семенов В. Г. Растворительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей. – М.: Изд-во МГАУ им. В.П. Горячкина, 2008. – 340 с.
9. Льотко В., Луканин В. Н., Хачиян А. С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. – М.: Изд-во МАДИ (ТУ), 2000. – 311 с.
10. Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И. Токсичность отработавших газов дизелей. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 376 с.
11. Топливные системы и экономичность дизелей / И.В. Астахов и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
12. Шкаликова В. Н., Патрахальцев Н. Н. Применение нетрадиционных топлив в дизелях. – М.: Изд-во РУДН, 1993. – 64 с.

УДК 629.063.6

Шмідт В.В. , рук. д.т.н., професор Гречко М. П.  
Одеська національна морська академія

## **ОПТИМІЗАЦІЯ РОБОТИ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ СУДНОВОГО СЕРЕДньообертового ДИЗЕЛЯ**

В'язкість – один із найважливіших фізичних показників дизельних палив, що визначають якість розпилювання, сумішоутворення і згорання палива.

З підвищеннем в'язкості дизельного палива зростають опір системи паливоподачі, далекобійність та розміри крапель у факелі, зменшується наповнення паливного насоса, погіршується розорошення і сумішоутворення палива з повітрям. В результаті порушується процес горіння, зростає кількість продуктів неповного згоряння палива, збільшуються нагарові вкладення на деталях, питома витрата палива і коефіцієнт подачі паливного насоса.

При використанні дизельних палив з малою в'язкістю збільшується підтікання їх через форсунки і насоси, зменшуються коефіцієнт подачі і потужність двигуна. Потужність двигуна зменшується не тільки внаслідок зниження подачі, але і з-за зменшення розмірів і швидкості руху розпилюваних частинок палива.

В'язкість вимірюється в стоксах. Стокс характеризує в'язкість рідини, густина якої дорівнює 1 г/см<sup>3</sup>; 1 Ст = 10-4 м<sup>2</sup>/с

При перекачуванні температура палива повинна бути не менш ніж на 15...20°C вище температури застигання. Надійна робота паливної апаратури при використанні високов'язких палив забезпечується шляхом їх підігріву для досягнення в'язкості в межах 10...25 мм<sup>2</sup>/с.

Температура палива перед форсунками ДВС повинна бути достатньою для забезпечення якісного розпилювання. Вибір необхідної температури підігріву проводиться за допомогою номограми, що показує залежність в'язкості палива від його температури (рис. 1.).

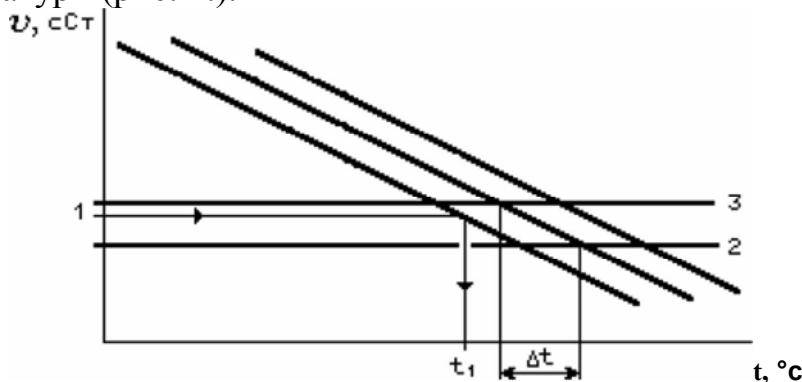


Рис. 1. Номограма для визначення в'язкості палива

Дослідним шляхом встановлено, що оптимум в'язкості палива для дизелів лежить в межах  $12\text{--}20 \text{ mm}^2/\text{s}$ . Це значення в'язкості і має бути забезпечено відповідним підігрівом палива перед його використанням.

Досвід експлуатації показує, що в'язкість палива, вимірювана перед паливним насосом, не є строго визначеним параметром і тому допустима величина в'язкості може бути до  $20 \text{ cSt}$  за підігрівачем, а температура підігріву палива не повинна перевищувати  $150^\circ\text{C}$ .

У випадку, якщо паливні трубопроводи мають підігрівати ділянки, слід остерігатися перегріву труб при переході на дизельне паливо і при роботі на дизельному паливі. В цих умовах дуже інтенсивний підігрів трубопроводів може настільки знизити в'язкість палива, що з'явиться небезпека перегріву паливних насосів і подальшого заїдання плунжера і пошкодження ущільнень в системі.

Під час стоянки двигуна для циркуляції підігрітого важкого палива не потрібно такої низької в'язкості, яка рекомендована для вприскування. Тому для економії енергії температуру підігріву можна знизити приблизно на  $20^\circ\text{C}$ , щоб забезпечити в'язкість палива близько  $30 \text{ cSt}$ .[2].

Якщо двигун був зупинений на важкому паливі, і якщо важке паливо прокачувалось при зниженні температурі під час стоянки, підігрів і регулювання в'язкості повинні бути виконані приблизно за одну годину до запуску двигуна, щоб отримати необхідну в'язкість.

Переводити дизель з одного сорту палива на інший слід обережно, попередньо знизвиши його навантаження до 75% повної потужності. При переході з дизельного палива на важке дизельне паливо необхідно статично, підігріти до  $60\text{...}80^\circ\text{C}$ . При цьому щоб уникнути заклиновання прецизійних елементів паливоприску апаратури в'язкість палива не повинна впасти нижче мінімального значення.

Зважаючи на високу температури застигання, в'язкі палива слід приймати в танки з підігрівом. Щоб уникнути випадання в осад асфальто смолистих речовин і коагуляції підігрів палива на всьому протязі його використання слід здійснюва-

ти до мінімальних меж (згідно інструкції), що забезпечують його перекачку і сепарування [1].

Перегрів палива веде до зменшення періоду затримки запалення, підвищенню жорсткості роботи двигуна, збільшення навантаження на підшипники. Розпилені поблизу сопел форсунки викликає їх розтріскування через високу температуру газів в районі розпилювача. При в'язкості палива нижче 4 сСт різко знижується його змащуюча здатність, а це може викликати задір прецизійних елементів паливної апаратури. Зростом температури зростає швидкість окислювальних процесів, що викликає корозію елементів паливної системи.

Недостатньо нагріте паливо в результаті дає більшу витрату палива а також погане згорання і як наслідок залишає осад у камері згорання.

Для поліпшення сумішоутворення і згоряння палива необхідно підігрівати паливо безпосередньо перед подачею його в циліндр для підтримки в'язкості в оптимальних межах. Для цього в системі паливопідготовки встановлюють спеціальні автоматичні пристрої - віскозиметри або терморегулятори для контролю за підтриманням в'язкості або температури в заданих межах.

Але, як показує особистий досвід, нажаль і вони не можуть на 100% захищати нас від перегріву палива.

Саме з цією метою розроблена система охолодження (рис. 2), яка гарантує, що показники в'язкості ніколи не опустяться нижче певного значення, наприклад, 20 сСт, незалежно від якості використованого важкого або дизельного палива. Така система може використовуватися всюди, забезпечуючи максимальну надійність двигунів і котлів.

Блок надає собою компактне рішення на єдиній рамі, що передбачає управління всім процесом. Система охолодження палива для підтримки мінімальної в'язкості має повністю автоматичний перемикач HFO-MGO або MGO-HFO.

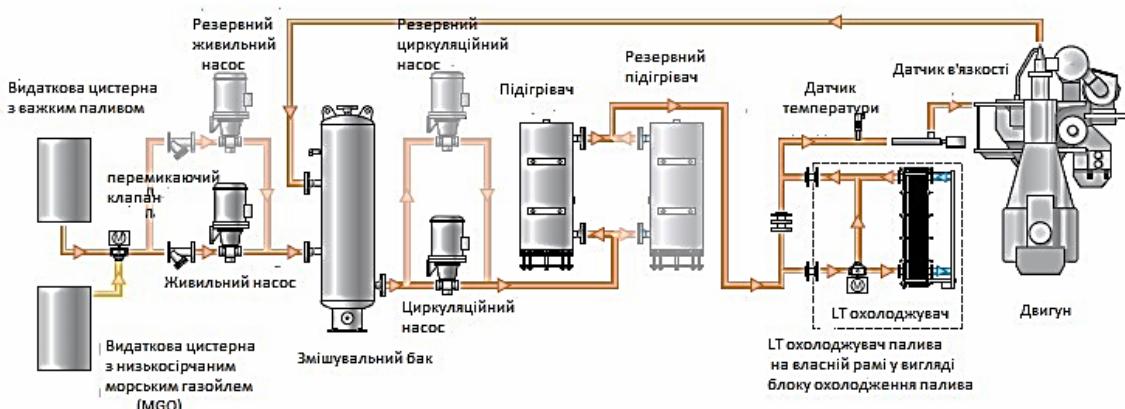


Рис.2. Модернізація блоку підготовки палива

У тому випадку, коли блок підготовки палива модернізується і оснащується розширеним охолоджувачем, всі компоненти перевіряються на сумісність роботи. Зміна програмних засобів не представляє особливих складнощів. У блок вносяться лише незначні зміни, при цьому навіть існуючі пристлади управління можуть і далі використовуватися.

Система охолодження палива дає можливість в будь-який момент переходити з важкого палива на морське дизельне пальне, без якого-небудь збитку для машинного обладнання при надійному контролі температури і в'язкості – для головних та допоміжних двигунів, а також для котлів.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Н. А. Халилов, Н. А. Страхова Опыт эксплуатации судовых двухтопливных дизелей // Вестник АГГУ Сер.: Морская техника и технология. –2011.
2. Возницкий И.В. Использование морских топлив на судах. Учебный справочник (издательский проект "Академия", серия "Библиотечка судового механика"). — СПб.: Элмор, 1998. —88 с.
3. Электронный ресурс: <http://www.wartsila.com/>

УДК 621.429

Кучеров И. А., рук. Сагин С.В.  
Одесская национальная морская академия

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТВЕРДОТОПЛИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЭНЕРГИЕЙ СУДОВ МОРСКОГО ФЛОТА

Запасы нефти конечны. Годы глобального кризиса показывают, что существующая энергетика не способна обеспечить удешевления товаров, а, следовательно, расширения их сбыта и достижения экономического роста. Учитывая экологический аспект, нельзя сбрасывать со счетов негативных последствий использования углеводородного топлива.

Сокращение потребления нефти и природного газа под влиянием экономического кризиса, не создаст основания для его преодоления, хотя и несколько облегчит положение индустрии благодаря снижению цен. Кризис необычайно остро ставит вопрос о новых источниках энергии.

Достаточно продолжительное время считалось, что идеальная замена сжиганию нефти и газа — атомная энергия. Однако она не смогла экономически вытеснить сжигание углеводородного топлива [1].

Энергетический кризис имеет абсолютное влияние на ситуацию на Мировом флоте. Ужесточение экологических норм и потенциальный дефицит энергетических ресурсов мотивирует ведущие судостроительные компании применять альтернативные виды энергии для частичного или полного замещения традиционных видов топлива на борту судна.

Альтернативные виды топлива получают в основном из сырья не нефтяного происхождения, применяют для сокращения потребления нефти с использованием (после реконструкции) энергопотребляющих устройств, работающих на нефтяном топливе.

Можно выделить основные требования к альтернативному топливу для применения на судах, а именно:

- экономическая привлекательность и большие доступные запасы сырья для его производства;
- низкие капитальные затраты по установке на судне дополнительного оборудования;
- присутствие на рынке, доступность в портах, наличие необходимой инфраструктуры или незначительные затраты на её создание;
- безопасность, а также наличие нормативных документов, регламентирующих безопасное применение на судне.

В соответствии с требованиями Международной конвенции по предотвращению загрязнения с судов происходит планомерное ужесточение требований к содержанию оксидов серы, азота и углерода, а также твердых частиц в выбросах морских судов.

Таким образом, изменения норм по выбросам оксида серы с морских судов в 2012 году составляет 0 % и 3,5 % в особых районах и во всем мире соответственно. К 2020 году нормы по выбросам оксида серы с морских судов в данных районах аналогично составят 0 %, а во всем мире уже снижается до 0,5 %. Отсюда следует, необходимость решения проблемы снижения химических выбросов в атмосферу вредных веществ судовыми энергетическими установками [2].

Одним из наиболее перспективных и актуальных альтернативных источников энергии является водородная энергетика. Реализуется она в виде топливных элементов, развитие которых в настоящее время является одним из самых перспективных.

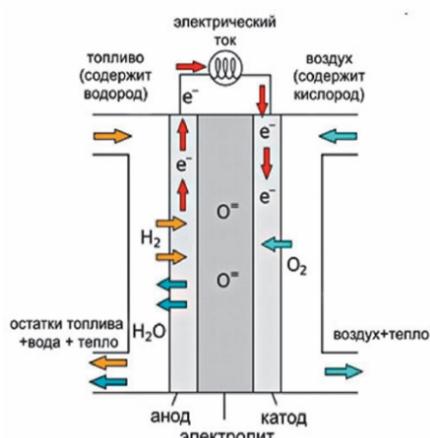


Рис. 1. Принципиальная схема топливного элемента

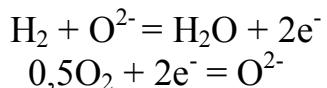
Топливный элемент - электрохимическое устройство, подобное гальваническому элементу, но отличающееся от него тем, что вещества для электрохимической реакции подаются в него извне в отличие от ограниченного количества энергии, запасенного в гальваническом элементе или аккумуляторе (рис.1).

ТЭ осуществляют превращение химической энергии топлива в электричество, минуя малоэффективные, идущие с большими потерями, процессы горения. Топливный элемент в результате высокоеффективного «холодного горения» топлива непосредственно вырабатывает электроэнергию.

Наибольший интерес представляют твердооксидные топливные элементы (ТОТЭ). Это наиболее перспективный тип источников энергии данного вида. Преимущества ТОТЭ в том, что они не нуждаются в дорогом катализаторе (платине) и могут работать на многих видах топлива. ТОТЭ имеют гораздо больший теоретический КПД, чем традиционные технологии преобразования энергии, КПД которых ограничен КПД цикла Отто, Тринклера или Карно. ТОТЭ применяют в энергоустановках мощностью более 1 кВт.. Эти установки отличаются высокой рабочей температурой до 1000 °C.

Электролитом в ТОТЭ выступает твердый керамический материал с высокой рабочей температурой, которая способствует ионной проводимости с недороги-

ми материалами. ТОТЭ имеет энергетические характеристики с КПД в пределах 55...70 %. ТОТЭ значительно более устойчив к загрязнениям топлива и универсален по отношению к типам используемых горючих газов по сравнению с другими типами топливных элементов. ТЭ этого типа развиваются в двух направлениях: трубчатые элементы и плоские пластины (рис. 2) [3]. На аноде и катоде протекают, соответственно, две полу реакции:



суммарная реакция:

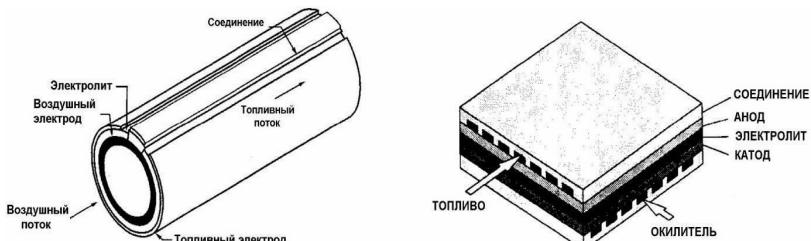


Рис. 2. Твердооксидные топливные элементы трубчатого и пластинчатого типа

бензин, дизельное топливо, уголь, спирты, а также древесина, торф, стружка, отходы сельхозпроизводства. В топливном процессоре это сырье подвергается конверсии, то есть газификации. В результате образуется водородсодержащий горючий газ, который и подается в батарею генератора.

В твердооксидных топливных элементах ионы кислорода проходят через твердый оксид, который используется в качестве электролита, и при высокой температуре реагируют с водородом на аноде. Источником водорода может быть органическое жидкое или газообразное топливо. В том случае, если в качестве топлива применяется чистый водород, результатом реакции является только вода. Электролит не позволяет образовавшимся на аноде электронам двигаться обратно в сторону катода.

Если замкнуть катод и анод на внешнюю нагрузку, движение электронов от анода к катоду начнется именно через нее. Будет создан электрический ток.

Большая часть электроэнергии сейчас вырабатывается путем преобразования части тепла, получаемого при сжигании ископаемых видов топлива – угля, природного газа, нефтепродуктов. Получается не очень эффективно и порой не очень экологично. Между тем использование гибридных электростанций с топливными элементами способны и повысить КПД, и улучшить экологические параметры, и значительно сэкономить топливо.

Электрохимическая энергоустановка (ЭХЭУ) – это установка, предназначенная для выработки электрической энергии и теплоты, включающая в себя ЭХГ, устройства для преобразования напряжения и тока (например, инвертор) и систему утилизации теплоты, генерируемой в ТЭ, например, для теплоснабжения (низкопотенциальная теплота) или получения электрической энергии (высокопотенциальная теплота) в паровой или газовой турбине (в концевом цикле).

Огромным преимуществом энергоустановок на ТОТЭ является то, что исходным топливом для них может служить все, что угодно: природный газ, метан, бутан, пропан, бен-

Исследованиями возможности интеграции СЭУ с электрохимическим генератором (ЭХГ) в морскую технику занимаются классификационные общества Det Norske Veritas и Germanischer Lloyd, а также ведущие производители и судоходные компании: Wartsila, MTU, Eidesvik и Wallenius.

На рис. 3 показан принцип действия гибридной установки.

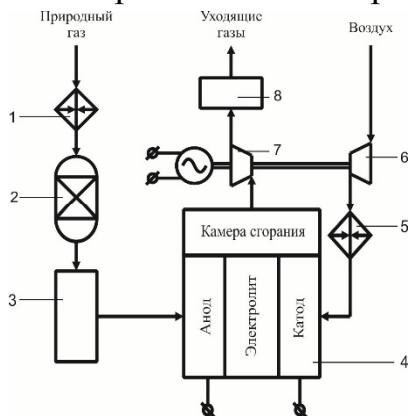


Рис. 3. Принципиальная схема ЭХЭУ на основе ТОТЭ

В гибридной энергоустановке теплота отработавших газов топливного элемента используется в цикле газотурбинной или парогазовой установок. Более высокая температура работы ТОТЭ позволяет утилизировать высокопотенциальное тепло в газотурбинном цикле с большей эффективностью. Добавляя в цепь производства энергии такой электростанции ТОТЭ, получаем электрическую энергию в результате работы топливного элемента, а кроме того, горячие продукты реакции возвращаются на турбину, увеличивая тем самым ее производительность

Процесс топливоподготовки осуществляется следующим образом. ПГ в подогревателе 1 доводится до рабочей температуры и подается в адсорбционный десульфуризатор 2, где газ проходит через сорбционные пластины и подвергается очистке от серосодержащих соединений. Процесс конверсии происходит в риформере 3 откуда полученный синтез-газ подается в анодное пространство ЭХГ 4. Доведенный до рабочих параметров воздух проходит через компрессор 6, подогреватель 5 и подается в катодное пространство. Анодное и катодное пространство герметично изолированы друг от друга электролитом, которым обычно является керамика на основе диоксида циркония. Газы, отходящие из анодной камеры, содержащие (по объему) от 10 до 25% горючих компонентов ( $H_2$ ,  $CO$ ,  $CH_4$ ), водяной пар, диоксид углерода и азот, направляются в каталитическую камеру сгорания.

Отходящие из анодной камеры газы, содержащие (по объему) от 10 до 25% горючих компонентов ( $H_2$ ,  $CO$ ,  $CH_4$ ), водяной пар, диоксид углерода и азот, направляются в каталитическую камеру сгорания. Для дожигания не вступивших в реакцию в ЭХГ газов используется обеднённый кислородом воздух (не менее 15% кислорода по объему) из катодной камеры ТЭ.

Для дожигания не вступивших в реакцию в ЭХГ газов используется обеднённый кислородом воздух (не менее 15% кислорода по объему) из катодной камеры ТЭ. Полученные в результате сгорания газы направляются на турбину, которая одновременно является приводом воздушного компрессора и генератора для дополнительной выработки электроэнергии. С целью реализации глубокой утилизации вторичных энергоресурсов в такой установке возможно применение утилизационного котла 8 (УК), обеспечивающего выработку тепловой энергии для собственных нужд судна. Главными составляющими электрического КПД такой установки является эффективность работы ЭХГ и утилизации теплоты в ГТУ.

На базе проводимых исследований и расчетов эффективности судовой электрохимической электростанции КПД ЭХГ на основе ТОТЭ составил 54%, а при использовании газотурбинной установки для дополнительной выработки электрической энергии – 86%. Применением теплового утилизационного контура возможна генерация дополнительной тепловой энергии в размере 28 кВт. Полученные результаты подтверждают целесообразность использования ЭХГ на основе ТЭ в составе СЭУ с целью повышения эффективности и снижения воздействия на окружающую среду [4].

На практике в эксплуатацию вводятся суда, в состав СЭУ которых входят экспериментальные электрохимические энергоустановки. Примером таких судов являются:

- прогулочный катер "Alsterwasser" с энергетической установкой на основе твердооксидных ТЭ общей мощностью 100 кВт;
- судно для обслуживания газодобывающих платформ "Viking Lady" с ЭХГ на основе расплавно-карбонатных ТЭ (РКТЭ) мощностью 320 кВт;
- судно для перевозки автомобилей "Undine" с ЭХГ на основе твердооксидных ТЭ (ТОТЭ) мощностью 20 кВт в составе вспомогательной электростанции.

Выбор наиболее эффективного типа ТЭ и топлива для его работы в судовых условиях при проектировании СЭУ с использованием ТЭ представляет собой сложную задачу вследствие практически полного отсутствия необходимой информации.

Преимуществом ТЭ является то, что топливные элементы просты по своей природе, долговечны и редко требуют технического обслуживания и ремонта. Также топливные элементы эффективнее, чем обычные генераторы, для мелкомасштабного обеспечения электроэнергией. ТЭ могут давать электроэнергию и тепло с разными видами топлива; по сравнению с обычными системами, сочетающими производство тепла и электроэнергии (ПТЭ), они оперируют при более высоких отношениях электрической и тепловой энергии.

При соблюдении правил эксплуатации водородный топливный элемент производит пренебрежимо малое количество загрязняющих атмосферу газов и не делает пылевых загрязнителей вовсе. Даже если топливом для топливного элемента служат более привычные метан или пропан, уровень загрязнения окружающей среды все равно ниже, чем при работе с традиционным генератором на двигателе внутреннего сгорания [5].

Главное преимущество этой технологии - топливные элементы позволяют избежать зависимости от нефтяных топлив.

В последние годы наметился существенный прогресс в коммерциализации технологий ТОТЭ, проявившийся в появлении на рынках коммерческих ЭХГ в разных диапазонах мощности. Развитие технологий ТОТЭ связано, в первую очередь, с возможностью внедрения экологически чистых и более эффективных систем генерации электроэнергии.

## *СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ*

1. Соколов А.Н. Обеспеченность запасами, добыча и потребление углеродных ископаемых в мире // Электронный научный журнал «Нефетегазовое дело». 2014. - № 5 . – С. 400-414. URL:<http://www.ogbus.ru/authors/> SokolovAN/SokolovAN\_6.pdf
2. IMO adopts revised emission regulations // MER. – 2008. – November. – Р. 6..
3. Современное состояние и перспективы развития топливных элементов / Р. А. Билоненко // Авиационно-космическая техника и технология. - 2013. - № 6. - С. 83–93. - Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/j-pdf/aktit\\_2013\\_6\\_16.pdf](http://nbuv.gov.ua/j-pdf/aktit_2013_6_16.pdf)
4. Определение коэффициента полезного действия судовой электростанции с электрохимическим генератором на основе высокотемпературных топливных элементов / В. М. Горбов, М. А. Карпов // Авиационно-космическая техника и технология. - 2012. - № 7. - С. 71–75. - Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/j-pdf/aktit\\_2012\\_7\\_16.pdf](http://nbuv.gov.ua/j-pdf/aktit_2012_7_16.pdf)
5. Гринберг, В. А. Микротопливные элементы: современное состояние и перспективы развития (обзор) / В. А. Гринберг, А. М. Скундин // Электрохимия. – 2010. – Т.46, № 9, – С. 1027 – 1043.

УДК 621.5.041-192

Гладков А.Ю. рук. проф. Веретенник О.М.  
Одесская национальная морская академия

### **ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА**

Основним призначенням суднових холодильних установок, є збереження продуктів харчування протягом тривалого часу, і особливо це стосується швидкопсувної їжі. А на деяких судах, що транспортують генеральні вантажі, укомплектовуються також окремі рефрижераторні трюми. Існують і спеціалізовані судна, які розраховані лише на перевезення замороженої продукції. І ефективне функціонування їх безпосередньо залежить від справності холодильних агрегатів. Саме тому надзвичайно важливою є надійність роботи холодильного обладнання.

Розглянуто систему охолодження провізійних камер судна. Для збільшення ефективності роботи холодильної установки та підвищення експлуатаційної надійності роботи холодильної установки підібрано спіральний компресор з патрубком уприскування холодильних парів холодаагенту в нагнітальну порожнину.

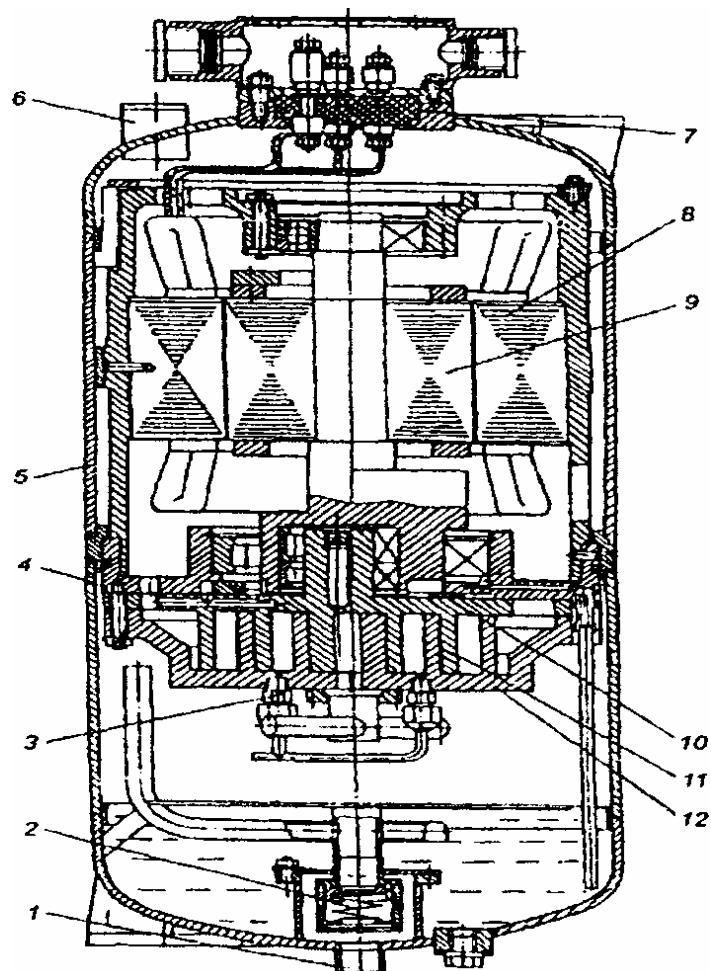


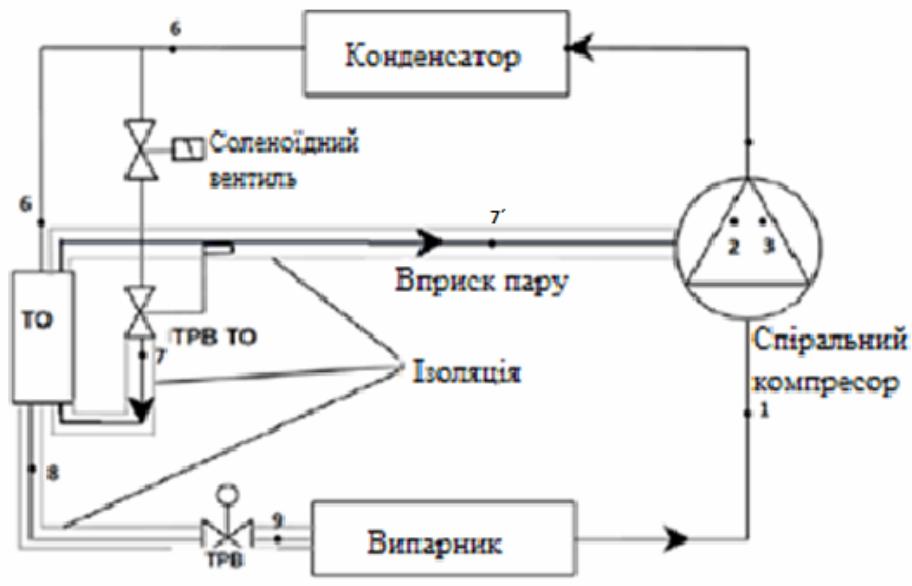
Рис. 1 Спіральний компресор СК16: 1 - нагнітальний патрубок; 2 - зворотний клапан; 3 - колектор упорскування холодаагента; 4 - про - ставка; 5 - корпус; 6 - всмоктувальний патрубок; 7 - клемник; 8 ~ статор електродвигуна; 9-ротор; 10 – муфта Ольдгейма; 11-рухома спіраль; 12 - нерухома спіраль.

Ці компресори забезпечують значну економію електроенергії та значне збільшення ресурсу їх роботи.

Холодильну пару в теплообміннику утримують за рахунок відводу частини рідини холодаагенту після конденсатору і його дроселювання в ТРВ до проміжного тиску, надалі він кипить, віднімаючи тепло від основного потоку рідкого холодаагенту, який й переохолоджується перед випарником.

Отриманий у теплообміннику переохолоджений рідкий холодаагент збільшує холодопродуктивність до 5 % за рахунок зниження збитків при дроселюванні рідкого холодаагенту в терморегулюючому вентилі. Це призводить до значного збільшення холодильного коефіцієнта.

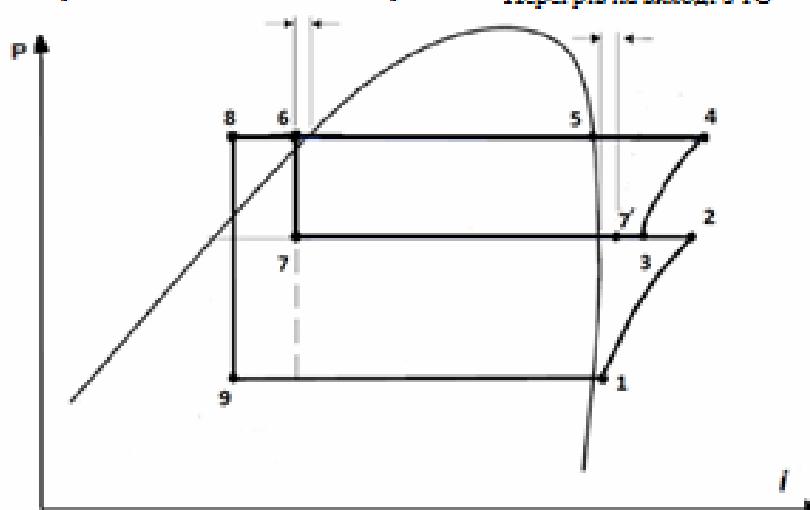
В додавнення до вищесказаного можлива додаткова економія електроенергії за рахунок плавного регулювання холодопродуктивності. Управління холодопродуктивністю досягається шляхом розведення спіралей в осьовому напрямку на невеликий період часу. Діапазон регулювання продуктивністю складає від 10 до 100% без зниження холодильного коефіцієнта.



a)

Переохолодження в конденсаторі

Перегрів на виході з ТО



б)

Рис. 2 Принципова схема (а) та цикл (б) холодильної установки

Із всього викладеного раніше можна зробити висновки що переохолодження рідкого холодильного агенту за рахунок внутрішніх ресурсів в теплообміннику підвищує холодопродуктивність установки, знижує енерговитрати компресора, збільшує холодильний коефіцієнт за рахунок розширення частини холода агенту, що циркулює в основному холодильному конторі та підвищує експлуатаційну надійність за рахунок зниження температури в компресорі в кінці стиснення.

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Колиев И.Д. Судовые холодильные установки: учебное пособие;-Одесса: Феникс, 2009.-264с.
2. Колиев И. Д., Ермошкин Н. Г. Судовые холодильные установки: Курсовое и дипломное проектирование: учебное пособие;- Одесса: ОНМА,2003-73 с.
3. Інформаційний лист. Науково-технічна конференція молодих вчених "Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт"

Яворский А. А., д.т.н., проф. Веретенник А.М.  
Одесская национальная морская академия

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ СЭУ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ НАКЛОННО-ЭКВИДИСТАНТНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ В ОСНОВНЫХ УЗЛАХ ТРЕНИЯ

В процессе эксплуатации детали и узлы СЭУ изнашиваются, что сопровождается снижением эффективности ее работы и эффективности работы судна в целом. Износ отдельных элементов СЭУ вызывается в основном трением. Нарушения в стабильности работы узлов трения приводят к аварийным остановкам энергетической установки судна, часто в самых неблагоприятных условиях, приводит к необходимости ремонта, сокращению срока службы судна.

С целью повышения работоспособности и эффективности работы узлов трения элементов СЭУ необходимо перевести работу узлов трения в режим жидкостной смазки, что приведет к резкому снижению трения и, как следствие, к уменьшению износа, повышению долговечности работы СЭУ.

Наиболее целесообразным представляется использование жидкостной гидродинамической смазки, которая возникает при существовании гидродинамической подъемной силы, отрывающей одну поверхность от другой, разделяя их масляным слоем. Возникновение гидродинамической подъемной силы возможно при наличии масляного клина между поверхностями, который можно создать с помощью наклонного расположения поверхностей трения (рис. 1).

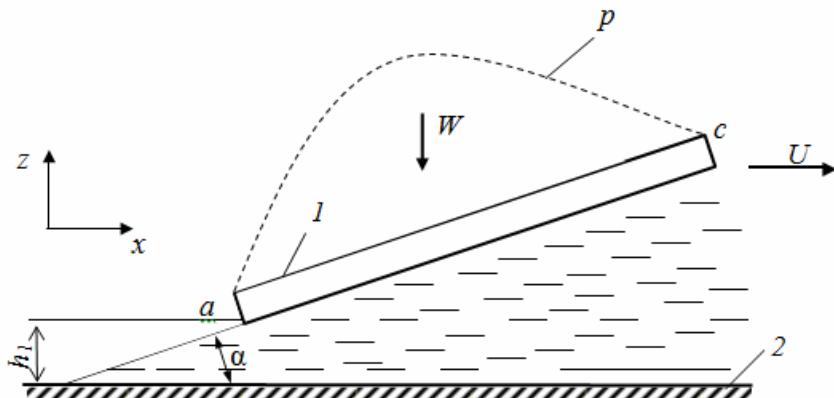


Рис. 1. Схема расположения гладких наклонных поверхностей:

$U$  – скорость перемещения поверхности;  $h_1$  – минимальный масляный зазор;  $\alpha$  – угол наклона поверхности первой детали к поверхности второй;  
 $p$  – давление;  $W$  – нагрузочная способность;  $a$  – точка выхода масла из смазочного зазора;  $c$  – точка входа масла в смазочный зазор

Поверхность 1 имеет угол наклона относительно поверхности 2. При превышении гидродинамической расчетной силы величины нагрузки возникает гидродинамическая подъемная сила, которая отрывает деталь 1 от детали 2, разделяя их масляным слоем и обеспечивая режим жидкостной смазки. Однако такие недостатки данной схемы как необходимость приработки поверхностей в точке а, ограничение нагрузочной способности минимальным масляным зазором  $h_1$  и

сложность конструкции не дают возможности должным образом использовать в основных узлах трения СЭУ данную схему расположения поверхностей трения.

Поэтому в основных узлах трения СЭУ необходимо использовать наклонно-эквидистантные поверхности, т. е. сочетание наклонной и параллельной (эквидистантной) поверхностей по направлению движения масла (рис. 2). При этом гидродинамическая подъемная сила будет возникать и в наклонной и в эквидистантной поверхностях.

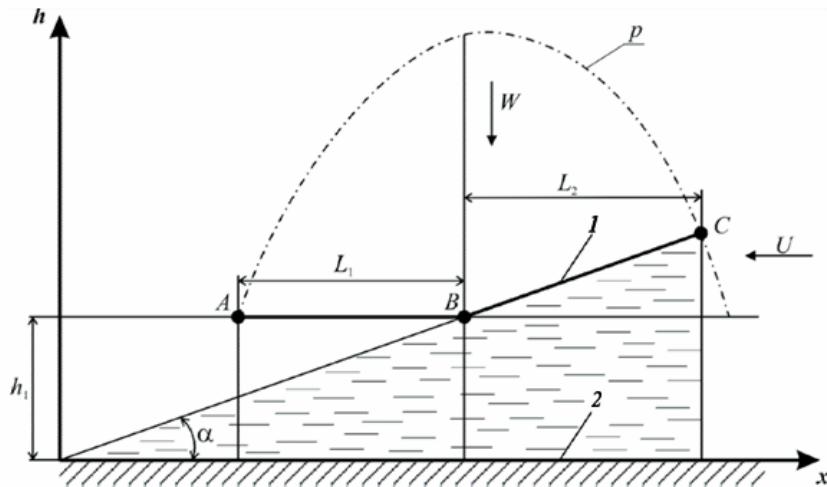


Рис. 2. Схема расположения наклонно-эквидистантных поверхностей:

1, 2 – поверхности первой и второй деталей;  $L_1$ ,  $L_2$  – длины эквидистантной и наклонной поверхностей соответственно;  $\alpha$  – угол между наклонной поверхностью первой детали и поверхностью второй;  $U$  – скорость перемещения детали 2 относительно детали 1;  $h_1$  – минимальный масляный зазор;  $p$  – давление;  $W$  – нагруженная способность

Применение НЭП позволяет узлу надежно работать сразу после монтажа, без эксплуатационной приработки, которая может быть от нескольких часов до нескольких месяцев, а иногда может привести к аварийной ситуации. Эквидистантная поверхность является хорошим буфером при динамических нагрузках на узел.

Наклонно-эквидистантные поверхности можно использовать в основных узлах трения элементов СЭУ, прежде всего в ДВС, что обеспечит жидкостный режим трения в этих узлах и повысит эффективность работы СЭУ.

Пример использования наклонно-эквидистантных поверхностей в рамовых и мотылёвых подшипниках коленчатого вала представлен на рис. 3.

На внутренней поверхности вкладыша предлагается выполнить наклонно-эквидистантные поверхности. Технология изготовления поверхностей зависит от многих факторов: размеров, толщины вкладыша, материала вкладыша, оборудования предприятия и т.д. Такие поверхности можно выполнить пришабриванием по калибру, протягиванием, растачиванием и другими методами. Длины наклонной и эквидистантной поверхностей, а также угол наклона определяются расчетным путем.

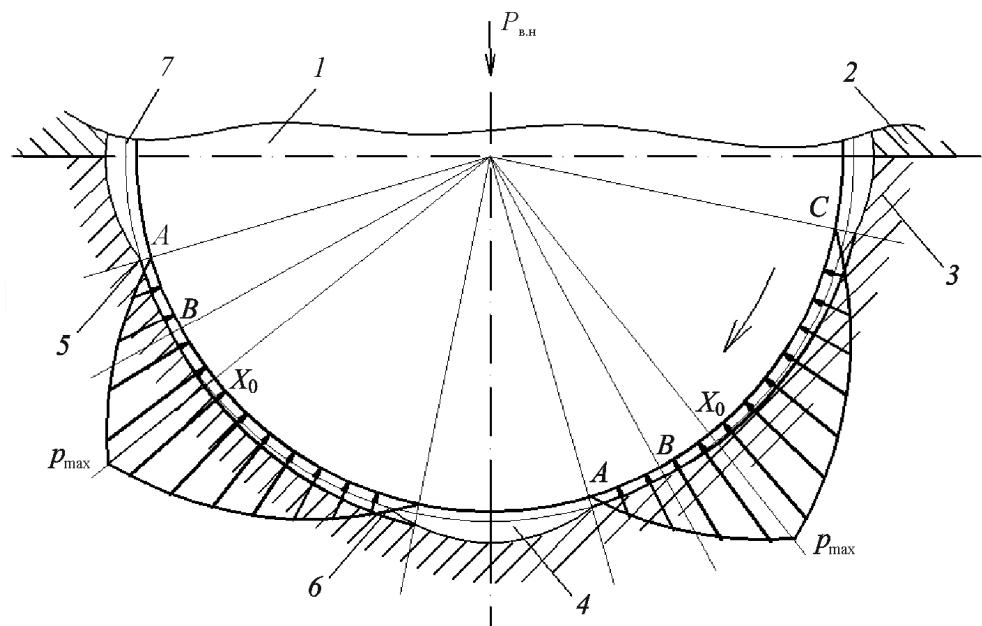


Рис. 3. Конструктивная схема и эпюры давления рамовых и мотылевых подшипников коленчатого вала:

1 – вал; 2 – вкладыш нижний; 3 – вкладыш верхний; 4 – поверхность холодильника вкладышей; 5 – эквидистантная поверхность вкладыша (A, B); 6 – наклонная поверхность вкладыша (B, C); 7 – внутренняя поверхность вкладыша до обработки;  $P_{вн}$  – внешняя нагрузка.

На рис. 3 хорошо видно расположение зон поддержания: выполняются две зоны поддержания в нижнем вкладыше и две зоны поддержания в верхнем вкладыше. Зоны поддержания – площадки, где действуют гидродинамические силы, вызванные перемещением одной из поверхностей в наклонно-эквидистантном смазочном слое. Длина зоны поддержания обычно составляет от 20 до 40 мм. Если длина зоны поддержания больше указанных пределов, она используется неэффективно. Расположение зон поддержания центрирует цапфу по оси вкладыша, оно может быть различным в зависимости от размеров вала, величины внешней нагрузки, длины вкладыша. Расстояние между отдельными зонами поддержания должно быть конструктивно максимально возможным и использоваться в качестве холодильников для охлаждения узлов трения.

При переводе подшипниковых узлов СЭУ на жидкостную смазку с использованием наклонно-эквидистантных поверхностей в зоне контакта уменьшается трение и, как следствие, снижается температура, повышается механический КПД узла и, соответственно, расход топлива. В связи с уменьшением температуры в зоне контакта, требуется меньшее количество масла для охлаждения узла. При уменьшении температуры в узле трения хотя бы на 10°C срок службы масла возрастает примерно в 2 раза.

Повышение эффективности СЭУ при использовании НЭП представлено в таблице 1.

Таблица 1. Повышение эффективности СЭУ путем использования НЭП

Параметр	До применения НЭП	После применения НЭП
1. Удельный расход топлива для двигателя, г/(кВт·ч)	171	164
2. Расход циркуляционного масла г/(кВт·ч)	14	1,35
3. Срок службы циркуляционного масла	замена с установленными нормами	срок службы возрастает, замена масла после периодического контроля
4. Износ вкладышей подшипников скольжения	0,03 мм за 10000 часов	0,01 мм за 10000 часов
5. Механический КПД узла	0,95	0,98

При использовании НЭП, в связи с наличием разделяющей масляной пленки между поверхностями, уменьшается их износ, а, следовательно, значительно снижается загрязнение масла продуктами износа. По паспортным данным среднеоборотных двигателей износ вкладыша подшипников скольжения за 10000 часов составляет 0,03мм. Ведущие фирмы мира активно занимаются проблемой уменьшения износа трущихся поверхностей. Так производитель двигателей HYUNDAI по лицензии MAN B&W при частичном использовании модифицированных поверхностей для головного подшипника двигателя S70MC (выпуск 2004г.) довела износ вкладыша всего до 0,01 мм на 10000 часов работы.

Снижение износа подшипниковых узлов уменьшает затраты на запасные части, объём и сроки ремонта. Уменьшение эксплуатационных расходов на организацию нормального функционирования узлов пропульсивного комплекса увеличивают эффективность работы судна в целом.

### Выводы

1. С целью повышения эффективности работы СЭУ в основных узлах трения необходимо использовать наклонно-эквидистантные поверхности.
2. Длины поверхностей, наклонной и эквидистантной, а также угол наклона должны быть рассчитаны для каждого конкретного узла.
3. Зоны поддержания НЭП целесообразно использовать для базирования и центрирования взаимно перемещающихся поверхностей.
4. Применение НЭП в узлах трения СЭУ сопровождается ростом КПД, снижением расхода масла, уменьшением износа узла трения.

## *СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ*

1. Ломаковская Т.Ю. Улучшение условий смазки поверхностей с применением нестандартных форм контакта // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – № 3 (381). – С. 129–135.
2. Ломаковская Т.Ю. К вопросу о применении наклонно-эквидистантных поверхностей в узлах трения элементов СЕУ // Зб. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2006. – № 2. (407) С. 104–108.
3. Перекрестов А.П. Способы повышения работоспособности подшипников скольжения / А.П. Перекрестов, В.А. Чанчиков // Вестн. АГТУ. Сер. Морская техника и технология. – 2010. – № 1. – С. 147 - 152.

УДК 621.899

Микачёв А.Ю, рук. к.т.н., доц. Аболешкин С.Е.

Одесская национальная морская академия

### **ДОЛИВ МАСЛА И ЕГО ВЛИЯНИЕ НА СОСТОЯНИЕ СУДОВЫХ ДВС**

Совершенствование технической эксплуатации судовых дизелей неразрывно связано с проблемой повышения эффективности их технического обслуживания. Одним из путей решения данного вопроса является широкое внедрение в практику эксплуатации морских судов системы технического обслуживания по фактическому состоянию. Ее применение способствует, в частности, значительному увеличению срока службы моторных масел (ММ), т.е. переводу их в разряд «долгоработающих», когда замена ММ осуществляется при достижении одним или несколькими его показателями браковочного значения. Такая система, безусловно, способствует экономии и рациональному использованию смазочных материалов в судовых ДВС.

Компенсация естественной убыли масла (расход на угар, протечки и т.д.) из системы смазки (СС) дизеля осуществляется при этом многочисленными залповыми доливами свежего масла. Однако смешение свежего и работающего масла (РМ) может привести к нарушению устойчивости дисперсной фазы (ДФ) загрязнений и вызвать не только снижение срока службы ММ, но и увеличение грязевой нагрузки на фильтрующие элементы (ФЭ) маслоочистителей, интенсивное нагаро- и лакообразование, увеличение скорости изнашивания подшипников и деталей ЦПГ.

Особенностью эксплуатации судовых моторных масел являются большие объемы масляных систем и длительное время эксплуатации без смены. В судовых дизелях с большой вместимостью смазочной системы смену масла проводят по фактическому состоянию. На основании сопоставления результатов лабораторного анализа основных физикохимических характеристик моторного масла с комплексом браковочных показателей технический менеджмент судоходной компании принимает решение о возможности дальнейшей работы масла в СС дизеля. Таким образом, моторные масла судовых дизелей являются долгоработающими. Количество доливов, особенно в системах смазки мощных судовых

среднеоборотных дизелей, за весь срок службы масла достигает нескольких сотен.

Проведенные исследования указывают на неоднозначную оценку влияния долива свежего моторного масла на надежность его работы в СС дизеля. С одной стороны, отмечается очевидный положительный эффект, связанный с «освежением» работающего масла. Прежде всего, он заключается в увеличении концентрации активных компонентов многофункциональных присадок в РМ, что, как следствие, вызывает торможение процесса его старения и увеличение срока службы. С другой – указывается негативное влияние долива свежего масла, особенно в количествах, превышающих 10–15 % от его объема в системе смазки. Негативное влияние проявляется, прежде всего, в укрупнении частиц твердой фазы в смеси по сравнению с состоянием частиц в работавшем масле до смешивания, что приводит к потере дисперсной устойчивости нерастворимой фазы загрязнений. Нарушение устойчивости ДФ загрязнений может вызвать не только интенсификацию нагаро- и лакообразования, но и увеличение скорости изнашивания подшипников и деталей ЦПГ.

По результатам обработки годичных наблюдений за эксплуатацией восьми главных среднеоборотных двигателей 6 ЧН40/46 построена гистограмма долива масла (рис. 1). Из этих данных следует, что наибольшее число случаев долива приходится на диапазон объемов до  $V_t = 5–15\%$  от среднестатистического количества масла  $V_c$  в системе смазки дизеля. Максимальный зафиксированный объем доливаемого масла достигал 62 %.

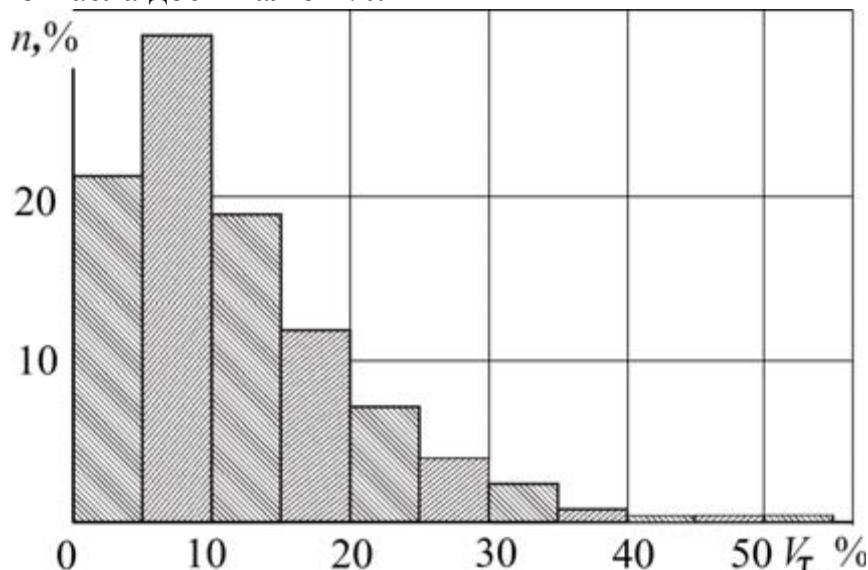


Рис. 1. Гистограмма доливов масла;  $n$  – относительное число случаев долива,  $V_t$  – объем долива

Необходимо найти рациональные режимы долива, которые позволили бы минимизировать отрицательное влияние долива на работу двигателя и снизить срок необслуживаемой работы средств очистки. В качестве параметра оценки наличия в масле частиц ГДФ предложено использовать  $Q_{fi}$  – интенсивность очистки полнопоточного фильтра тонкой очистки масла. Этот показатель универсален. С одной стороны, его увеличение однозначно указывает на сокращение ресурса работы бумажных ФЭ, с другой стороны – на увеличение в работающем

моторном масле количества ГДФ загрязнений, поскольку коэффициент полноты отсева тем выше, чем больше в ММ частиц, соизмеримых с размером пор фильтровального материала. Очевидно, что минимизация отношения интенсивности очистки после долива масла  $Q_{\Phi i+1}$  к интенсивности очистки до долива  $Q_{\Phi i}$  может служить показателем негативного влияния долива масла в систему смазки и одновременно критерием устойчивости ДФ:

$$K_Q = \frac{Q_{\Phi i+1}}{Q_{\Phi i}} \rightarrow \min.$$

С помощью модельного эксперимента были рассчитаны значения  $K_Q$  при доливе масла в объеме  $V_{рац} = 1-62\%$ . Выполненные расчеты показали наличие минимума в функции  $K_Q = f(V\tau)$ . Величина долива масла, при котором наблюдается наименьшее значение  $K_Q$ , было названо рациональным объемом долива  $V_{рац}$ . Выявлено, что величина минимума критерия  $K_Q$  зависит от состояния и типа применяемого моторного масла.

Как видно на рис. 3, рациональным доливом к работающему маслу при  $\text{ЩЧост} = 90\%$  с исходным  $\text{ЩЧсв} = 10 \text{ мг КОН/г}$  является величина  $V_{рац} = 17,0\%$ ; для масла с  $\text{ЩЧсв} = 20 \text{ мг КОН/г}$  –  $V_{рац} = 21,7\%$ ; а если  $\text{ЩЧсв} = 30 \text{ мг КОН/г}$  – рациональный объем долива составит  $25,0\%$ . Отсюда следует, что чем выше уровень детергентных свойств, тем меньше заметно негативное влияние долива.

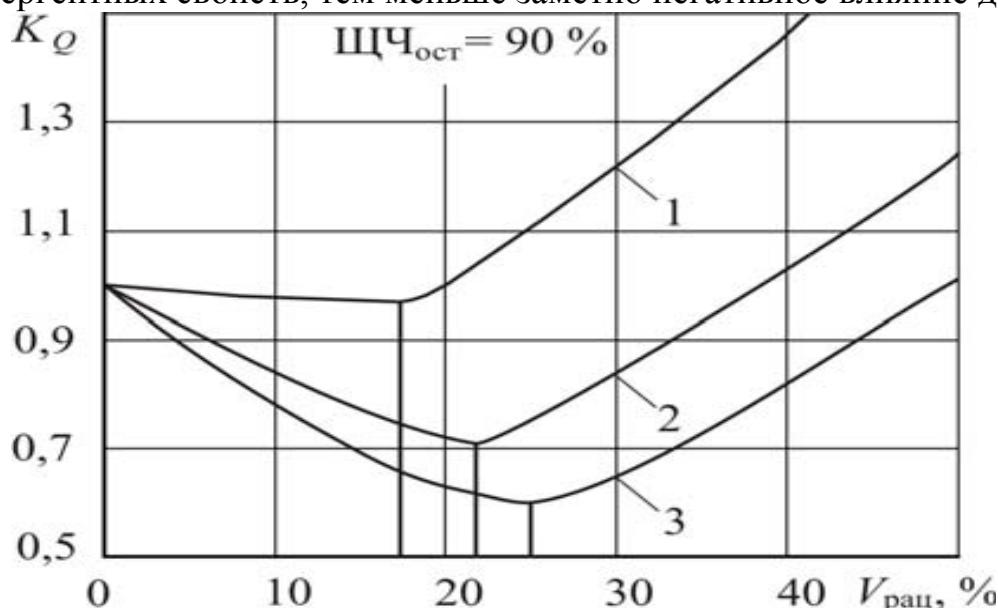


Рис. 2. Зависимость критерия  $K_Q$  от объема долива свежего масла:  
1 –  $\text{ЩЧсв} = 10$ ; 2 – 20; 3 – 30 мг КОН/г

На рис. 2 показано, что рациональным доливом к работающему маслу с исходным  $\text{ЩЧсв} = 30 \text{ мг КОН/г}$  при  $\text{ЩЧост} = 90\%$  является величина  $V_{рац} = 25\%$ ; при  $\text{ЩЧост} = 70\%$  –  $V_{рац} = 15\%$ . При срабатывании присадки на 50% минимум не наблюдается. Долив любой порции свежего масла к такому маслу приводит к снижению эффективности работы фильтра. Удалось зафиксировать нижний уровень остаточного щелочного числа РМ, при котором определяется минимальное  $K_Q$  –  $\text{ЩЧост} = 58\%$ . При этом  $V_{рац}$  составляет всего 2%.

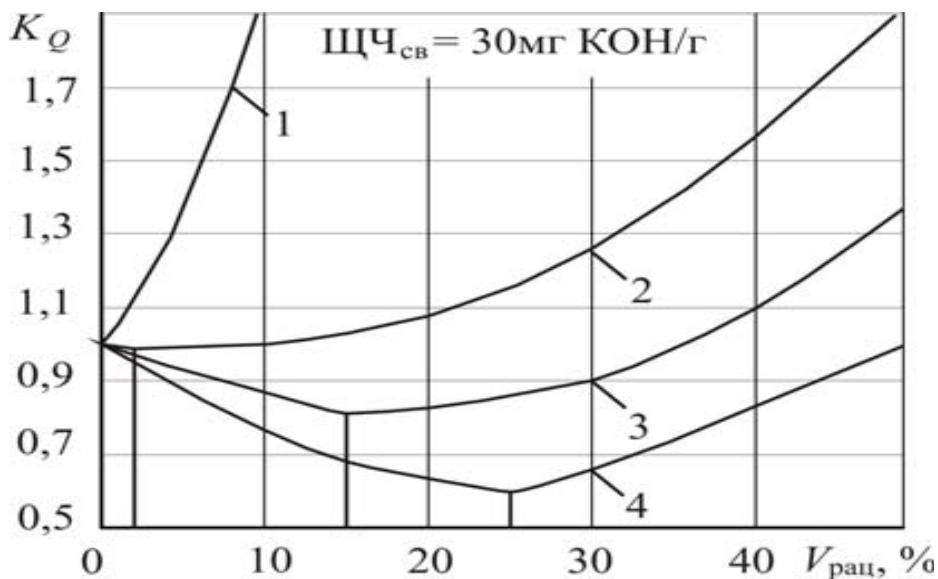


Рис. 3. Зависимость критерия  $K_Q$  от объема долива свежего масла:  
1 – ЩЧ<sub>ост</sub> = 50; 2 – 58; 3 – 70; 4 – 90 %

Проведенные исследования позволяют разработать методику снижения негативного влияния долива масла.

Разработана методика выбора рационального режима, базирующаяся на полученных результатах исследования. Ее основу составляет номограмма (рис. 4).

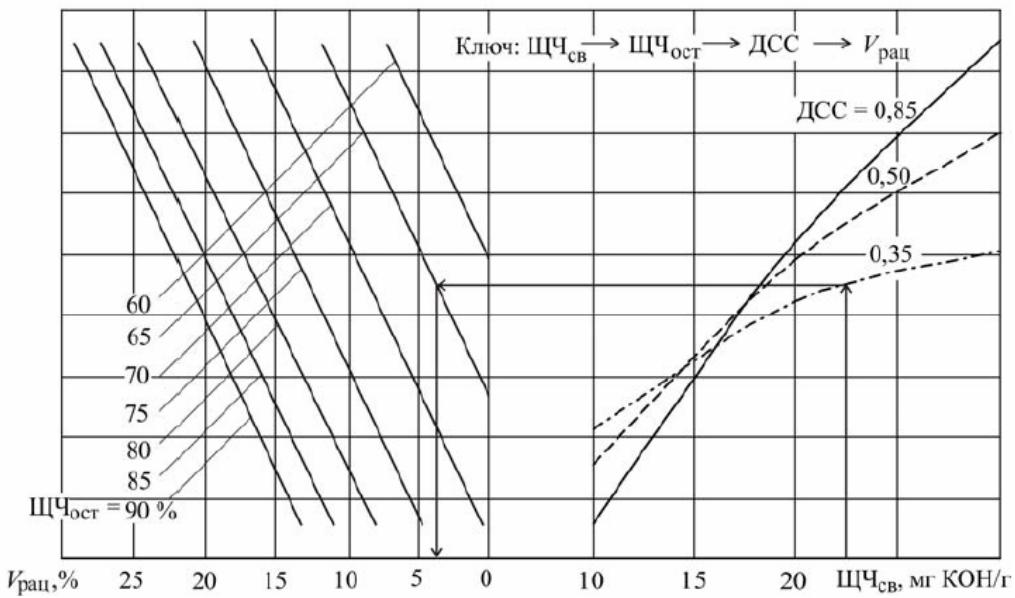


Рис. 4. Номограмма определения рационального режима долива

В условиях эксплуатации, используя лабораторные методы экспресс-анализа, способен оценить состояние РМ и с помощью номограммы определить рациональный объем доливаемой порции свежего масла, не способный нарушить устойчивость ДФ загрязнений и вызвать негативное влияние на техническое состояние дизеля.

### Общие выводы

На основе расчетно-экспериментальных исследований процессов массообмена в системе смазки ДВС научно обоснованы режимы долива моторного масла

для компенсации его угаря, обеспечивающие самые выгодные условия эксплуатации двигателя. При этом значительно снижается скорость срабатывания присадок, достигнуто увеличение срока службы моторного масла и фильтрующих элементов маслоочистителей в 1,3–1,5 раза. Улучшение состояния моторного масла при его рациональном доливе способствует снижению в 1,2–1,3 раза изнашивания основных деталей судовых дизелей и не менее чем на 20 % уменьшает нагаро- и лакообразование в их цилиндро-поршневой группе.

Рациональный объем доливаемого масла в зависимости от диспергирующих свойств свежего масла и степени срабатывания присадок находится в диапазоне 3–25 % остаточного объема работающего ММ. Чем выше наработка масла (срабатывание присадок) и ниже его диспергирующие свойства, тем меньше рациональный объем доливаемой порции. Для работающего масла, достигшего браковочного уровня по щелочному числу, объем доливаемого масла должен быть как можно меньше.

#### *СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ*

1. Надежкин, А. В. Нанопроцессы при доливе свежего масла в систему смазки судового дизеля / А. В. Надежкин, И. В. Соколова // Транспортное дело России. – М., 2006. – №7. – С. 105–107.
2. Соколова, И. В. Анализ дисперсности продуктов загрязнения рабочего моторного масла при доливах в систему смазки судового дизеля / И. В. Соколова // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – Новосибирск, 2008. – С. 215–218.

УДК 681.518.5

Демиров В.В., аспирант, Гвоздева И.М., д.т.н., профессор

Одесская национальная морская академия

Миргород В.Ф., д.т.н., профессор

Военная академия (г. Одесса)

#### **МЕТОДЫ ТRENDOVOGO KONTROLJA V SOVREMENNÝX SISTEMAX DIAGNOSTIKI SUDOVYX ENERGETICHESKIX USTANOVOK**

**Аннотация.** Рассматривается проблема перехода с эксплуатации по назначенному ресурсу к эксплуатации по техническому состоянию судовых энергетических установок. Проведен обзор систем управления и диагностирования, применяемых на современных судах зарубежной постройки. Выполнен анализ используемых в системах диагностирования методов трендового контроля и установлены их недостатки. Предложено усовершенствование методов трендового контроля, применяемых в СД технического состояния судовых энергетических установок в направлении применения многомерных статистик.

**Ключевые слова:** техническое диагностирование, эксплуатация по техническому состоянию, системы диагностики, методы трендового контроля, трендовые статистики, судовая энергетическая установка.

**Annotation.** The problem of the transition from the assignment resources operation to the technical state operation of the ships power plants were considered. The management and diagnostic systems used on modern ships of foreign construction were reviewed. Trend control methods used in diagnostic systems were analyzed and their shortcomings were defined. The improving of trend control methods used in ships power plants technical state diagnostic systems towards the using of multidemantional statistics were proposed.

**Keywords:** technical diagnostics, technical state operation, diagnostic systems, trend control methods, trend statistics, ships power plant.

**Введение.** В связи с тенденцией перехода от эксплуатации сложных технических объектов (СТО) по назначенному ресурсу к эксплуатации по техническому состоянию требуется принятие мер по повышению эксплуатационной надежности современных судовых энергетических установок (СЭУ). Повышение эффективности систем технической диагностики (СТД) достигается усовершенствованием методов трендового анализа и контроля на основе современных информационных технологий.

**Основная часть.** Применяемые в настоящее время в СТД судовых энергетических установок методы трендового контроля позволяют установить только факт отклонения регистрируемых параметров от их номинальных значений [1–3], однако определить степень возникшей тенденции к изменению контролируемых параметров и дать прогнозную оценку их возможного состояния не представляется возможным. Анализ используемых в СТД методов трендового контроля указывает на недопустимо высокий уровень ошибок второго рода (“ложных тревог”), что приводит к необоснованному снятию объектов с эксплуатации и, как следствие, снижению уровня доверия к надежности выводов СТД. Основной причиной указанного явления является игнорирование естественного эксплуатационного тренда [4], поскольку большинство используемых трендовых статистик основаны на двухальтернативной гипотезе: наличия либо отсутствия тренда. Представляется перспективным применение многомерных статистик, учитывающих наличие естественного, связанного с выработкой ресурса, тренда параметров при эксплуатации СЭУ, при этом диагностическое сообщение выдается при установлении различия трендов измеренных и расчетных данных, полученных на основе использования эталонной модели взаимосвязи параметров нормального работоспособного состояния диагностируемого объекта [4].

Современные суда зарубежной постройки оборудованы такими системами диагностики и контроля параметров СЭУ, как DATA CHIEF C20 компании KONGSBERG, которая предназначена для контроля текущих параметров оценки ее технического состояния [5], а также выполняет функцию аварийно-предупредительной сигнализации. Кроме того, в указанной СТД имеется возможность выполнять диагностирование дистанционно с берега, что позволяет выполнять непосредственное наблюдение за эксплуатацией и ремонтом системы.

Принцип работы известной [6] судовой системы диагностики FAKS (Fault Avoidance Knowledge System) основан на применении методов экспертной оценки возникающих изменений технического состояния СЭУ. В данной СТД преду-

смотрено, также, сопоставление данных регистрации с тестовыми данными, полученных на основе использования математических моделей СЭУ, а также компьютерная обработка данных и выдача диагностического сообщения о текущем состоянии СЭУ.

Система RT-flex фирмы Wartsila состоит из внутренней системы управления WECS (wartsila engine control system) и внешней дистанционно-автоматической системы управления главного двигателя, имеет возможность осуществления контроля текущего технического состояния СЭУ, а также тестирования, прогнозирования и изменения основных параметров, характеризующих функционирование СЭУ [1,2].

Мониторинговая система диагностики “Watch free system WE22”, разработанная компанией TERASAKI, выполняет функции контроля технического состояния СЭУ и оповещения о выходе контролируемого параметра за установленные пределы, вывода информации о текущем состоянии СЭУ, управления вспомогательными механизмами СЭУ (контроль ошибок в работе, взаимосвязи оборудования, управление клапанами), обмена информацией между операторскими станциями, которые могут располагаться в разных частях судна, позволяющих осуществлять удаленный мониторинг СЭУ и производить контроль текущих параметров, а также в рассматриваемой СТД предусмотрен подсчет часов работы СЭУ, по которым определяется необходимость ее текущего ремонта. [7].

В работе [9] предложены методы многомерного трендового анализа временных рядов для решения задач прогноза состояния сложных технических объектов.

Обзор наиболее часто применяемых трендовых статистик [10] показывает, что совершенствование СТД, применяемых для контроля состояния сложных технических объектов, должно идти в направлении усовершенствования трендовых критериев с учетом естественного тренда параметров технического состояния СЭУ в течение их жизненного цикла.

На основе проведенного анализа методов трендового контроля, применяемых в современных СТД, можно отметить следующее:

- в существующих СТД осуществляется проверка соответствия текущих параметров технического состояния диагностируемых объектов их номинальным значениям без учета степени старения объекта и возможных отклонений номинальных контролируемых параметров в процессе жизненного цикла изделия;

- каждая СЭУ имеет свои конструктивные особенности, поэтому для оценки ее технического состояния и решения задач прогнозирования необходимо создание ее индивидуальной математической модели для повышения достоверности результатов диагностирования.

**Выводы.** Представляется перспективным усовершенствование методов трендового контроля, применяемых в СТД технического состояния судовых энергетических установок в направлении применения многомерных статистик, учитывающих наличие естественного, связанного с выработкой ресурса, тренда параметров при эксплуатации СЭУ.

## *СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ*

1. Wartsila 2 stroke engines Manual “Operator flexView”. – Switzerland, 2008. – P. 152.
2. Wartsila RT-flex82C Operating manual “Marine”. – 2009. – rev 2.3.1. – P. 42.
3. Миська А.Р., Трендовый контроль режимных параметров дизель-генераторных установок// Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков. – 2010г. – С. 154-157.
4. Миргород В.Ф., Деренг Е.В., Оценка доверительных интервалов трендовой компоненты временных рядов/ Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков. – 2014. – С. 175-179.
5. Kongsberg Norcontrol marine automation systems. – Norway, 2005. – 140 p.
6. Электронный ресурс. – [http://www.eurostarltd.net/prog/voznitskii\\_sredneoborotnye.htm](http://www.eurostarltd.net/prog/voznitskii_sredneoborotnye.htm).
7. Варбанец Р. А. Системы компьютерной диагностики судовых дизелей. Судоходство, 2004, С. 24-27.
9. Миргород В.Ф., Гвоздева И.М., Многомерный трендовый анализ временных рядов в задачах оценки технического состояния/ Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков. – 2012. – С. 241-244.
10. Епифанов С.В., Кузнецов В.И., Богаенко И.И. и др. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей. – К.: Техника, 1998.–312 с.

УДК 621.181.27: 629.12

Шишкин В.С., рук. доц. Руденко В.И.  
Одесская национальная морская академия

### **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СЖИЖЕННОГО ГАЗА ВО ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ КОТЛАХ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК**

В настоящее время в мировой промышленности и энергетике наблюдается значительный рост потребления сжиженного природного газа. Ожидается, что газ будет играть все большую роль на мировом энергетическом рынке, в следующие несколько лет и в будущем частично вытесняя нефть. Учитывая, что между месторождениями газа и его потребителями значительные расстояния, доставка газа производится по трубопроводам и перевозкой на специальных морских судах.

Распределение запасов газа в мире неравномерно. Оно показано на рис.1 , где представлена информация Компании British petroleum о распределение запасов природного газа по государствам мира

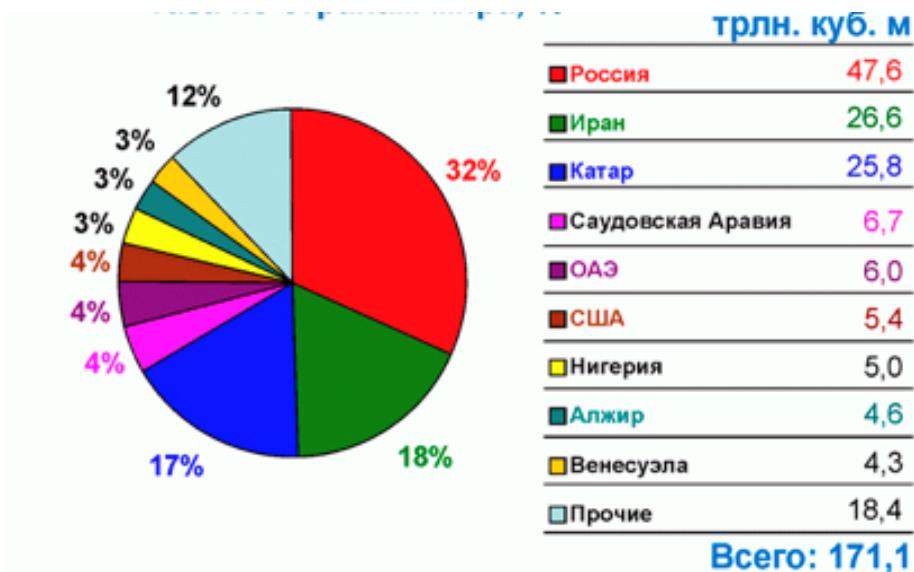


Рис.1. Распределение подтвержденных запасов газа по странам мира, %

Мотивировка сжижения природного газа очень проста. При атмосферном давлении, газ охлаждается до перехода в жидкое состояние, его объем уменьшается примерно в 600 раз. Это делает сжижение и транспортировку газа из крупных удаленных месторождений на большие расстояния экономически оправданной.

Комбинация относительной дешевизны предприятия и транспортировка сжиженного природного газа (СПГ), возрастающий спрос стран-импортеров и их желание иметь стабильные поставки газа дает большие перспективы быстроразвивающемуся рынку СПГ. С начала 2000 годов статистика показывает беспрерывный рост экспорта и импорта СПГ.

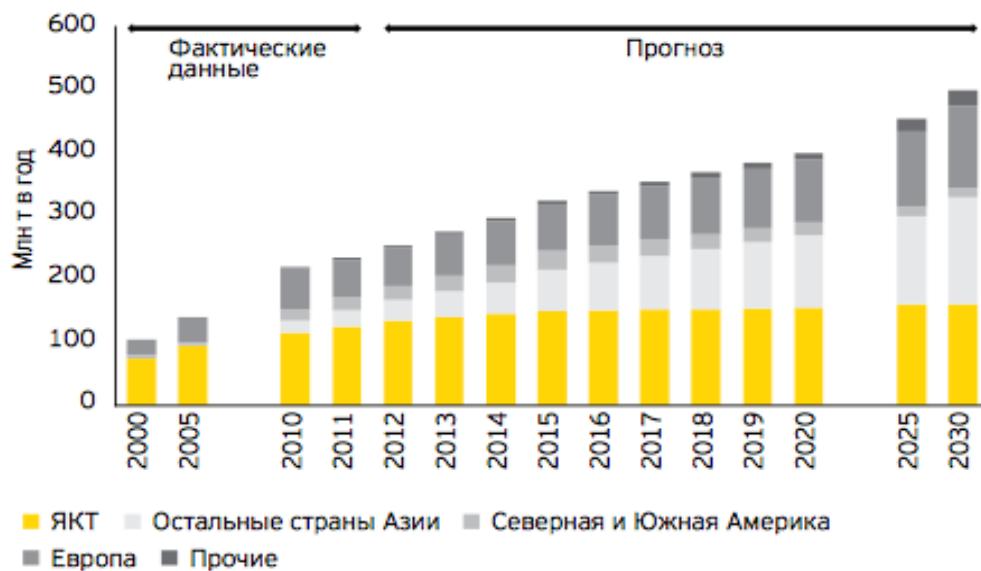


Рис.2. Мировой спрос на СПГ

Производственно-сбытовая цепочка СПГ включает сжижающие установки и приемные терминалы, а также морские транспортные маршруты и сами танкера газовозы.

Заводы базовой нагрузки находятся на всех континентах. Всего в мире работает 20 базовых заводов по производству СПГ, четыре из которых в настоящее время расширяются. Шесть заводов строятся.

Доставка СПГ осуществляется на приемные терминалы. Там он хранится в теплоизолированных резервуарах до подачи в местную систему транспортировки. Всего в мире на 2012 год было 60 действующих приемных терминалов, а еще 22 были на этапе строительства. На рис.3 показано распределение терминалов, заводов и бункеровочных станций.

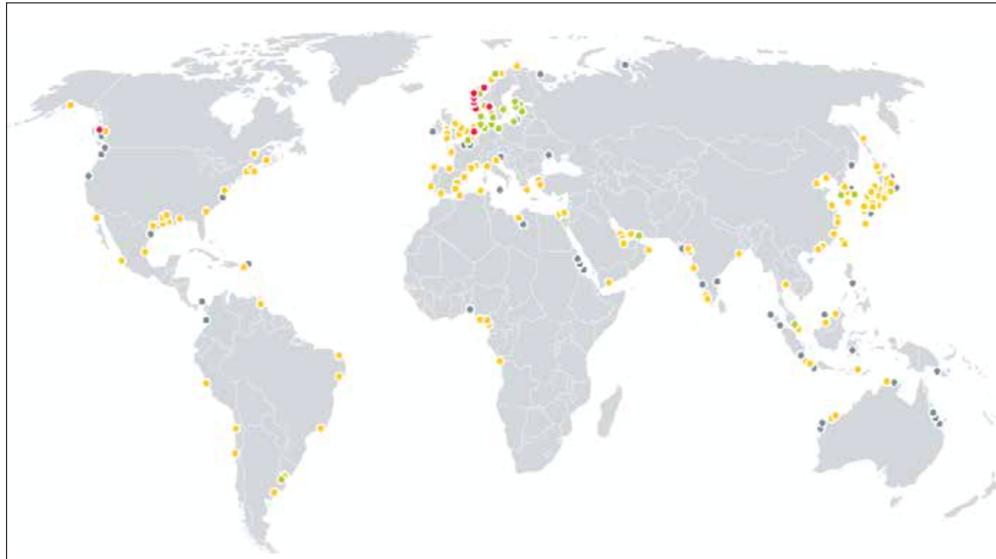


Рис.3 Распределение терминалов на карте мира.

- \* существующие LNG бункеровочные станции
- \* планируемые LNG бункеровочные станции
- \* существующие LNG установки/терминалы
- \* планируемые LNG установки/терминалы

В большинстве промысловых операций используется цикл охлаждения с эффектом расширения Джоуля-Томсона. В современных установках для производства СПГ используется 2 варианта циклов охлаждения: с использованием смешанного хладагента и каскадное охлаждение чистыми компонентами.

Перед транспортировкой газ готовится для конечного пользователя, то есть удалить разные примеси такие как: вода, сероводород, гелий, ртуть и др., а также подготовить трубопровод заполнив его азотом, для создания нейтральной среды.

Плавучие заводы по сжижению могут использоваться для освоения и разработки удаленных или труднодоступных месторождений газа, где стационарные платформы нерентабельны. Преимущества плавучих СПГ- заводов включают в себя более короткие сроки строительства и возможность их использования в других точках. Кроме того, применение плавучих заводов может способствовать сведению к минимуму воздействия на окружающую среду на побережье. Основная сложность заключается в обеспечении процессов сжижения, хранения и налива на мобильной платформе в изменяющихся климатических и морских условиях.

Рассмотрим историю перевозок СПГ. Первая морская перевозка была осуществлена судном «Methane Pioneer» в 1959 г. Его вместимость составляла всего лишь 5 560 м<sup>3</sup>.

Уже в 2008 году был введен в эксплуатацию СПГ танкер Mozah, типа Q-max, вместимостью 266 000 м<sup>3</sup>. На сегодняшний день в мире насчитывается уже более 400 СПГ - танкеров.

Используются несколько систем хранения СПГ на морских судах, но сегодня, в основном, применяются лишь две из них. Мембранные танки, установленные на 50% действующих судов - это крупные танки с тонкой металлической мембраной для удержания СПГ. Они поддерживаются теплоизоляцией между мембраной и корпусом судна. Мембранные изготавливаются из высоко никелевой стали, сплава с заданным тепловым расширением или нержавеющей стали и обычно имеют толщину от 0,7 до 1,2мм. Термоизоляция между металлической мембраной и корпусом судна обычно состоит из двух слоев фанерных коробов, заполненных перлитом или полиуретановой пеной и разделенных еще одной металлической пластиной (см. рис.4).

Система Moss используемая на 47% действующих судов, включает автономные сферические танки из алюминия. Они опираются на стальную юбку и не являются конструктивной частью судна.

Существует еще один тип танкеров газовозов - FSRU (Floating Storage Regasification Unit) – плавучее хранилище сжиженного природного газа. Такие суда разрешают исключить из стандартной цепи (добыча газа - охлаждение и хранение - погрузка, перевозка судном - разгрузка LNG, хранение в специализированных хранилищах и регазификация, т.е. выпаривание до состояния пригодного для транспортировки к потребителям по трубопроводам) последнего звена.

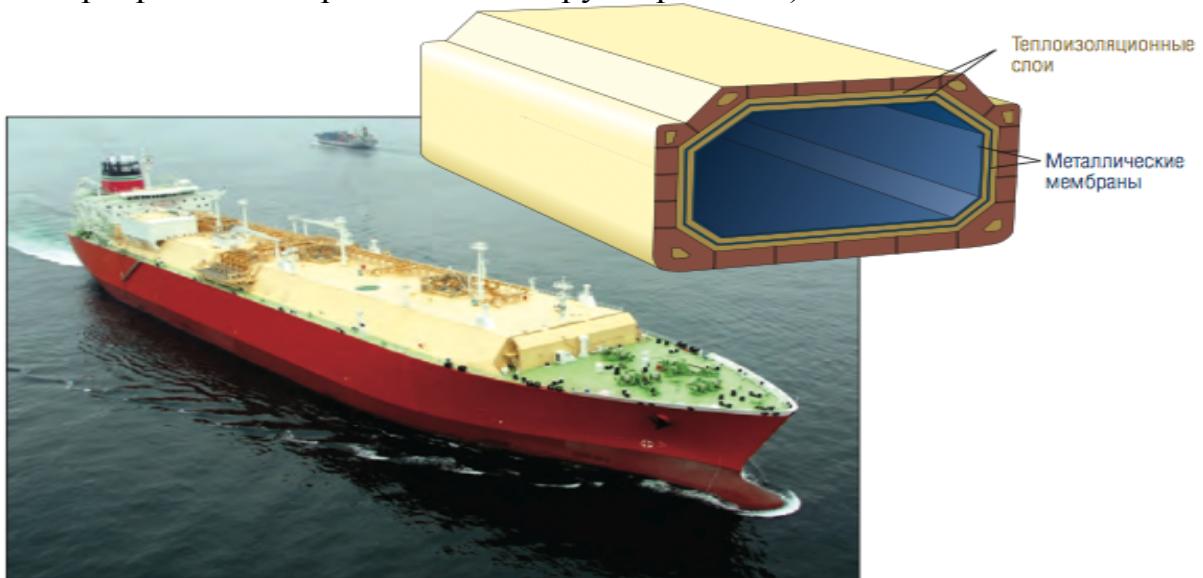


Рис.4 Танкер с мембранными танками.

Дополнительное оборудование на борту судна разрешает выпаривать LNG до газового состояния и подачи в потребительскую сеть, при этом судно может находиться на расстоянии более 200 миль от побережья и подавать газ в трубопровод на дне моря, соединенный с береговой системой. Это сокращает затраты на транспортировку и делает перевозки еще выгоднее.

На судах типа LNG в качестве силовой установки в основном используется паротурбинная. Это позволяет использовать в кotle часть газа, который перевозится. Кроме того котле является источником теплоты для подогрева газа перед его выгрузкой. На этих паротурбинных судах применяются паровые котлы двух типов: шахтного (U-type) и D-образные, показанные на рис.5 и рис.6.

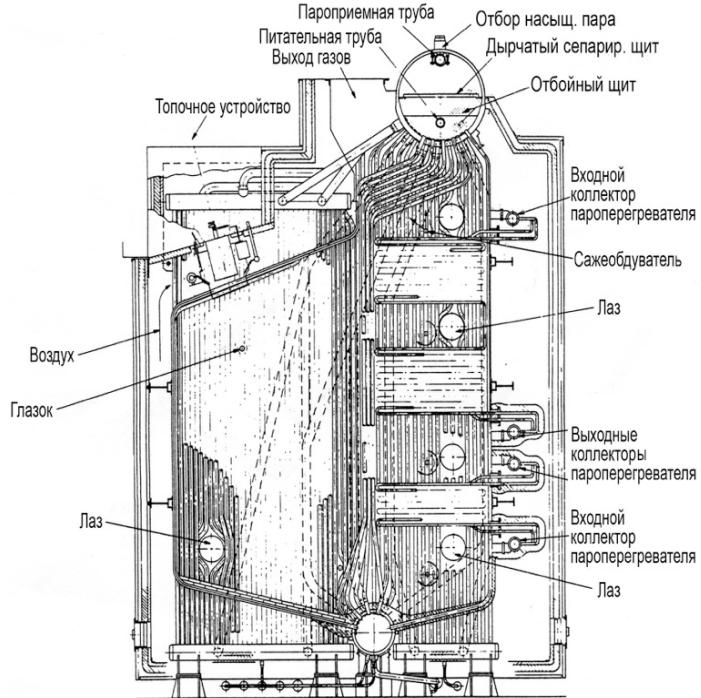


Рис. 5 Современный котлоагрегат шахтного типа (U-type) газовоза

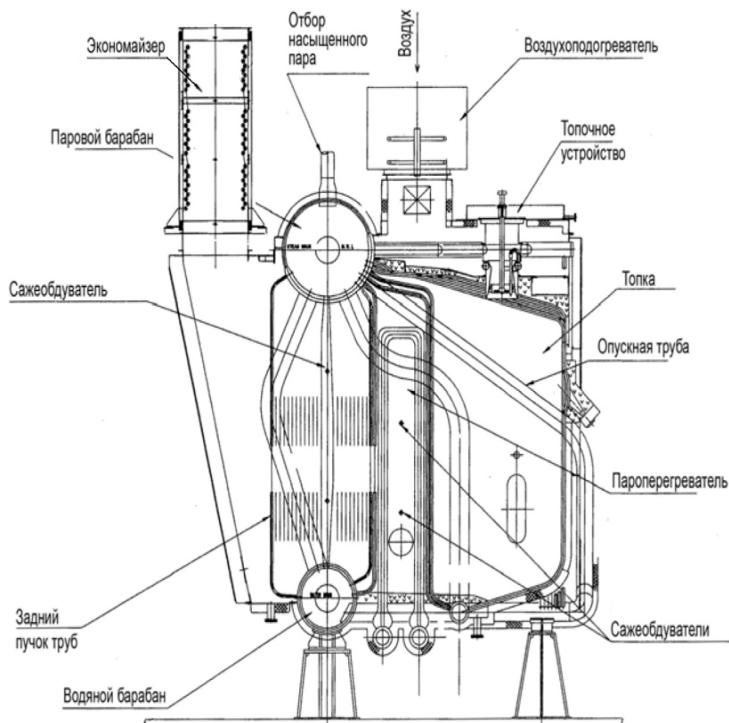


Рис. 6 Современный котлоагрегат D образного типа газовоза

В конструкциях этих котлов имеется ряд общих принципиальных решений. К ним относятся потолочное расположение топочных устройств, высокая степень

экранирования топок, паровой способ подогрева подаваемого в топку воздуха, применение в экономайзерах оребренных труб. К принципиальным различиям относятся использование пароперегревателей как змеевикового, так и петлевого типа, компоновка поверхностей нагрева горизонтально расположеными змеевиками и вертикально расположенными пучками труб.

Таблица 1. Характеристики котлоагрегатов

Параметры и показатели работы	Тип котла	
	D-образный	шахтный
Паропроизводительность, по перегретому пару кг/ч	48000	65000
Давление перегретого пара, кг/кв.см	61,5	66,3
Температура перегретого пара, град С	515	513
КПД, %	88,5	88,7

В настоящее время наблюдается тенденция внедрения газа на дизельных установках, все они работают по одной из трех технологий зажигания рабочего тела:

- 1)двигатели с искровым зажиганием на обедненной топливо-воздушной смеси.
- 2)двигатели, которые работают на природном газе по циклу Отто.
- 3)двуихтопливные двигатели с зажиганием от дизельного топлива и рабочим газом низкого давления.

Двигатели с искровым зажиганием работают только на природном газе, в то время как двухтопливные дизельно-газовые двигатели могут работать на дизельном топливе, СПГ и мазуте. На сегодняшний день можно выделить следующих производителей на данном рынке: Wärtsila, Rolls-Royce, Mitsubishi Heavy Industries, Caterpillar и др.

При искровом зажигании (рис.7, а) искра, которая проходит между массовым 4 и центральным 5 электродами, разогревает межэлектродный зазор 6. Тепло от зазора распространяется в прилегающий объем 7, образующий центр зажигания.

При газожидкостном зажигании (рис.7, б) факелы дизельного топлива 9, которые вспрыскиваются форсункой, становятся очагами зажигания. Организация форкамерно-факельного зажигания видна на схеме (рис.7, в).

В форкамеру 10 через клапан 11 подается газ или обогащенная газо воздушная смесь. В ходе сжатия в форкамеру через сопло 12 подается рабочая смесь в цилиндр. В результате к моменту, когда нужно зажечь заряд, в форкамере создается хорошо подготовленная к зажиганию смесь, состав которой подразумевает быстрое сгорание. Зажигание заряда осуществляется с помощью свечи зажигания. Заряд, который быстро сгорает в форкамере, образовывает факел 13 горячих продуктов сгорания, которые выбрасываются из форкамеры через сопло 12. Этот факел и становится очагом зажигания в основной камере сгорания.

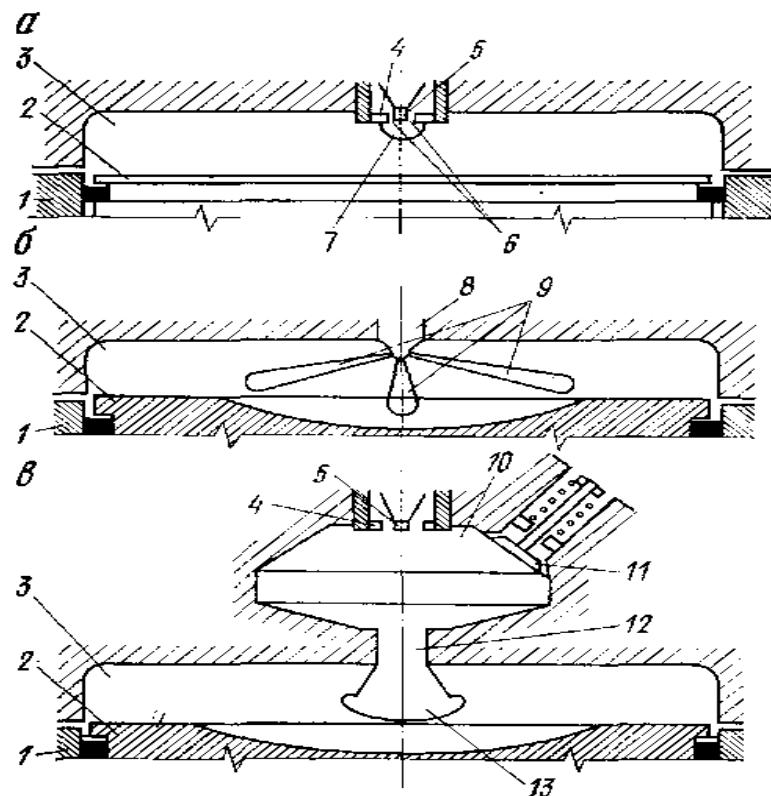


Рис.7 Схемы зажигания рабочей смеси: а – искровое зажигание; б – газожидкостное зажигание; в – форкамерно-факельное зажигание.

Особенное место в ряду судовых двигателей занимают двигатели системы Dual-Fuel, которые представляют собой двухтопливный вариант двигателей, работающих по дизельному циклу с использованием, как легкого топлива, так и газообразного топлива. Переход двигателя с одного вида топлива на другое происходит полностью автоматически и практически мгновенно, независимо от режима, на котором работает двигатель.

Одной из особенностей этих установок является то, что они работают на обедненных газовых смесях воздуха в 2 раза больше, чем требуется для полного сгорания. Поэтому большая часть тепла идет на подогрев воздуха, а это приводит к снижения температур сгорания и резкому падению образования NOx.

В тоже время, излишek воздуха может привести к пропускам воспламенения в цилиндрах. Поэтому при всех нагрузках значение коэффициента излишка воздуха должно находиться в относительно узком диапазоне. Регулирование соотношения воздух-газ происходит автоматически на всех режимах изменением производительности турбокомпрессора байпасированием выхлопных газов мимо ГТН.

Топливную систему дизеля разделена на три части: для газа, для резервного топлива и для зажигательного топлива. Отдельное присоединение системы зажигающего топлива означает, что оно работает на всех режимах работы дизеля : при работе на газе, на дизтопливе, и даже тяжелом топливе.

Двигатель пускают на дизельном топливе, используя главное дизельное и зажигающее топливо. На газ переходят, когда процесс сгорания стабилизируется во всех цилиндрах. При работе на газе количество зажигающего топлива состав-

ляет около 1% при работе на номинальной мощности. На рис.8 показан двухтопливный двигатель, а на рис.13 показана топливная система.



Рис.8 Двухтопливный двигатель 50DF фирмы Wartsila Corp.

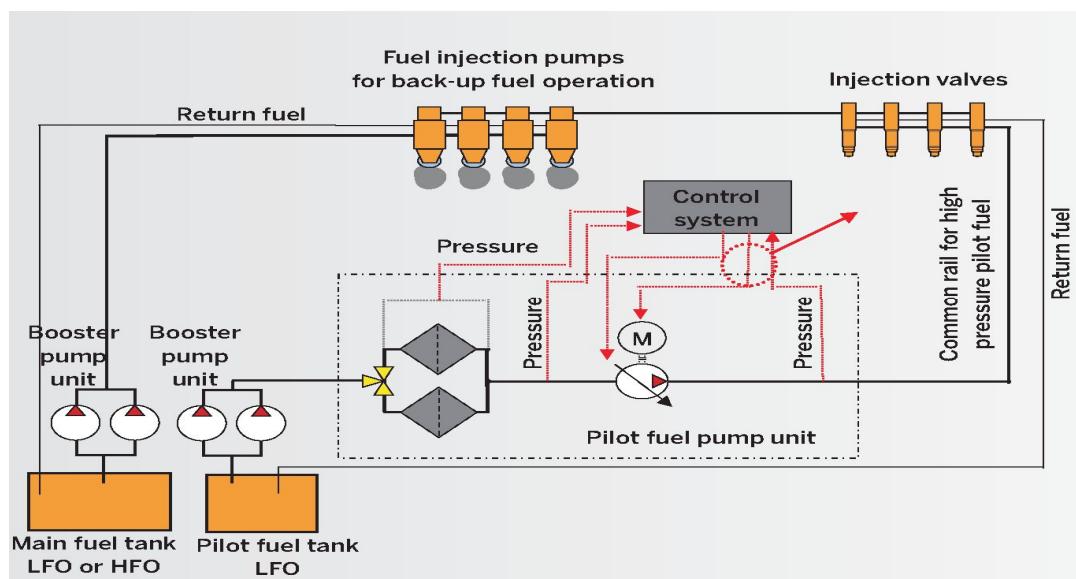


Рис.9 Трехтопливная система дизеля Wartsila 50DF

В нашей работе прорабатывается вопрос установки на газовозе с ДВС вспомогательного котла использующего как жидкое, так и газообразное топливо. Мы проработали дополнительную комплектацию такого котла, в которую входит топливная система подводящая газ к котлу (подогреватели, фильтры, цистерны, а также топочное устройство с горелками и систем подвода к ним газа). Выполнялся сравнительный расчет котла на жидком и газообразном топливе. Сделаны выборы об экономической целесообразность таких решений.

#### *СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ*

1. Marine engineer review 2010-2015
2. Руденко В.И. Дулдиер А.П., Эффективность использования современных мощных паротурбинных установок // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 24. – Одесса: ОНМА. – С. \_\_-\_\_.
3. [www.lngas.ru](http://www.lngas.ru)

УДК 621.822.6'824.32'436-022.312

Чичко К.А. Жуков П.О. Миндов И.Ю., рук. асс. Мурадян П.С.  
Одесская национальная морская академия

## ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Поршневые комбинированные дизельные двигатели средней быстроходности по крайней мере еще 10-15 лет будут вне конкуренции на морском транспорте.

Они обеспечивают самый низкий расход топлива, а благодаря применению новых материалов, способов организации рабочего процесса, совершенствованию конструкции и технологии изготовления базовых узлов позволяют обеспечить ресурсные, экономические и экологические показатели на уровне лучших мировых образцов.

В последнее время в эксплуатации среднеоборотных дизелей участились случаи выхода из строя подшипниковых узлов коленчатого вала. Для обеспечения конкурентоспособности среднеоборотных дизелей необходимо повышать надежность подшипниковых узлов коленчатого вала. В последние 5-8 лет исследования в области надежности подшипников коленчатых валов дизелей практически всех размерностей и назначений резко активизировались, что подтверждает актуальность выполненной работы. Все разработчики судовых дизелей особое внимание обращают на трибологическую систему "коленчатый вал-вкладыши подшипников" и формулируют требования к изготовлению коленчатых валов и подшипников на основе современных достижений техники в этой области.

Специализирующаяся на производстве подшипнике для двигателей фирма Miba Gleitager AG (Австрия) в числе современных требований к стандартным подшипникам указывает следующие параметры масляной пленки.

Минимальная толщина, мкм- 2

Максимальная удельная нагрузку бары.. 1000

Окружная скорость, м/с - 12

Удельная гидродинамическая мощность трение, Вт/мм<sup>2</sup>... 0, 15

Максимальная температура С - 140

В последние годы предпринимались значительные усилия в совершенствовании конструкции и материалов подшипников. Типичный подшипник для СОД состоит из двух стальных вкладышей, на каждый из которых нанесен промежуточный слой свинцовой бронзы или сплава алюминия с оловом. На промежуточный слой наносится электролитическое покрытие из сплава типа Pb-Sn-Cu.

Считается, что биметаллические подшипники менее выносливы к высоким усталостным нагрузкам. Однако триметаллические вкладыши более чувствительны к плохой смазке и инородным включениям, их также не рекомендуется повторно устанавливать после разборки двигателя.

Для увеличения ресурса работы подшипников в условиях применения тяжелого топлива, когда частицы, содержащие углерод, серу кремний и алюминий, попадают в масло при прорыве газов из цилиндра, конструкторы могут:

1. повысить тонкость очистки масла фильтрами до 5 или даже до 3 мкм но это решение требует дорогостоящего оборудования;

2. увеличить минимальную толщину масляной пленки, что трудноосуществимо в уже созданных двигателях;
3. применить более устойчивые материалы:

Именно третий путь в сочетании с улучшением очистки масла обещает требуемый эффект. В качестве рабочего третьего слоя для вкладышей используют различные композиции материалов.

Проблема повышений эксплуатационной долговечности судовых ДВС во многом определяется безотказной работой подшипников коленчатых валов. Основным повреждающим фактором рамовых и шатунных подшипников остается изнашивание. Оно представляет собой довольно сложный процесс, зависящий от множества факторов. На кривых изменения (рис. 1) выделяют три характерных участка. На первом участке  $t$  соответствующим периоду приработки в начале эксплуатации, наблюдается интенсивное изнашивание с постепенным уменьшением скорости  $a_i$ . На втором участке  $h$  (период нормальной эксплуатации) скорость изнашивания практически не меняется. Переменная спорость изнашивания обусловлена условиями нагружения подшипника, качеством смазки и многими другими условиями. Третий участок  $h$  (период интенсивного износа) характеризуется достижением предельного зазора, при котором дальнейшая эксплуатация подшипника становится нежелательной во избежание нарушения работоспособности подшипника.

Практический интерес представляет период нормальной эксплуатации, именно для него рассчитывают количественные показатели долговечности. Установить точные временные границы этого периода крайне сложно по причине случайных изменений функциональных зависимостей. По этой причине для описания изнашивания используют теорию случайных процессов. Согласно данной теории долговечность подшипника по износу до предельного зазора является случайной величиной, которая подчиняется определенному закону распределения. Его знания позволяют подсчитать вероятность того, что за указанную наработку зазор в подшипнике не достигает предельного значения. Между тем, более привлекательной является обратная задача – определение наработки соответствующей заданной вероятности. Понятно, что долговечность подшипника зависит от износа, сопряжения и увеличения зазора равной сумме износов вкладышей.

Таким образом, в общей проблеме долговечности подшипника важное место отводится определение предельно допустимого зазора.

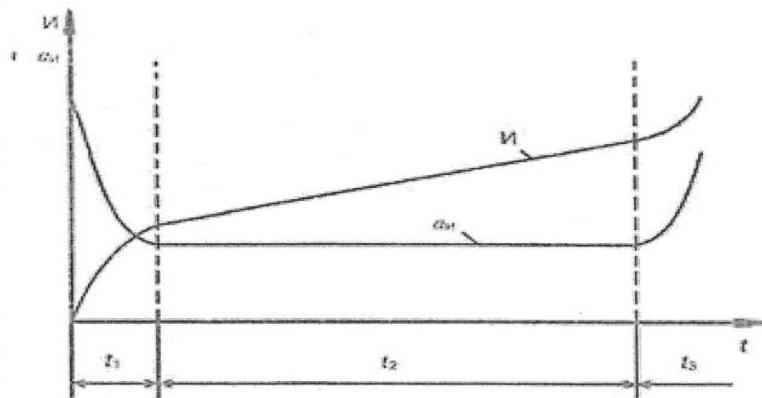


Рис 1. Кривые износа и скорости изнашивания

Толщина масляного слоя и зазор в подшипнике – величины взаимосвязанные; по мере наработки толщина слоя уменьшается, а зазор увеличивается (Рис. 2). Определение таким способом предельно допустимого зазора требует выполнения многократных интеграционных расчетов.

Считая решенным вопрос о зазорах , рассмотрим снова процесс изнашивания от установочного зазора до предельного состояния . Будем полагать , что по достижению износа, равного предельно допустимому зазору, ресурс подшипника исчерпывается.

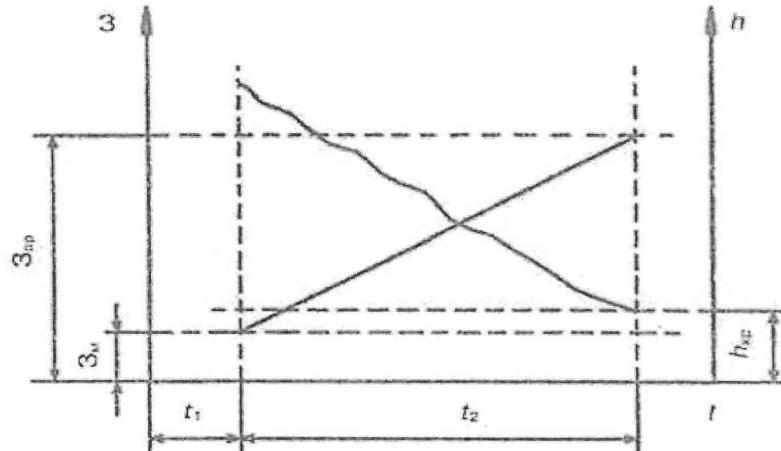


Рис. 2. Изменение зазора и толщины смазочного слоя

Технологическое повышение надежности подшипниковых узлов коленчатых валов среднеоборотных дизельных двигателей.

Анализ характера разрушений и отказов подшипников , показало, что его основу составляет твердый а-раствор на основе свинца и включений Pb<sub>3</sub>Ca. Твердость бронзовой части шатунного вкладыша составляет 78 НВ, а коренного вкладыша - 84 НВ (по ТУ > 70 НВ). Твердость баббитового слоя вкладышей - 18,6 НВ и 19,1 НВ, соответственно (по ТУ 20-26 НВ).

На рис. 1 приведены характерные примеры повреждений деталей подшипников.

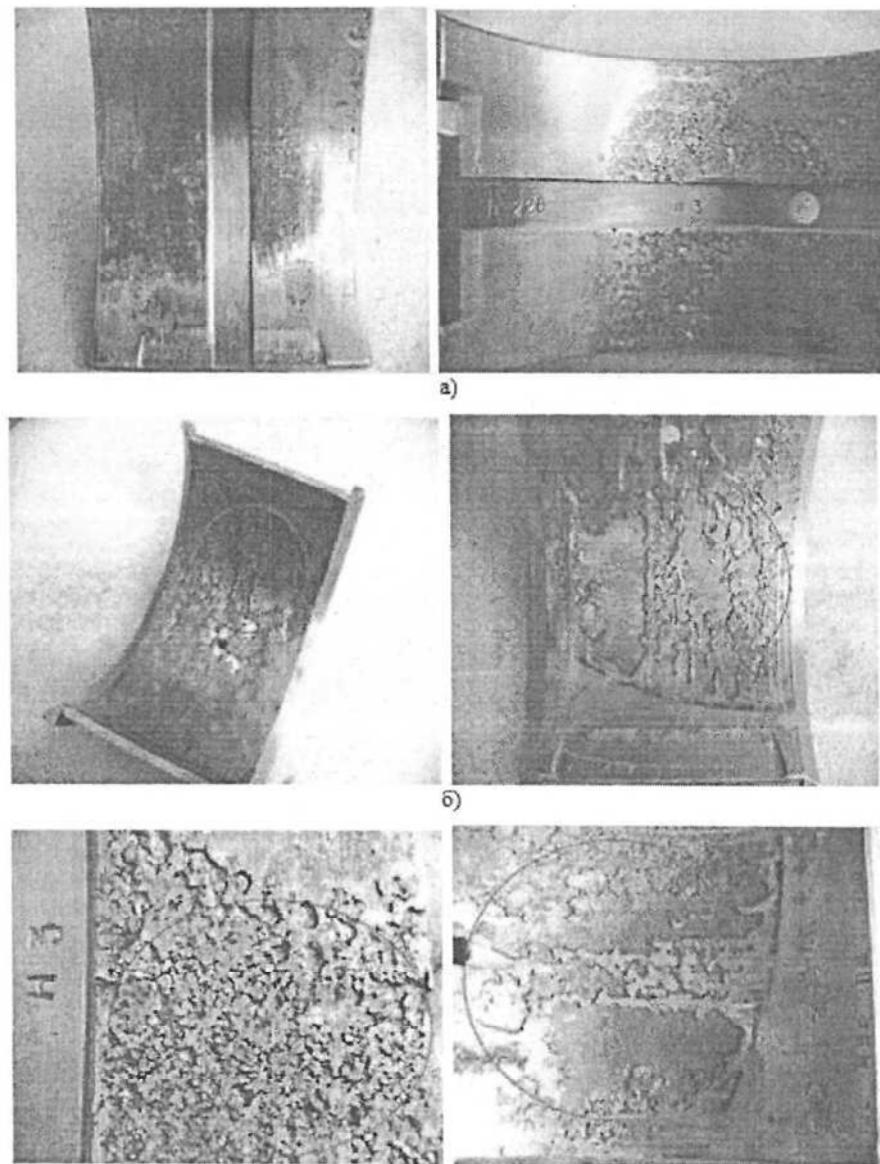


Рис.1 Разрушение баббитового слоя

Анализ повреждений деталей подшипников, проведенный с целью определения причин выхода из строя подшипников, позволил установить [2, 3] следующее:

степень износа рабочих поверхностей верхних и нижних вкладышей различная (рис. 1,а). Это свидетельствует о неравномерности распределения контактных нагрузок по баббитовому слою в процессе работы;

на фасках по буртам и в районе холодильника имеются наплывы выдавленного металла, а также участки с гладкой поверхностью, затертой до блеска, с рисками и надирами (рис. 6), что указывает на высокие контактные напряжения сопряженных поверхностей;

имеются две зоны разрушения поверхности баббитового слоя: - зона эрозионного разрыхления и разрушения, вызванного химическим воздействием агрессивной среды (рис. 1,в); - зона межкристаллитного усталостного расщепления и выкрашивания баббита вплоть до бронзовой основы вкладышей, расположенная в области максимального износа (рис. 6);

на наружной поверхности бронзовой части вкладыша в районе масляного отверстия и по буртам имеется темная окисная пленка и пригар масла, что свидетельствует о воздействии высоких температур в условиях эксплуатации.

При расправлении вкладышей под прессом растрескивания и отслаивания сохранившихся участков баббита эксплуатировавшихся вкладышей не обнаружено. Сцепление баббита с бронзой плотное, без видимых дефектов.

На рабочей поверхности вкладыша в зоне контакта с валом обнаружено два типа трещин: поверхностные, межкристаллитные, вызванные химической эрозией (рис. 2, а), и усталостные, распространяющиеся от поверхности почти до бронзы и далее параллельно границе раздела бронзы и баббита (рис. 2, б).

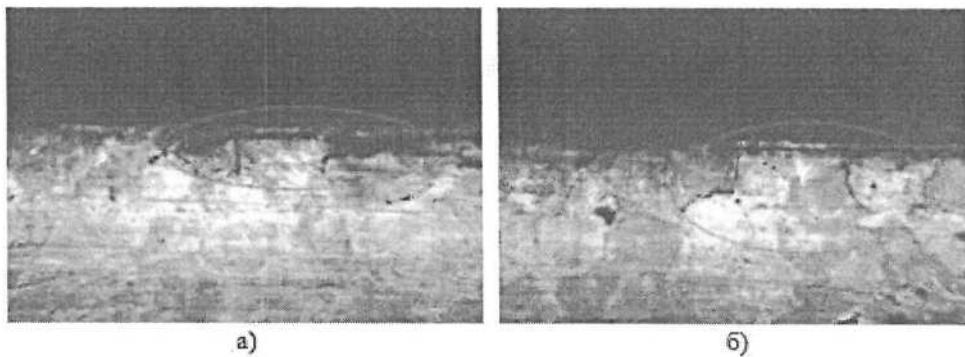


Рис.2

Таким образом, разрушение баббитового слоя вкладышей в процессе эксплуатации связано с химическим воздействием агрессивной среды на материал баббита в условиях высоких локальных температур. Глубокое межкристаллитное растрескивание и выкрашивание баббита является следствием резкого ускорения процесса эрозии под напряжением в областях с максимальными контактными нагрузками [2, 3].

Для выявления влияния температуры на интенсивность разрушения, вызванного химическим воздействием агрессивной среды, проведены испытания с постепенным

увеличением температуры масла на входе в дизель (при этом температура масла в масляном клине возрастает примерно пропорционально).

Установлено, что повышение температуры масла на входе в среднеоборотный дизель с бронзобаббитовыми и некоторыми сталеалюминиевыми вкладышами выше 90 °С приводит к ускоренному усталостно-коррозионному разрушению подшипников коленчатого и распределительного валов [4]. Полученные результаты позволяют сделать вывод, что один из основных путей повышения надежности подшипников скольжения коленчатого вала - снижение температуры масла в подшипнике.

## **Снижение температуры масла в подшипниках технологическими способами**

Тепловые процессы оказывают существенное влияние на надежность подшипников коленчатого вала. Происходит это по следующим причинам. Во-первых, чрезмерное повышение температуры приводит к ухудшению физико-механических и электрохимических свойств масла и материалов деталей подшипника. Во-вторых, разогрев деталей подшипника вызывает их тепловые деформации, что приводит к увеличению зазора в подшипнике и соответственно к уменьшению несущей способности масляного слоя. В-третьих, поскольку вязкость смазочных масел в сильной степени зависит от температуры, то при нагреве изменяется гидравлическое сопротивление зазора в целом и его отдельных частей, что непосредственно отражается на характере эпюры давления и на гидравлической реакции.

Температуру поверхности трения подшипникового узла коленчатого вала можно определить по формуле [5]

$$t=t_0 + kf\bar{v}s, \quad (1)$$

где  $t_0$  - средняя температура узла трения;  $k$ - коэффициент, учитывающий теплопроводность корпуса подшипника;  $f$  - коэффициент трения скольжения;  $\bar{v}$  - контактное давление;  $s$ - средняя скорость скольжения.

Коэффициент трения зависит от режима трения в подшипниковом узле. Как следует из [6], при нормальной работе дизеля практически на всех позициях между шейкой коленчатого вала и вкладышем создается гидродинамическое давление и устанавливается режим гидродинамической смазки, при этом уменьшается тепловыделение в подшипнике. Гидродинамический расчет, выполненный на основе [7, 8] для дизеля 1-ПД4Д, подтверждает, что на всех шейках коленчатого вала имеет место режим гидродинамической смазки, температура масла на второй и пятой коренных шейках, больше других работающих при высоких давлениях, составляет 94-97 °C, а на всех шатунных шейках 103-107 °C.

Коэффициент трения скольжения в режиме гидродинамической смазки [7]:

$$f_{\text{ГД}} = \frac{\pi \mu \omega}{\psi p} + 0,55 \psi \left( \frac{d}{l} \right)^m,$$

$\mu$  - динамическая вязкость масла;  $\omega$ - угловая: скорость вращения коленчатого вала;  $\psi$ — относительный зазор;  $p$  — гидродинамическое давление;  $d$  и  $l$  — диаметр и длина шейки коленчатого вала.

Следует отметить, что зачастую подшипниковые узлы коленчатых валов среднеоборотных дизелей работают в особо тяжелых условиях [1], таких как пуск и останов, быстрый набор мощности, работа на холостом ходу и низших позициях (ввиду специфики работы маневрового тепловоза, на который устанавливается данный двигатель) и др., когда имеет место режим граничной смазки. При этом масло на поверхностях трения находится только в виде

адсорбированной пленки. Молекулы смазочной пленки испытывают воздействие со стороны силовых полей, создаваемых сопряженными поверхностями труящихся тел, и их подвижность резко уменьшается. Коэффициент трения скольжения и потери на трение и тепловыделение в подшипнике для этого режима значительно выше, чем при гидродинамическом трении. В случае длительной работы происходят перегрев, схватывание и заедание подшипника, проворот вкладышей относительно их постелей.

Анализ режимов трения, конструкции подшипниковых узлов и технологии их изготовления позволил сделать вывод о возможности снижения температуры поверхностей трения и повышения надежности подшипниковых узлов коленчатого вала конструкторско-технологическими способами. В данной работе:

- с целью повышения площади контакта и уменьшения удельных давлений в режиме граничной смазки из технологического процесса исключена гиперболическая расточка рабочей поверхности вкладышей коленчатого вала, т.к. расчет на жесткость системы «коленчатый вал - корпус двигателя» показал, что перекос в опорах незначителен и полностью компенсируется зазором;
- с целью увеличения циркуляции масла и снижения его температуры увеличены зазоры в подшипниках коленчатого вала (с 0,12 до 0,2 мм в коренных и с 0,1 до 0,18 мм в шатунных), кроме того, повышен давление масла на входе в дизель за счет увеличения давления срабатывания регулирующего клапана с 0,25 до 0,5 МПа;
- для обеспечения более благоприятной эпюры давления и увеличения толщины масляной пленки изменен способ подвода масла к шатунным подшипникам.

Для оценки влияния указанных технологических решений на надежность подшипниковых узлов коленчатого вала среднеоборотного дизеля 1-ПД4Д проведены его натурные испытания на номинальной мощности 830 кВт с измерением температуры масла масляного клина коренного нижнего вкладыша [9] (рис. 3, 4). Двигатель разгоняли до максимальной мощности и, когда температура масла на входе в двигатель достигала заданных значений, многократно в неизменном (статическом) режиме работы (при этом устанавливался гидродинамический режим смазки), измеряли температуру масла в масляном клине. Далее мощность снижали до мощности холостого хода, затем резко увеличивали нагрузку и частоту вращения (динамический режим) и непрерывно измеряли температуру масла в масляном клине. Выявлено, что:

- установка заглушек в зоне воздействия гидродинамического давления на шатунных и коренных шейках подшипников коленчатого вала приводит к снижению температуры в масляном клине на 3-5 °С (рис. 3);

- исключение из технологического процесса гиперболической расточки вкладышей приводит к уменьшению температуры в масляном клине на 11-13 °C (рис. 4);
- увеличение циркуляции масла за счет увеличения зазора в подшипниках коленчатого вала и повышения давления масла на входе в дизель дает снижение температуры масла в масляном клине на 2-3 °C.

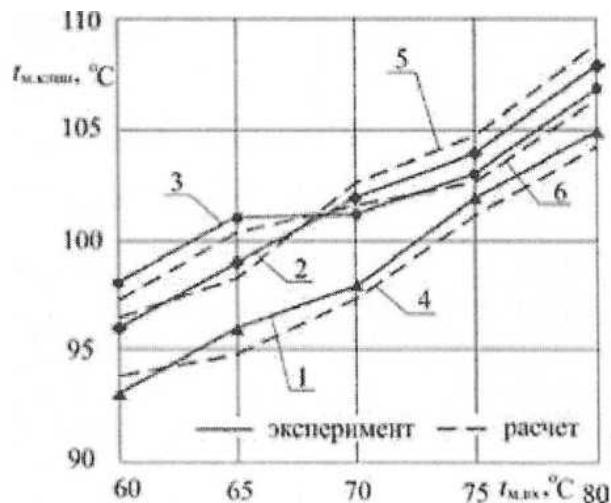


Рис.3. Зависимость температуры масла в масляном клине от температуры масла на входе в дизель при различных способах подвода смазки: 1.4 — с заглушкой в шатунной и коренной шейках; 2, 5 - с заглушкой в коренной шейке; 3, 5 - без заглушки (существующий вариант).

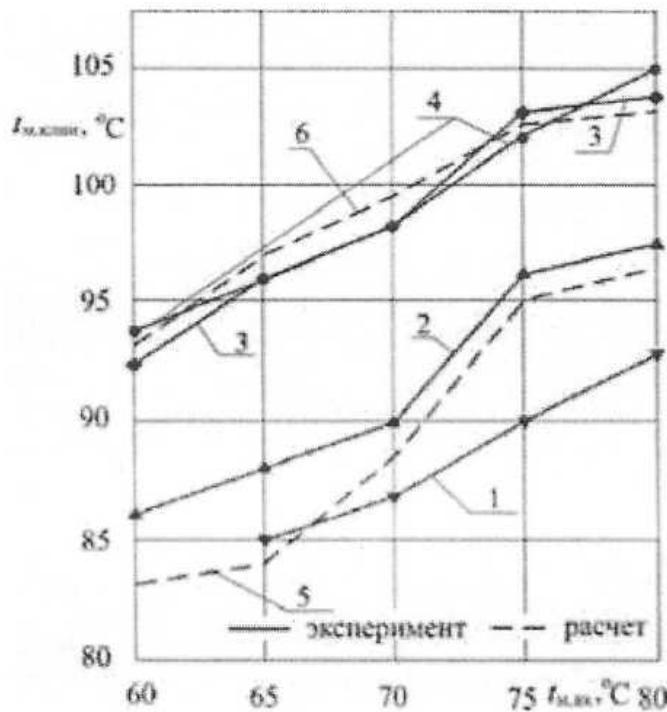


Рис 4. Зависимость температуры масла в масляном клине от температуры масла на входе в дизель при различных видах расточки вкладыша : 1 – коленчатый вал из стали 35 ; 2 – коленчатый вал из стали 34 ХН1М , без гиперболической расточки ; 3 – коленчатый вал

из стали 34 ХН1М с гиперболической расточкой ; 4 – коленчатый вал из стали 35 с гиперболической расточкой

### **Расчет подшипников коленчатого вала строится на балансе расходов масла**

Для расчетной оценки введенных конструкторско-технологических изменений на основе гидродинамической теории смазки разработан уточненный метод расчета подшипников коленчатых валов двигателей, учитывающий конструктивные особенности, реальную геометрию деталей подшипникового узла, особенности подвода смазки и др. Это сделано потому, что применение классической гидродинамической теории смазки привело к слишком большому расхождению с экспериментальными данными ввиду специфической конструкции подшипникового узла дизеля, переменного по времени вектора нагрузок и допущения классической теории о том, что температура масла в клине постоянная по всей длине. Кроме того, на практике необходимо знать распределение гидродинамического давления и температурного поля на всей поверхности трения подшипника.

$$Q = Q_x + Q_y + Q_z,$$

где  $Q$  - общий расход масла, подводимого к коренному подшипнику из центральной масляной магистрали;  $Q_x$  - окружной расход масла в подшипнике;  $Q_y$  - расход масла в магистраль шатунного подшипника (учитывается для: коренного подшипника) и в магистраль для смазки поршневой: группы (учитывается для шатунного подшипника);  $Q_7$  — торцевой расход масла в подшипнике;

$$Q_x = \left( \frac{ph^3}{12\eta b} + \frac{vh}{2} \right) l,$$

где  $p$  - текущее гидродинамическое давление в масляном клине;  $h$  — текущий зазор между шейкой коленчатого вала и вкладышем;  $b$  — длина рассматриваемого сегмента;  $\eta$  - динамическая вязкость масла;  $v$  - окружная скорость шейки коленчатого вала;  $l$  - рабочая ширина подшипника;

$$Q_y = \mu A \sqrt{\frac{2(p - p_2)}{\rho}},$$

$$Q_z = \left( \frac{(p + p_{ex})h^3}{12\eta b} \right) l,$$

где  $P_{ex}$  - давление масла на входе в подшипнике,  $\mu$  - коэффициент расхода;  $A$  - площадь проходного сечения, масляной магистрали дня смазки шатунной шейки (поршня);  $P_2$  — гидродинамическое давление в шатунной шейке или в магистрале для смазки поршня,  $\rho$ - плотность масла.

В свою очередь динамическая вязкость  $\eta$  , определяется как

$$\eta = \eta_0 e^{\frac{\alpha(p-p_0)}{\beta(t-t_0)}},$$

где  $\eta_0$  - динамическая вязкость при температуре масла в начальный период  $t_0$ ;  $\alpha, \beta$  - коэффициенты пропорциональности;  $p_0$  - давление в начальный момент.

Соотношения (1)–(7) образуют математическую модель, позволяющую определить функцию распределения гидродинамического давления и температуры в подшипниках скольжения коленчатого вала с внесенными конструкторско-технологическими изменениями.

На рис. 5 приведены средние для пяти сечений по длине вкладыша значения температуры и давления (I - угол поворота коленчатого вала), полученные расчетом в MatKad по описанной модели при следующих значениях параметров: рабочая длина шатунных вкладышей - 0,142 м, коренных - 0,1195 м; диаметр шатунной шейки - 0,21 м, коренной - 0,24 м, частота вращения коленчатого вала - 750 мин<sup>-1</sup>; масло М14В2, плотность при температуре 20°C - 905 кг/м<sup>3</sup>; кинематическая вязкость при температуре 100 °C — 14·10<sup>-6</sup> м<sup>2</sup>/с, зазоры в коренных подшипниках - 0,2мм, в шатунных – 0,18 мм.

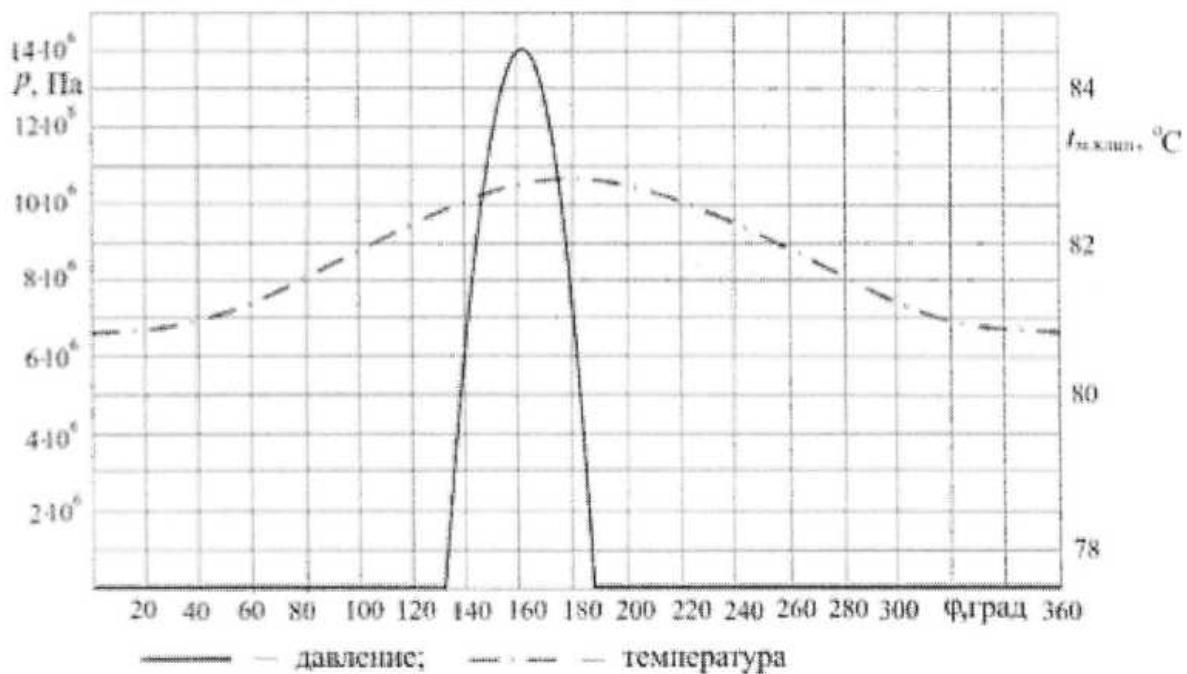


Рис. 5 . Функция распределения гидродинамического давления и температуры по дуге трения вкладыша.

На рис. 3, 4 штриховыми линиями показаны расчетные значения температуры в масляном клине, полученные аналогично для точки (угла поворота коленчатого вала) с наибольшей температурой, в которой температура как раз и измерялась. Кривые 5 и б на рис. 4 рассчитаны для вкладыша без и с гиперболической расточкой соответственно. Сравнение расчетных и экспе-

риментальных зависимостей позволяет сделать вывод о достаточно высокой точности (адекватности) предлагаемой для прогнозирования теплового режима модели.

### Заключение

Надежность подшипниковых узлов коленчатого вала с мягким антифрикционным слоем в сильной степени зависит от температуры поверхностей трения. При этом эксплуатация среднеоборотного дизеля с температурой масла на входе в него выше 80 °С недопустима из-за коррозионного разрушения подшипников коленчатого и распределительного валов; хотя повышение температуры масла на входе в дизель приводит к снижению расхода топлива, увеличению мощности, снижению вредных выбросов и др.

Так как шестиколенные зеркальные коленчатые валы имеют достаточную жесткость, то исключение из технологического процесса операции гиперболической расточки вкладыша приводит к снижению температуры поверхностей трения на 11-13°С..

Изменение подвода и забора смазки в подшипниках коленчатого вала с целью увеличения толщины масляной пленки приводит к снижению температуры поверхностей трения на 3-5°С.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. И.В. Возницкий , Е.Г. Михеев Судовые дизели и их эксплуатация/ И.В. Возницкий // Москва 1990
2. Самсонов В. И., Худов Н. И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов.— М.: Транспорт, 1990.
3. Родайкин, Н. В. Анализ характера разрушений подшипников коленчатого вала дизелей / Н. В. Родайкин, Е. А. Чуфистов // Проблемы и достижения автотранспортного комплекса : сборник материалов шестой Все-российской научно-технической конференции. - Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2008. - С. 182-184.
4. Родайкин, Н. В. Повышение надежности подшипников коленчатого вала дизельных двигателей за счет снижения температуры масла в масляном клине / Н. В. Родайкин // Научно-технический конгресс по двигателестроению НТКД - 2008 : сборник тезисов. - М., 2008.-С. 56-58.
5. Родайкин, Н. В. Экспериментальное исследование влияния температур масла на работоспособность подшипников коленчатого вала среднеоборотного дизеля / Н. В. Родайкин, Е. А. Чуфистов // Современные технологии в машиностроении : сборник статей XII Международной научно-практической конференции. - Пенза : Приволжский Дом знаний, 2008.- С. 213-216.
6. Крагельский, И. В. Узлы трения машин : справочник / И. В. Крагельский, Н. М. Михин. - М. : Машиностроение, 1984. - 280 с.
7. Вырубов, Д. Н. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / Д. Н.

- Вырубов, С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко [и др.] ; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. - 4-е изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 1984. - 384 с.
8. Коровчинский, М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения / М. В. Коровчинский. - М. :Машгиз, 1959. - 404 с.
  9. Чернавский, С. А. Подшипники скольжения / С. А. Чернавский. - М. :Машгиз, 1963. - 242 с.
  10. Миронов, В. А. Экспериментальное исследование температуры масла среднеоборотного дизеля / В. А. Миронов, Н. В. Родайкин, Е. А. Чуфистов, А. Г. Прохоров // Проблемы исследования и проектирования машин : сборник статей III Международной научно-технической конференции. - Пенза : Приволжский Дом знаний, 2007. - С. 99-102.

УДК 62-621.2

Франко О.В. рук. проф. Гречко М.П.  
Одесская национальная морская академия

## **ПРИМЕНЕНИЕ ГАЗООБРАЗНЫХ ТОПЛИВ В ДИЗЕЛЬНЫХ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ**

На протяжении многих десятилетий, двигатели, которые работают на мазуте, были и остаются стандартом для торговых судов, поскольку мазут в наше время является самым дешевым и доступным источником энергии. Но в последнее время в судоходстве и судовой энергетике происходят события, которые указывают на возможность изменений в ближайшем будущем этого положения, которое делает актуальным рассмотрение вопроса об применении разных видов альтернативного топлива в судоходстве. Жестокие экологические нормы , которые установлены Приложением VI к Международной конвенции МАРПОЛ 73 / 78 (Приложение VI), и требование Евросоюза (ЕС) относительно выбросов из судов открывают возможности для новых решений с применением экономически эффективных технологий и поиска новых видов топлива и источников энергии на судах. Кроме экологических проблем перед судоходством неминуемо возникнут экономические трудности, связанны со снижением мировых ресурсов нефти и, как следствие, подорожанием всех видов нефтепродуктов.

В огромном разнообразии альтернативных топлив (АТ) мазуту и дизельному топливу, было рассмотрено использование газового топлива. В расчете на весь жизненный цикл судно - газоход экономически эффективнее судна на традиционном топливе.

В наше время уже используют природный газ как топливо для СДВС такие типы судов:

газовозы;  
контейнеровозы;  
танкера;

судна, которые работают в прибрежных и внутренних зонах.

Таблица 1. Количество выбросов при сгорании

**Количество выбросов при сгорании топлива**  
( с опыта эксплуатации среднеоборотных СДВС выпущенных с 2000 года )

Вид топлива	Количество выбросов, г*кВт/ч			
	SOx	NOx	CO <sub>2</sub>	Твердые части
Мазут (3,5 % серы)	13	9-12	580-630	1,5
Морское ДТ (0,5% серы)	2	8-11	580-630	0,25-0,5
Очищенное ДТ (0,1% серы)	0,4	8-11	580-630	0,15-0,25
Природный газ (сжатый или сжиженный)	0	2	430-480	0

Для того, чтобы внедрить использование газообразного топлива на уже имеющиеся дизельные двигатели, на них необходимо провести доработки.

Переводят дизель на газообразное топливо двумя методами.

Первый метод — вместо дизельной топливной аппаратуры устанавливают систему зажигания, в отверстия для форсунок — свечи, на выпускном трубопроводе монтируют смеситель с дроссельным патрубком, между блоком и головкой цилиндров ставят прокладку для уменьшения степени сжатия.

Второй метод — в цилиндры вместо воздуха подают газовоздушную смесь определенного состава, а воспламеняется она в результате впрыска небольшого количества дизельного топлива, не превышающего 10—20 % его расхода при дизельном цикле. Этот метод не требует серьезного переоборудования дизеля, к тому же при желании можно быстро перевести двигатель опять на дизельный цикл.

В качестве прототипа был взят дизельный двигатель ЯМЗ-236НЕ.

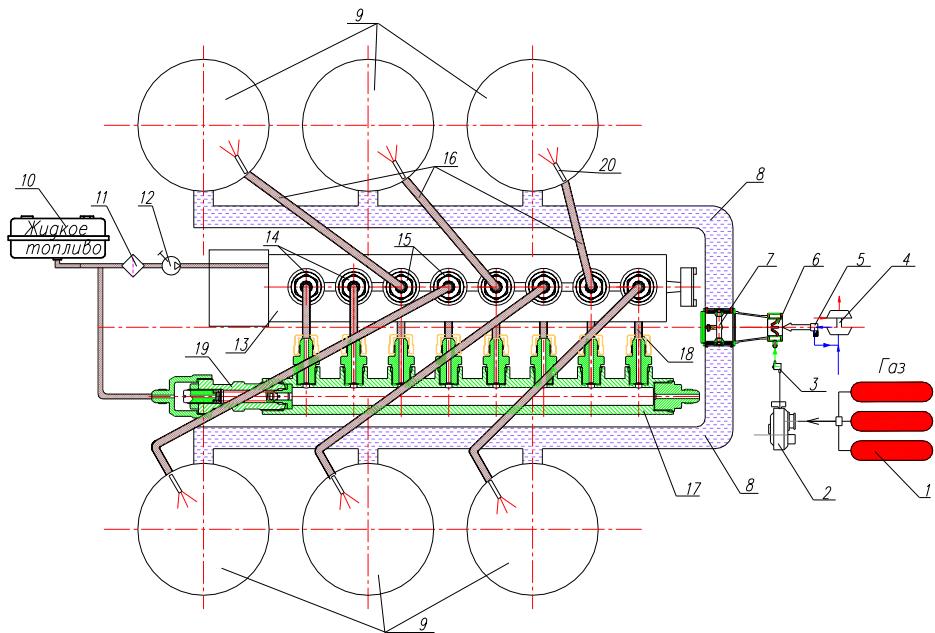


Рис.1 Схема питания и управления газодизеля ЯМЗ-236НЕ

1 - баллоны хранения природного газа; 2 – газовый редуктор; 3 – дозатор газа; 4 – турбокомпрессор; 5 – воздушный клапан перепуска; 6 – смеситель; 7 – дозатор газовоздушной смеси; 8 – впускные трубопроводы; 9 – цилиндры; 10 – бак жидкого топлива; 11 – топливный фильтр; 12 – топливоподкачивающий насос; 13 – топливный насос высокого давления; 14 – секции подачи топлива в аккумулятор; 15 – секции подачи топлива в форсунки; 16 – топливопроводы высокого давления; 17 – аккумулятор системы РНД; 18 – подвод топлива из аккумулятора; 19 – регулятор начального давления; 20 – форсунка

Задача впрыска и качественного распыления такого количества топлива решена в предложенной топливной аппаратуре уменьшенной размерности с применением системы регулирования начального давления (РНД) в нагнетательной магистрали. При переходе на топливную аппаратуру меньшей размерности минимальная цикловая подача топлива составляет 25% от её номинальной, что соответствует 18% от номинальной подачи штатной аппаратуры.

Для обеспечения работы только на жидком топливе с 70 ÷ 80% нагрузкой в гидроаккумуляторе создается повышенное давление в 10 ÷ 12 МПа. Алгоритм управления начальным давлением строится на базе зависимостей, отражающих связь показаний датчиков частоты вращения коленчатого вала, фазы положения распределительного вала (или кулачкового вала насоса), давления наддува и т.д. с положением исполнительных механизмов.

Вследствии эксперимента были получены данные.

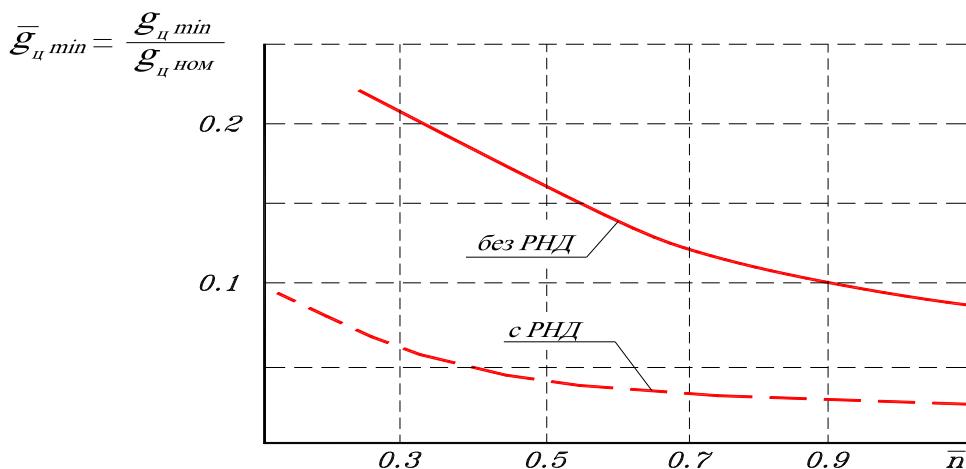


Рис. 2 Влияние регулирования начального давления на изменение минимальной стабильной цикловой подачи топлива

Таким образом, мы видим, что усовершенствованная топливная аппаратура обеспечивает равномерную цикловую подачу по цилиндрам и стабильность малых цикловых подач воздействием на начальное (остаточное) давление.

В состав предложенная системы регулирования газодизеля входят следующие узлы: штатный всережимный регулятор частоты, механизм установки запальной дозы, дозатор газа с механизмом его привода и дозатор газо воздушной смеси с механизмом его привода.

Переход из газодизельного режима в дизельный может осуществляться на любом скоростном режиме при снятой нагрузке на двигатель.

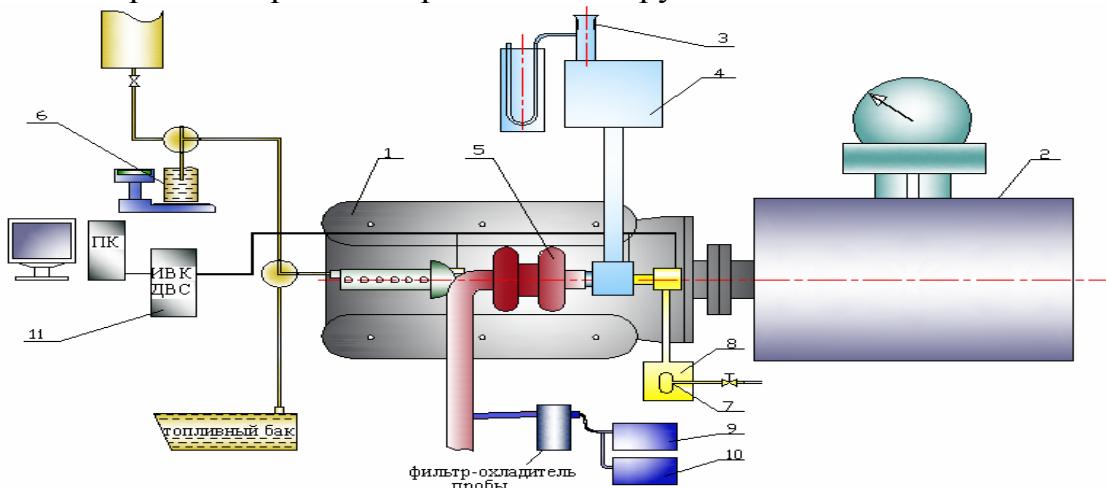


Рис.3 Схема экспериментальной установки

1 – газодизельный двигатель ЯМЗ-236НЕ; 2 – балансирный динамометр типа MS 6327-6К; 3 – мерное устройство; 4 – впускной ресивер; 5 – турбокомпрессор; 6 – мерный бачок ДТ; 7 – газовый трубопровод; 8 – смеситель; 9, 10 – газоанализаторы.

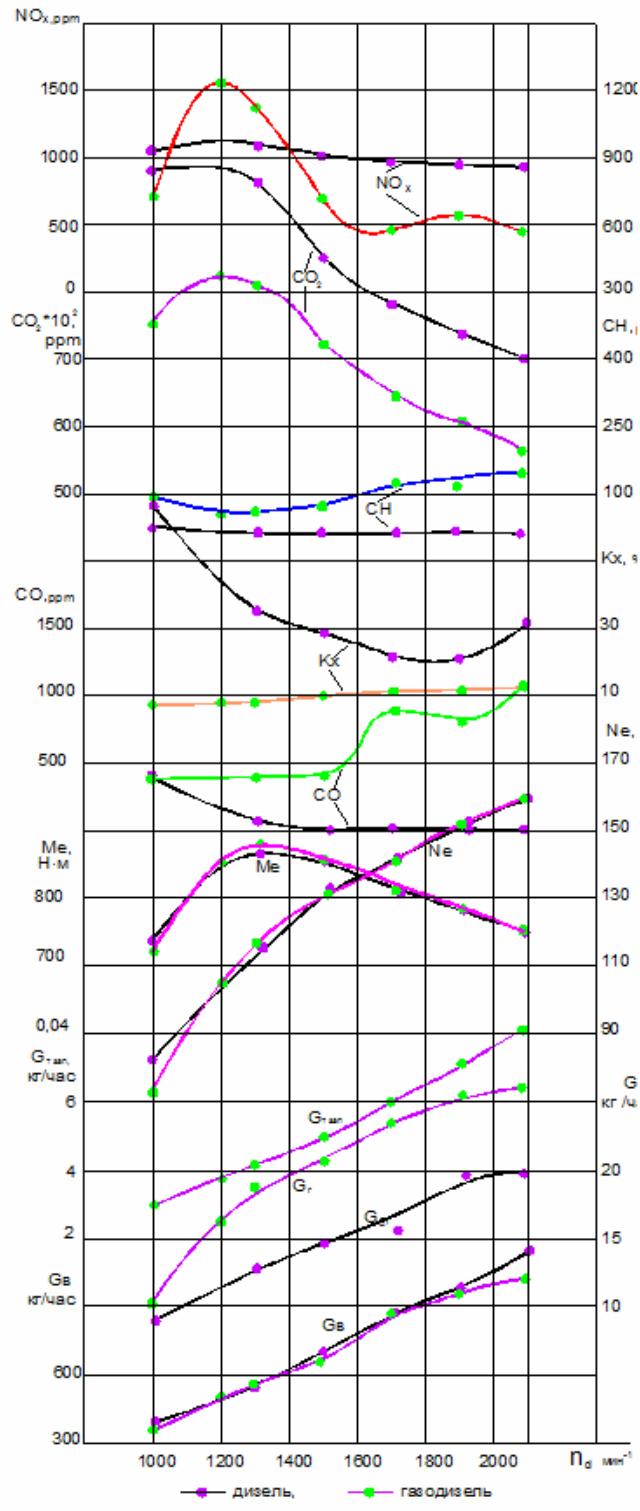


Рис 4. Скоростные характеристики дизеля и газодизеля ЯМЗ-236НЕ

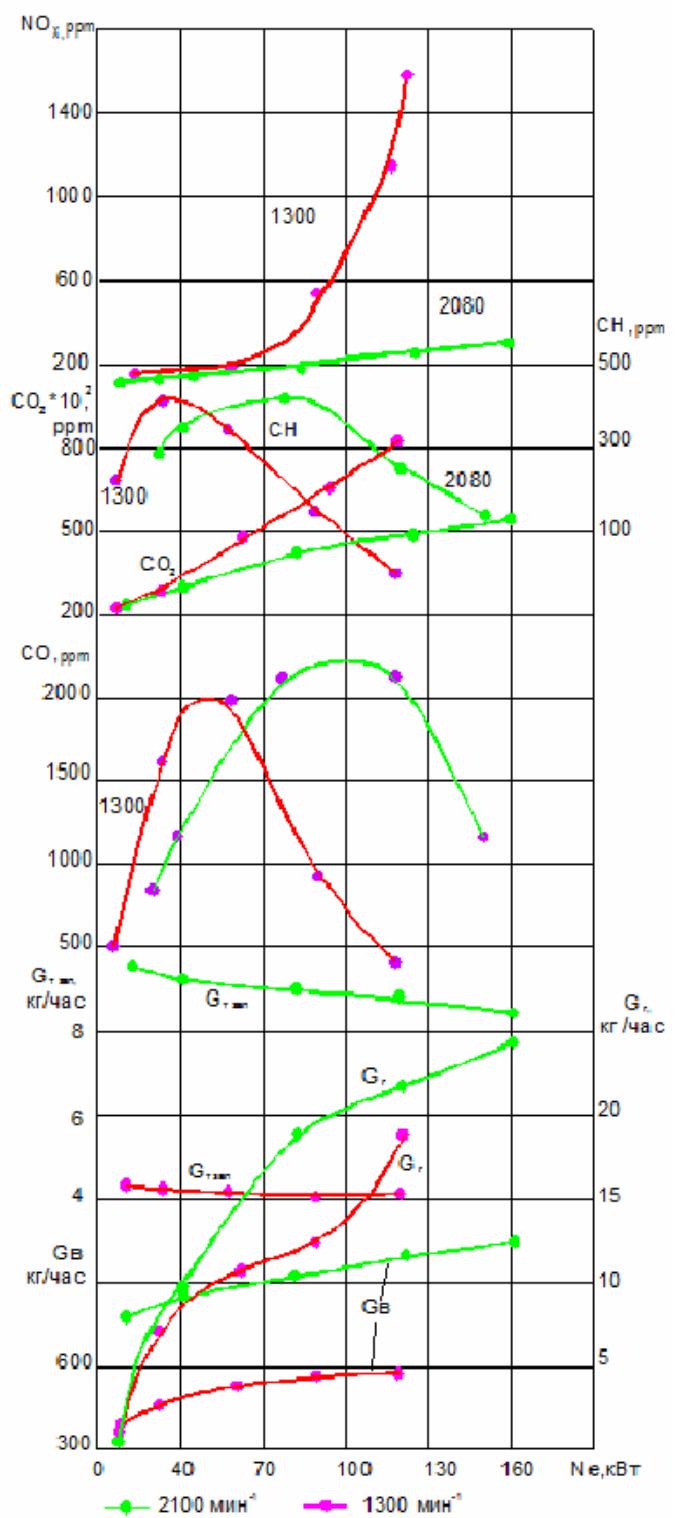


Рис 5. Нагрузочные характеристики газодизеля ЯМЗ-236НЕ

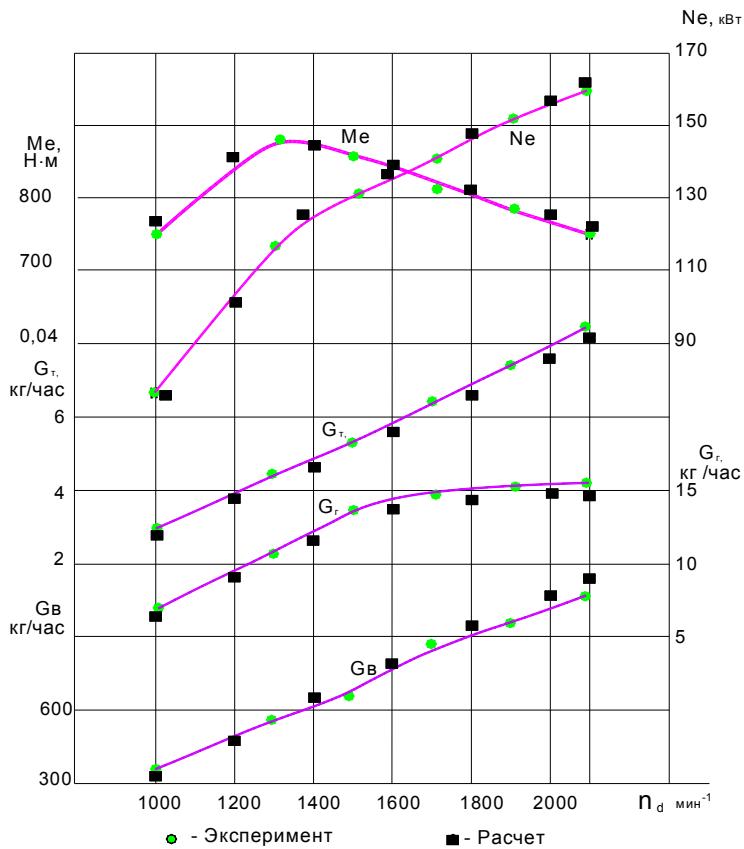


Рис. 6. Сравнение экспериментальных и расчетных параметров по внешней характеристике

Из экспериментальных данных мы видим что работа дизельного двигателя на газообразном топливе лучше чем на дизельном. Такой двигатель позволяет работать на двух типах топлив, что дает, в свою очередь более продолжительную работу на одной заправке. Решена задача сохранения мощности и максимального крутящего момента газодизельной модификации двигателя на уровне дизельного прототипа ЯМЗ-236НЕ:  $Ne_{ном}=164$  кВт при  $2100$  мин<sup>-1</sup>;  $Me=880$  Н·м при  $1300$  мин<sup>-1</sup>. Расчетные максимальные давления и температура цикла в газодизельном двигателе не превышают их значения в дизеле и составляют  $P_{max}=10,7$  МПа,  $T_{max}=1864$  К. Разработанные мероприятия позволили обеспечить показатели токсичности выпускных газов соответствующие нормам Евро-2, а с нейтрализатором выпускных газов достигается характеристика токсичности, соответствующая нормам Евро-3. Практические результаты подтверждены эксплуатацией двигателя ЯМЗ – 236НЕ, конвертированного для работы на природном газе по газодизельному циклу, установленного на автомобиле КРАЗ и эксплуатирующийся в линейно-эксплуатационной службе Георгиевского ЛПУМГ ООО «Газпром трансгаз Ставрополь».

## *СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ*

1. Лисицын Е.Б. Повышение эффективности использования газового топлива в газодизельных двигателях.// Газовая промышленность. – 2009 г. №2. – С. 48-51.
2. Пахомов Ю.А. Коробков Ю.П. Дмитриевский Д.В. Васильев Г.Л. Топливо и топливные системы судовых дизелей. С. 78-88.
3. [vniiigaz.gazprom.ru/d/textpage/44/68/lisitsin\\_eb.doc](http://vniiigaz.gazprom.ru/d/textpage/44/68/lisitsin_eb.doc)

УДК 621.45.02

Шпаченко Р.О. рук. доц. Черныш И.И.  
Одеська національна морська академія

## **ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА РАСПЫЛИВАНИЯ И СГОРАНИЯ ТОПЛИВА**

Вплив періоду затримки займання палива на робочій процес дизеля

Згоряння палива представляє собою процес окислення парів палива киснем повітря, що супроводжується виділенням теплоти. Процес згоряння відповідно А.І. Толстого, умовно розділяють на чотири фази.

Розглянемо першу фазу, яка протікає від моменту початку впорскування палива до початку його горіння, має вирішальне значення і впливає на увесь процес згоряння палива. Ця фаза характеризує підготовчий період палива до згоряння і називається періодом затримки самозаймання, ( $\tau_i$ ). Його виражають в секундах, або в градусах повороту колінчастого вала  $\varphi_i^0$ , п.к.в., при цьому  $\varphi_i = 6 \pi \tau_i$ . Часто  $\tau_i$  виражають в міллісекундах (мс). Тривалість  $\tau_i$  складає від 1 до 15мс. За цей період у циліндр впорскувається 30...40% циклової порції палива, а у високообертових дизелів – 70...90%, що поступає в середовище стиснутого і нагрітого повітря до 700...1000К, розпилюється, нагрівається і випаровується.

Чим менший період самозаймання, тим якініше згоряння у другій фазі інтенсивного згоряння палива. При збільшенні  $\tau_i$  в циліндр надходить більше палива і це призводить до різкого зростання тиску при його займанні.

Період затримки самозаймання визначають шляхом осцилографуванням робочого процесу дизеля (рис.1).

1 – відмітка кута повороту колінчастого вала; 2 – хід голки форсунки; 3 – тиск палива; 4 – тиск газів.

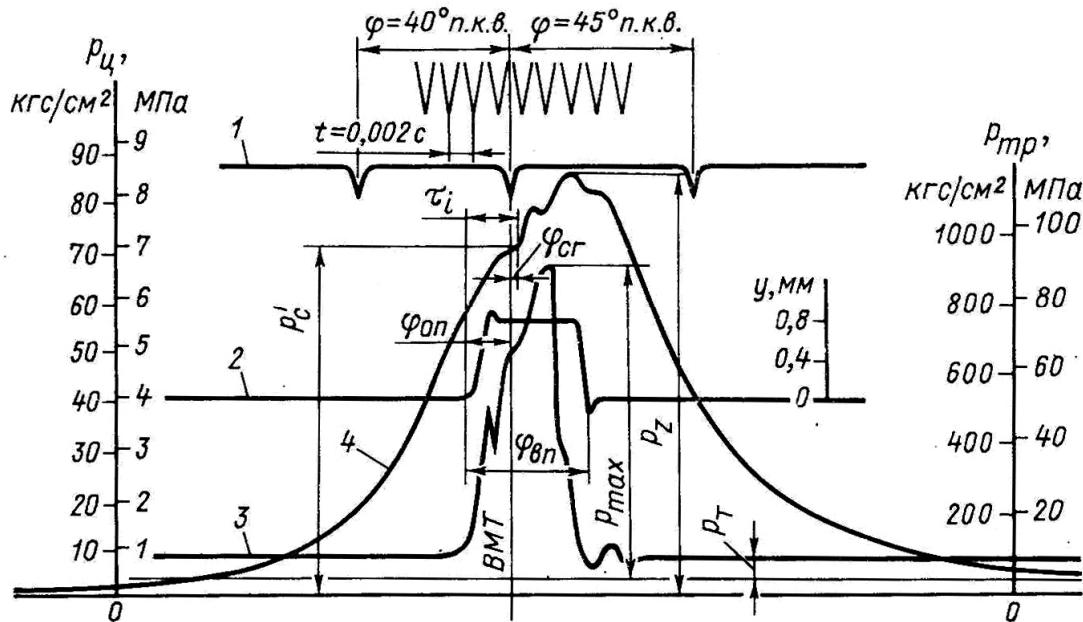


Рис.1. Осцилограма паливоподачі і згоряння палива середньообертового дизеля при роботі в режимі гвинтової характеристики.

На рисунку 1 наведена фазова відмітка через  $\varphi=40^0$  при частоті обертів вала дизеля  $n = 530 \text{ хв}^{-1}$  і гармоніка часу  $t$ .

Ці параметри розглядаються при аналізі режиму роботи дизеля.

Відповідно рисунку 1 паливо займається до ВМТ  $3 - 4^0$  п.к.в. на режимі повного навантаження. Різниця кутів  $\varphi_{\text{оп}} - \varphi_{\text{ср}}$ , як відомо, складає період затримки займання палива, який практично одинаковий незалежно від частоти обертів колінчастого вала і дорівнює  $9 - 10^0$  п.к.в. При  $\varphi_{\text{в}} = 25^0$ , період  $\tau_i = 2,8 \text{ мс}$  при  $n = 520 \text{ хв}^{-1}$ .

На осцилограмі наведено зміна тиску газів  $p_u$  в циліндрі, тиску палива  $p_{\text{тр}}$ , і хід голки розпилювача форсунки. Крім того на осцилограмі наведені параметри робочого процесу дизеля і процеси впорскування палива:  $\tau_i$  – період затримки спалаху палива;  $\varphi_{\text{ср}}$  – кут початку згоряння палива;  $p_z$  – максимальний тиск згоряння;  $p_c^1$  – тиск газів на момент займання палива;  $p_{\text{max}}$  – найбільший тиск палива в трубопроводі високого тиску;  $p_T$  – залишковий тиск в трубопроводі після впорскування палива;  $\varphi_{\text{оп}}$  – кут на початку впорскування палива;  $\varphi_{\text{вп}}$  – тривалість впорскування палива.

Друга фаза починається від моменту займання палива до досягнення максимального тиску згоряння  $p_z$ . У цій фазі згоряє паливо, яке поступило у першій фазі і частини палива, що поступило у другій. При невеликій тривалості другої фази  $5 \dots 20^0$  п.к.в. виділяється до 70% теплоти, отриманої при згорянні циклової подачі палива. Інтенсивність згоряння залежить від кількості палива, яка поступила в першій фазі і характеризує швидкість наростання тиску згоряння по куту повороту колінчастого вала,  $W = \frac{dp}{d\varphi}$  і жорсткість роботи дизеля.

На основі теорії ланцюгового займання, розробленої М. М. Семеновим, встановлено, що підвищення початкової температури суміші призводить до збільшення числа активних центрів ланцюгової реакції і розглядаючи тільки початкові (чисто ланцюгові) стадії реакції, отримав для періоду затримки самозаймання ( $\tau_i$ ) вираз

$$\tau_i p^n e^{-\frac{E}{RT}} = \text{const}, \quad (1)$$

де  $p$  — тиск повітря,  $мPa$ ;

$T$  — температура повітря,  $K$ ;

$n$  — постійний коефіцієнт;

$E$  — енергія активації (надлишкова кінетична енергія молекул, що ударяються між собою над середньою енергією зіткнень у масі газу),  $кДж/моль$ ;

$R = 8,32 \text{ кДж/моль}$  — універсальна газова стала.

З формулі (1) випливає, що  $\tau_i$  скорочується з підвищенням тиску і температури заряду циліндра до моменту уприскування палива.

Позначивши праву частину формулі (1) через  $C$  і відношення  $\frac{E}{R}$  через  $\gamma$  (так званий температурний коефіцієнт), одержимо формулу для періоду затримки запалення

$$\tau_i = \frac{C}{p^n} e^{\frac{\gamma}{T}} \quad (2)$$

З формулі (2) випливає, що при постійному тиску має місце співвідношення

$$\tau_i = B_1 e^{\frac{\gamma}{T}}; \quad \lg \tau_i = \frac{\gamma}{T} + B,$$

тобто  $\tau_i$  обернено пропорційно  $T$ , а при постійній температурі і змінному тиску

$$\tau_i = \frac{\text{const}}{p^n}; \quad \lg \tau_i = C - n \lg p.$$

А. І. Толстов для швидкохідних дизелів з безпосереднім уприскуванням запропонував напівемпіричну формулу

$$\tau_i = B \cdot 10^{-2} \sqrt{C} \sqrt{\frac{T_k}{p_k}} e^{\frac{EC^{0.34}}{RT_k}}, \quad (3)$$

де  $p_k$ ,  $T_k$  — тиск і температура повітря на впуску в двигун;

$R$  — газова стала,  $кДж/моль$ ;

$E$  — умовна енергія активації

$k$  — коефіцієнт пропорційності  $K = 1,6 \cdot 10^{-4}$ .

Коефіцієнт  $C$  дорівнює

$$C = \frac{1}{\varepsilon} \left[ 1 + \frac{S_x}{S} (\varepsilon - 1) \right],$$

де  $\frac{s_x}{s}$  – відносний хід поршня;  
 $\varepsilon$  – ступінь стиснення.

Константи, що входять у наведені формули, в даний час ще досить точно не визначені і за даними різних дослідників істотно розрізняються. Уприскування в нормальну працюочому швидкохідному двигуні не закінчується до моменту зайнання, а захоплює значну частину процесу згоряння (супроводжують один одного нагрівання і випаровування крапель). Все це дуже ускладнює явища і утрудняє створення теоретичних методів розрахунку.

Величину  $\tau_i$  визначають цетановим числом палива, що дає відносну оцінку тривалості періоду затримки зайнання. На (рис.2) представлені розгорнуті діаграми тисків для палив з різними цетановими числами. Палива з підвищеними цетановими числами (криві 1, 2 і 3) при одному і тому ж кутові випередження впорскування забезпечують своєчасне і плавне протікання процесу самозайнання та згоряння, а палива з меншими цетановими числами (криві 4 і 5) спалахують з великим запізненням, дають різке нарощання тисків і підвищення тиску згоряння. Це порушує плавну роботу двигуна, обумовлює появу стуків і перевантажує шатунно-кривошипний механізм динамічними зусиллями.

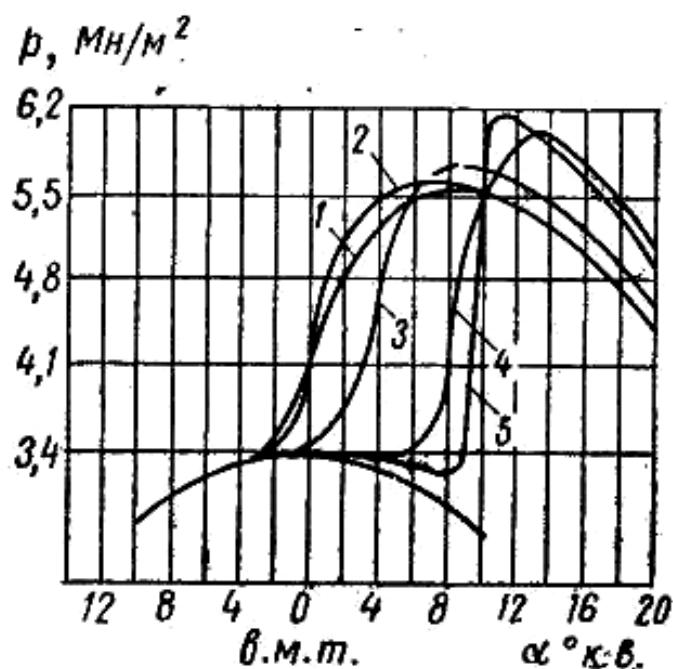


Рис.2. Криві наростання тиску для різних сортів палива

Домішка до палива каталізаторів прискорює процес зайнання і скорочує  $\tau_i$ . На (рис.3) показані криві зміни тисків при згоранні палива з присадкою амілнітрату (крива 2) і без нього (крива 1). Домішка каталізатора призводить до зменшення  $\tau_i$ , зменшення жорсткості роботи  $\frac{dp}{d\varphi}$  і зменшенню  $p_z$ .

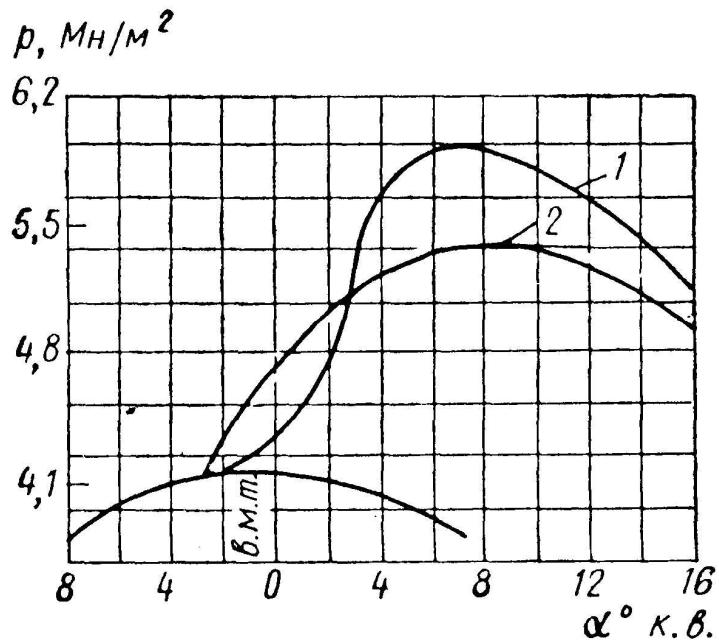


Рис.3. Вплив домішок на процес згоряння

Підвищення ступеня стиснення забезпечує вищі температуру і тиск кінця стиснення і тим самим скорочує затримку займання. Щікаво, що при  $\varepsilon = 16$  значення цетанового числа мало впливає на кут затримки запалення (рис.4).

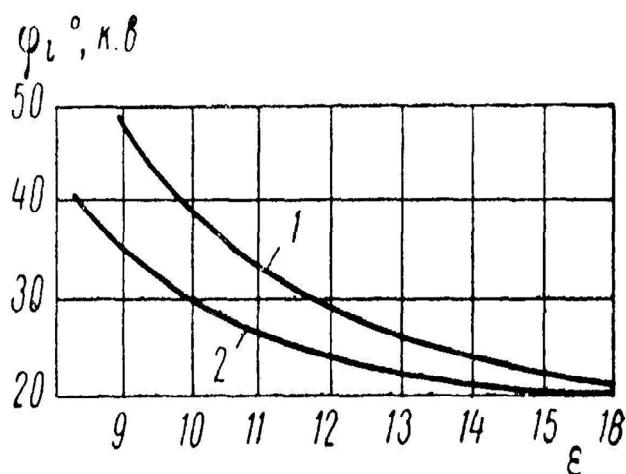


Рис.4. Вплив ступеня стиснення  $\varepsilon$  на  $\varphi_i$  для палив з різним цетановим числом 1 — ЦЧ = 40; 2 — ЦЧ = 60.

Характер зміни кривої  $\tau_i = f(n)$  (рис.5) показує, що підвищення частоти обертів вала дизеля призводить до незначного зниження  $\tau_i$ .

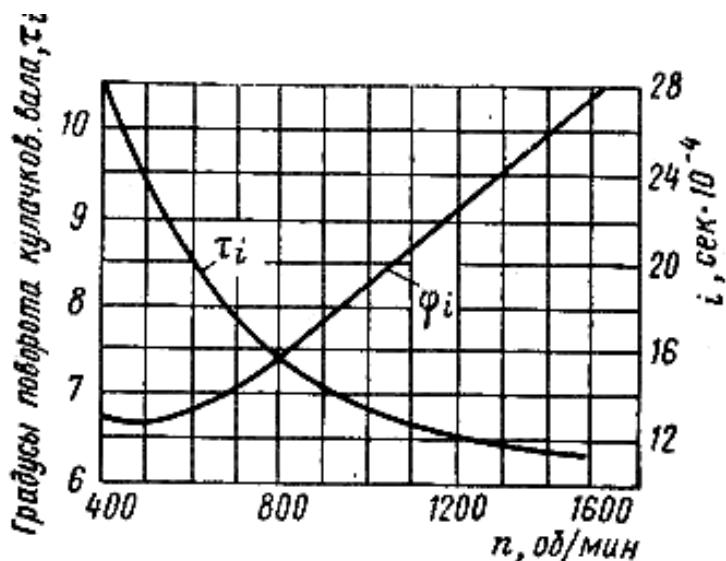


Рис.5. Залежність  $\varphi_i$  і  $\tau_i$  від частоти вала двигуна

Висновки:

Метод М.М.Семенова дає можливість визначити період затримки самозаймання  $\tau_i$  без випробовування дизеля.

Чим менший період самозаймання, тим якісніший процес згоряння палива.

Значний вплив на  $\tau_i$  і жорсткість роботи дизеля має цетанове число, ступінь стиснення, менша частота обертів валодизеля і наявність домішок.

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Рожанский Г. С. Судовые двигатели внутреннего сгорания.— Л.: Судостроение, 1969.
2. Самсонов В. И., Худов Н. И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов.— М.: Транспорт, 1990.
3. Семенов Н.Н. Цепные реакции. – М., АН СССР, 1954.
4. Фомин Ю.Я. Судовые двигатели внутреннего сгорания / Фомин Ю. Я., Горбань А. И. и др.— Л.: Судостроение, 1999.

# ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ СЕУ

УДК 62-752.2

Каменчук Б.Г., рук. проф. Онищенко О.А.

## АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТЕЙ ПРИДУШЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНОГО ШУМУ І ВІБРАЦІЇ ПРИ РОБОТІ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ

Виконання морським транспортом завдань щодо забезпечення перевезень та ефективного використання флоту у великій мірі залежить від науково-обґрунтованої і раціональної системи його технічної експлуатації. В умовах експлуатації суден, для забезпечення надійності, економічності і еколо-гічності плавання, для збереження здоров'я екіпажу і пасажирів важливі кожна деталь, пристрій, кожна суднова система. Зрозуміло, що будь-яка енергетична установка привносить свій внесок не тільки до загальної економічної картини рейсу, але й у рівень забруднення навколишнього середовища (у тому числі й шум на борту), в нецільові втрати енергії (наприклад, при будь-яких вібраціях, частина корисної енергії перетворюється в тепло).

Однією з важливих умов стабільної роботи судна є забезпечення і покращення захисту технічних засобів, у тому числі й насосів різних суднових систем. Основними завданнями експлуатації та обслуговування суднових насосів є забезпечення їх номінальних параметрів, що є гарантією їх надійної, енергетично ефективної та безперебійної роботи. У багатьох випадках, навіть після незначного терміну експлуатації, виникає підвищений рівень вібрації відцентркових насосних агрегатів з електроприводом на основі асинхронних електродвигунів. Виникає підвищений шумовий фон, який різко збільшує навантаження на організм людини. Також зрозуміло, що підвищена вібрація значно зменшує надійність всього обладнання: у насоса можуть вийти з ладу підшипникові вузли, може відбутися неприпустимий динамічний вигин з'єднувального валу, з'явиться тріщина в станині статора або в торцевій кришці, у насосного агрегату може пошкодитися опорна рама й фундамент. Потрібно відзначити, що підвищені вібрації згубним чином впливають на продуктивність насоса і можуть привести до пульсацій потоку, вплинути на його подачу і змінити технологічний режим конкретної судновий установки. Експериментально доведено, що сильна вібрація у насосі, що виникла, припустимо, через зіпсований підшипник, може бути наслідком “малої вібрації”, яка, у свою чергу, виникла через неполадки в електродвигуні або у результаті неправильної центрування. Саме ці “малі вібрації” часто залишаються непоміченими не тільки через складнощі їх діагностування, але й через недооцінку їх шкоди. Безумовно і те, що чи не найголовнішою причиною підвищеного зносу насоса, а іноді навіть і виникнення аварійних ситуацій, є наслідок “малих вібрацій” – неприпустимі підвищені амплітуди вібрацій, механічний резонанс.

На сьогоднішній день існує велика кількість діагностичних технічних пристрій, які здатні виявити і виміряти навіть незначну вібрацію практично будь-якого судового обладнання. Саме це дає можливість при технічному обслуговуванні (ТО) завчасно виявити і діагностувати неполадки в роботі і насосів, прогнозувати їх виникнення і подальший розвиток. Результатом проведення таких діагностичних і профілактичних заходів є зниження (іноді – до 25 %) витрат на ТО та ремонт насосів.

Таким чином, актуальність дослідження визначається запитом судновий експлуатаційної практики і завданнями створення відповідних науково-обґрунтованих методів, технічна реалізація яких призводить до підвищення надійності функціонування суднових насосів, зниження витрат на їх ремонт, зниженню витрат на дисипацію енергії і збільшенню терміну служби насосів.

Мета дослідження укладена у оцінці можливостей розробки механізмів захисту насосів від шкідливих впливів вібрацій на основі попереднього аналізу існуючих технічних рішень.

Відомо, що характер спектрального складу вібрацій і їх інтенсивність визначаються не тільки типом насоса, але й режимом його роботи. Лопатеві насоси (відцентрові, осьові, радіальні осьові, вихрові) мають спектр вібрації, який істотно відрізняється від спектра насосів об'ємної дії (поршневих, гвинтових, шестерennих і інших). Але у той же час, природа виникнення окремих складових вібрацій (частота обертання, підшипникові частоти) насосів одна-кова. Потрібно відзначити, що відокремлену групу насосів представляють струменеві насоси, що не мають складових у своєму спектрі, пов'язаних з рухом робочих органів і тому потребують окремих досліджень.

У найбільш загальному випадку, спектральні складові вібрації усього насосного агрегату обумовлені гідродинамічними і механічними джерелами: власне насоса, асинхронного електродвигуна, передавального механізму [1-4]. Інтенсивність цих складових залежить від енергетичних і конструктивних параметрів, технологічних особливостей і динамічних властивостей елементів, що входять у насосний агрегат.

У ряді досліджень і фундаментальних праць, наприклад, [1-4, 13], показано, що основними джерелами вібрації відцентрових насосів є різні форми кавітаційних явищ. Як приклад, на рис. 1, представлена залежність загально-го рівня вібрації відцентрового насосу від частоти обертання електродвигуна  $n$  для подібних режимів роботи  $H/Q^2 = \text{const}$  ( $H$  – напір,  $Q$  – витрата) і при постійному кавітаційному запасі  $\Delta h = \text{const}$ , має три характерних області. При переході від безкавітаційного режиму (область 1) роботи насоса до режиму газової кавітації (область 2) відбувається різке зростання рівня вібрацій, які стають менш інтенсивними всередині області 3 парової кавітації.

Газова кавітація викликає зростання вібрації у діапазоні частот 1...10 кГц. Початкові стадії парової кавітації найвиразніше виявляються у діапазоні 5...30 кГц і вище, а її подальший розвиток призводить до інтенсивної

вібрації у всьому звуковому діапазоні частот. Одна з основних причин зниження кавітаційних процесів відцентрового насоса полягає у інтенсивному вихроутворенні у вхідному патрубку і великої нерівномірності швидкостей на виході з нього.

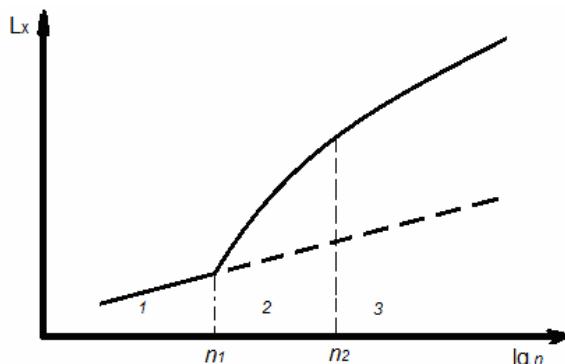


Рис. 1. Залежність загального рівня вібрації лопатевих насосів від числа обертів на подібних режимах роботи:  $n_1$  – число обертів, що відповідає початку газової кавітації (область 2);  $n_2$  – число обертів, що відповідає початку парової кавітації (область 3)

Інтенсивність цих складових залежить, головним чином, від величини радіального зазору між робочим колесом і виступом спіралі або напрямним апаратом, співвідношенням цифр лопатей робочих коліс і направляючих апаратів, а також від типу направляючого апарату і форм зворотних клапанів. Значне зниження інтенсивності вібрації має місце при використанні безпечного конфузору нового апарату, а також при зменшенні радіального зазору і при виборі оптимального співвідношення чисел лопатей робочого колеса і направляючого апарату.

Коливання при роботі відцентрового насоса передається в навколошнє середовище трьома шляхами: через опорні зв'язки, через повітряне середовище і через рідину.

Для відцентрових насосів можна стверджувати, що значна частина енергії передається через рідину, що перекачується – у вигляді, так званого, гідродинамічного шуму (ГДШ) [1, 3].

До сучасних відцентрових насосів висуваються жорсткі вимоги, які обмежують підвищення ГДШ. Силовий вплив лопатевої системи на рідину, неминуче веде до виникнення у рідині пружних хвиль. Таким чином, робота відцентрового насосу безпосередньо пов'язана з випромінюванням звукових коливань у рідину. Саме тому заходи щодо зміни конструкції відцентрового насоса, які спрямовані на зниження ГДШ “у джерелі”, не можуть принципово дати значного ефекту.

Звукові коливання поширюються у трубах у вигляді хвиль: а) “нульового порядку”, які біжать без відбитків від стінок, і б) хвиль “ненульових порядків” – тобто таких, що послідовно відбиваються від стінок. Нульова хвиля не взаємодіє зі стінками труби, не відчуває загасання на вигинах і навіть у зламах труби.

ГДШ відцентрових насосів поширюється, у основному, у вигляді хвиль “нульового порядку”. Оскільки нульові хвилі не взаємодіють із стінками

труби, створити ефективний поглинач ГДШ на основі традиційних звукопоглиальних облицювань стінок не вдається. Крім того, дуже важливо знайти співвідношення лінійних розмірів глушника і довжини звукової хвилі. Якщо довжина хвилі більше лінійних розмірів глушника, ефективного поглинання звуку не відбувається. Очевидно, що для хвиль низьких частот, розміри глушника стають неприйнятними – дуже великими.

Конструкції активних і реактивних глушників для повітряного середовища розглянуто у роботах [4, 11, 13], де наведені результати експериментів з реактивними глушниками різних типів: камерними, двокамерними, двох з'єднаних коротким горлом камер й іншими. Наведено формулу для розрахунку багаторезонаторного глушника. Показано, що звукоізоляція облицюванням для широкої смуги частот не завжди ефективна.

У роботах [4-6] наведені різні методики розрахунку глушників за методом чотириполюсників. Виведені формулі для визначення ступеня гасіння та розмірів глушників різних типів: кільцевого резонатора Гельмгольца, комбінованих двокамерних горлових глушників.

Границі умови для розширювальних і комбінованих камер, резонатора, отворів у екрані розглянуті у роботах [3-7, 9]. Для знаходження власних частот використовується графічне рішення хвильового рівняння, наводиться розрахунок параметрів і конструктивних особливостей розширювальних і комбінованих камер, наведені їх конструкції. Є приклади розрахунку глушників пульсацій у газопроводах. Доведено, що застосування резонаторів ефективне при наявності дискретних складових спектру, що, на наш погляд, не є цілком коректним.

Розрахунок ізолятора звуку з резонаторами у вигляді  $\frac{1}{4}$ -хвильових трубок наведений у роботі [4, 7, 13]. Виведено дисперсійне рівняння для дійсного і уявного хвильового числа. При аналізі цього рівняння показано, що глушник має кілька смуг загасання, а максимальний ефект досягається послідовним включенням декількох фільтрів з однаковими резонаторами. Встановлено, що при зменшенні радіусу труби зростає і розширюється частотний діапазон ефективного використання, а при збільшенні коефіцієнту перфорації зростає основна резонансна частота.

У роботах [9-11] проведено розрахунки відгалуженого резонатора, як глушника коливань тиску у гідралічних системах. Використане поняття коефіцієнта внесеного загасання (КВЗ) і показано, що кожному значенню КВЗ відповідають два значення частоти і обидва цих значення є комплексно-сполученими. Проводиться розрахунок параметрів резонатора (обсягу, розмірів горла) залежно від частотного діапазону і КВЗ.

У [6-8, 11] наведені еквівалентні електричні схеми глушників пульсацій тиску гідралічних магістралей у вигляді одночільної розширювальної камери і подвійної розширювальної камери. Визначені КВЗ і граничні частоти діапазонів ефективності застосування глушників, зазначено, що глушники мають уявний акустичний імпеданс. Додатково відзначений складний взаємовплив

глушника з усією системою, визначені співвідношення імпедансу системи і глушника.

Оцінка ефективності та розрахунок глушників пульсацій тиску проводиться методом чотирьохполюсників також у [8, 9]. КВЗ і відображення визначаються з значення імпедансу глушника і джерела (насоса). Виведена формула, що визначає КВЗ при використанні глушника, як відгалуженого резонатора. Показано, що значний вплив на коефіцієнт загасання надають як акустичний імпеданс насоса, так і акустичний імпеданс системи.

Роботи [7-9] присвячені проблемі обґрунтування використання резонатора в якості глушника вимушених коливань тиску у гідросистемах. Вирішується диференціальні рівняння для руху рідини у горлі і ємності резонатора, визначається імпеданс резонатора і коефіцієнт внесеного загасання. Наведено формулу розрахунку необхідного обсягу резонатора. На прикладі трубопроводу хімічної установки з поршневим насосом, розглядається методика дослідження пульсацій тиску. Розглянута можливість зниження пульсацій за допомогою резонатора, що вбудовується у трубопровід за насосом, наведені діаграми пульсацій тиску, що показують ефективність використання резонатора.

У багатьох наукових працях, показано, що жорсткість класичного резонатора Гельмгольца визначається жорсткістю рідини, що заповнює його судину. Для зниження жорсткості резонатора і зменшення його об'єму, у посудину резонатора встановлюють різні пружні елементи. У [11-13] розглянуті конструкції, у якій пружні демпфуючі камери встановлені на перфорованій ділянці трубопроводу. У даній конструкції перфорація стінок грає роль горловини резонаторів. В працях [11-13], у якості пружного елемента, використовується сильфон, заповнений нейтральною рідиною, при цьому, в рідині розміщені пружні кулі. При цьому, при підвищенні тиску робочу середу стискає сильфон і пружні кулі, витісняючи нейтральну рідину у газову порожнину, демпфує імпульс тиску.

Демпфери, з'єднані з трубопроводом через екран, що має спеціально підібрані отвори, розглянуті у [4, 9, 11, 13]. У рідині розташована порожнина, заповнена газом. Ця порожнина укладена у еластичну оболонку і налаштовується на резонансну частоту системи за допомогою зміни обсягу. Газова порожнина гасить коливання, але призводить до появи додаткового резонансу, тому для зниження амплітуд резонансу необхідно збільшувати ступінь демпфірування за рахунок створення навколо порожнини перфорованого екрану.

Таким чином, можна стверджувати, що основний гідродинамічний шум характеризується як широкосмугові коливання робочої рідини з малими амплітудами, убутними зі збільшенням частоти. Для придушення акустичних коливань робочої рідини у гідросистемах широке застосування знайшли різноманітні глушники коливань. Розміщення таких пристрій на вході і виході може вирішити завдання акустичної ізоляції від гідродинамічного шуму у системі. Зрозуміло, що широкосмуговий склад фонового шуму означає те,

що глушник повинен мати здатність до придушення коливань у широкому діапазоні частот (до декількох кілогерц). Очевидно, що досягти вирішення цієї задачі за допомогою тільки одного конкретного типу глушника неможливо. Тому розробка структури пристрою придушення коливань робочої рідини повинна зводитися до складання його з декількох каскадів, що впливають на окремі ділянки спектру гідродинамічного шуму.

Ефективність функціонування будь-якого глушника можна підвищити за рахунок введення до його складу елементів активного акустичного опору, які розсіюють енергію коливань, що локалізована на його реактивних елементах. Робота глушника з постійним активним опором передбачає виконання умови максимального поглинання енергії коливань. Це забезпечується за умови рівності хвильового опору глушника хвильовому опору приєднаного трубопроводу. Оскільки у більшості випадків хвильовий опір приєднаного трубопроводу активний і не залежить від частоти, то дисипативний елемент глушника повинен забезпечувати схожий характер хвильових опорів у графічних перетинах глушника. Активні складові опору необхідно реалізовувати у вигляді дросельних елементів, включених до складу гілок глушника. Розрахункові опори чотириполюсника обчислюються за виразом:

$$r = \rho \cdot a \sqrt{\frac{l}{S \cdot V_{np}}},$$

де  $r$  – опір дросельних елементів глушника;  $l$ ,  $S$  – довжина і площа поперечного перерізу з'єднувального каналу;  $V_{np}$  – приведений обсяг розширювальної порожнини;  $a$  – швидкість звуку у робочій рідині.

Опір дросельних елементів є умовою узгодження хвильових опорів глушника і приєднаних трубопроводів, що забезпечує найбільш ефективну роботу глушника. Цей опір визначається так:

$$r = \frac{\rho \cdot a}{S_m},$$

де  $S_m$  – площа поперечного перерізу вхідного трубопроводу.

Для зниження габаритів і зменшення гідродинамічного опору глушника, його другий каскад розташовується паралельно першому. Основним його призначенням є зниження гідродинамічного, шуму лише на низьких частотах. Традиційно, для вирішення цього завдання, використовується резонансний контур, горловина якого шунтована активним опором. Налаштування частоти резонансного контуру  $\omega_p$  здійснюється на середину нижнього діапазону частот:

$$\omega_p = a \cdot \sqrt{\frac{S_e}{V_{np} \cdot l_e}},$$

де  $S_e$  і  $l_e$  – відповідно, площа поперечного перерізу і довжина горла резонатора;  $V_{np}$  – наведений обсяг порожнини резонатора. Уведення у резо-

натор активного опору шунтованого горла, призводить до більш повільног наростання модулю імпедансу резонансного контуру у позарезонансній області частот вібрацій.

Після розрахунку основних геометричних характеристик глушника коливань розробляється його конструкція. На рис. 3 представлений ескіз можливого конструктивного виконання глушника гідродинамічного шуму. Прийнято, як приклад, що вимірювальна ділянка має прохідний перетин 150 мм, а приєднувальні трубопроводи – 200 мм, вхідний і вихідний діаметри центрального каналу глушника – різні. З урахуванням змінного діаметрів конфузору й дифузору центрального каналу, змінного діаметру розширювальної ємності контуру з постійним активним опором і порожнини резонатора, КВЗ має розрахункову частотну залежність, представлена на рис. 3.

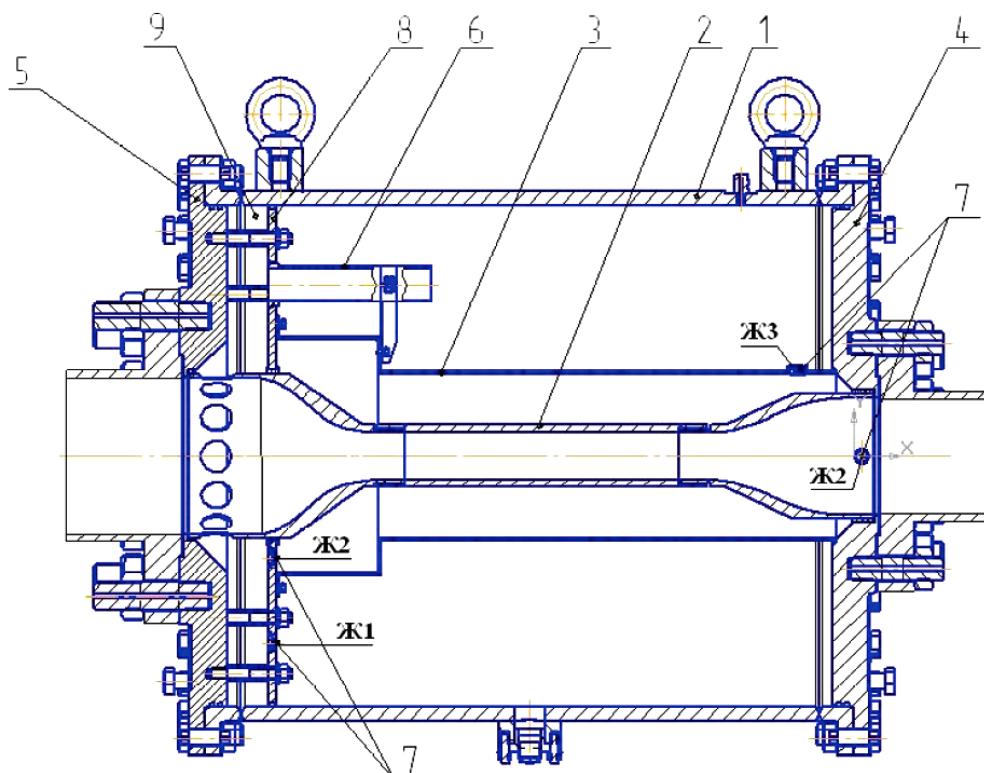


Рис. 2. Конструкція глушника гідродинамічного шуму: 1 – ємність резонансного контуру; 2 – центральний канал; 3 – ємність контуру постійного активного опору; 4, 5 – приєднувальні фланці; 6 – індуктивність резонансного контуру; 7 – жиклері; 8, 9 – сполучна порожнина

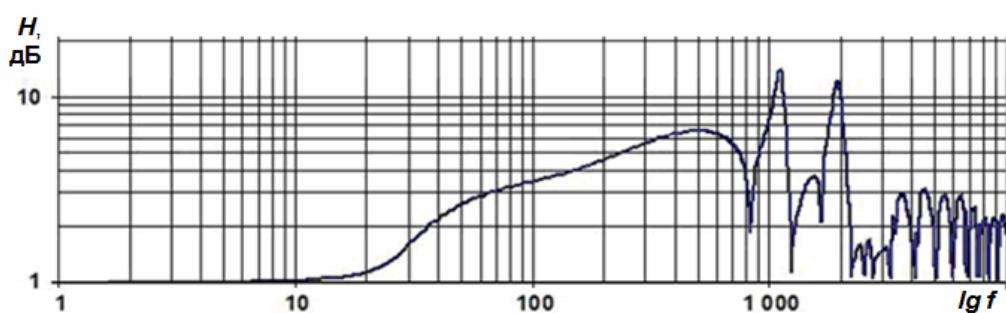


Рис. 3. Амплітудно-частотна характеристика КВЗ глушника гідродинамічного шуму

Виходячи із наведеного вище можна зробити наступні висновки.

1. Однією із проблем, що завжди виникає при експлуатації суднових відцентрових насосів є вібрація, яка може призводити до серйозних, навіть аварійних, наслідків. Це робить проблему дослідження й наступного усунення причин вібрації суднових відцентрових насосів актуальною.

2. Для запобігання передачі вібрації малої амплітуди з великою частотою через робочу рідину у систему трубопроводів визначена ефективна конструкція глушника гідродинамічного шуму. Можна стверджувати, що використання такого глушника ГДШ є ефективним засобом для попередження передачі вібрації до всієї насосної системі, але, що вкрай важливо, необхідно застосовувати комплексні міри для боротьби з вібрацією.

3. Глушник є додатковим елементом насосної системи і, як конструкція, має свої показники надійності. Визначення рівня надійності всієї насосної системи дуже складне, закладене на етапах проектування та забезпечується на етапі виробництва. Конкретне значення рівня надійності суднової відцентрової насосної системи визначається у процесі формування номенклатури показників надійності окремих її елементів, визначенням їх кількісних значень, формулюванням понять відмов та крайнього стану елементів, використанням апріорної і статистичної інформації про закономірності процесів виникнення відмов, обранням оптимального варіанту вірогідності моделі з наступним аналізом результатів стендових випробовувань й таке інше. Саме тому потребуються подальші дослідження запобігання передачі вібрації відцентрових насосів .

#### *СПИСОК ЛИТЕРАТУРИ*

1. Борьба с шумом на производстве. Справочник / Под ред. А.Я. Юдина. – М.: Машиностроение, 1985.
2. Перспективные методы демпфирования колебаний давления в трубопроводах / Х.Н. Низамов, Г.Л. Батин, А.В. Прунцов, Р.Ф. Ганиев // Гидроупругие колебания и методы их устранения в закрытых трубопроводных системах. Сборник статей Сиб. НИИ гидротехники и мелиорации. - Красноярск: СибНИИГИМ, 1983.
3. Уменьшение шума на судах. Справочник / Под ред С. Амбле и Е. Брубаки. – М.: Машиностроение, 1980.
4. Покровский Б.В. Научные основы расчета и проектирования малошумных судовых центробежных насосов. – Дисс. на соиск. уч. степ. д-ра технич. наук. – М.: МЭИ, 1997.
5. Терк В.А. Расчет глушителя шума с несквозной перфорацией / Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС, вып. 87, 1974. – С. 56-61.
6. Sichere Gestaltung von Arbeitsmaschinen und deren Umfeld / H.J. Brokowsky, T. Wierscham, H Kayss. - "Chem. – Techn." (BRD), 1986, 15, № 4, pp 23-24, 36.

7. Брудков Л.И. Расчет ответвленного резонатора как гасителя колебаний давления в гидравлических системах с активной проводимостью / Л.И. Брудков, В.И. Санчугов, В.П. Шорин // Сб. науч. трудов молодых ученых Куйбышевского авиационного института им. С.П. Королева. Вып. 1, 1971. – С. 67-70.
8. Шорин В.П. Проектирование гасителей колебаний типа акустического фильтра низких частот / В.П. Шорин // Труды Куйбышевского авиационного института им. С.П. Королева. Вибрационная прочность и надежность летательных аппаратов, вып. 51, 1972. – С. 37-43.
9. Шорин В. П. Гаситель колебаний, выполненный по схеме Т-образного мостикового 4-х полюсника / В.П. Шорин // Труды Куйбышевского авиационного института им. С.П. Королева. Вибрационная прочность и надежность летательных аппаратов, вып. 51, 1972. – С. 40-47.
10. Самойлов Е.А. Демпфирование колебаний жидкости в баках и трубопроводах / Е.А. Самойлов, Н.И. Паничкин // Труды семинара “Динамика упругих и твердых тел, взаимодействующих с жидкостью”. – Томск: Томский университет, 1972. – С. 187-195.
11. Брайнин Б.П. Разработка глушителей гидродинамического шума центробежных насосов. – Дисс. на соиск. уч. степ. канд технич. наук. – М.: МВТУ им. Баумана, 2014.
12. Гимадиев А.Г. Проектирование гасителей колебаний для гидравлических цепей управления / А.Г. Гимадиев, Е.В. Шахматов, В.П. Шорин // Известия АН СССР. Энергетика и транспорт, № 4, 1987. – С. 27-33.
13. Плицына Е.В. Совершенствование реактивных глушителей шума для предприятий транспорта. – Дисс. на соиск. уч. степ. канд технич. наук. – М.: МИИТ, 2014.

УДК 621.421

Зельський Я. О., Унгаров Д. В., рук.проф. Онищенко О. А.  
Одесская национальная морская академия

## **ПОБУДОВА СУДНОВОЇ ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИЧНОЇ СИСТЕМИ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ЕЛЕКТРОХІМІЧНИХ НАКОПИЧУВАЧІВ ЕНЕРГІЇ**

Експлуатація більшості суднових електроенергетичних систем (СЕЕС) здійснюється при одночасній роботі двох дизель-генераторів (ДГ), одному відключенному та одному аварійному дизель-генераторі (АДГ). У штатному режимі, зазвичай, два працюючих ДГ завантажені до 20-45 % своєї номінальної потужності, а при навантаженні будь-якого з цих генераторів до рівня 80 % номінальної потужності, вмикається до паралельної роботи з мережею третій генератор, аварійний дизель-генератор вмикається на протязі 30 секунд після знецурмлення. Існують деякі СЕЕС, де здійснюється у штатному режимі робота лише одного, основного ДГ, а другий знаходиться у резерві і

готовий до підключення на паралельну роботу з основним генератором. Для більшості суден зазначена особливість функціонування СЕЕС обумовлена вимогами безпеки, оскільки при експлуатації судна обов'язково необхідний динамічний резерв електроенергії, чого вимагають Морські регістри України, Росії, Японії й інші.

Наявність такого істотного (не меншого, ніж 100 %) динамічного резерву енергії пов'язана з необхідністю ефективного демпфування непередбачуваних пікових навантажень у СЕЕС, що можуть привести до відключення найважливіших споживачів і навіть усього пропульсивного комплексу. Така вимога виникає ще й тому, що на запуск відключенного ДГ з подальшою його синхронізацією із суднової мережею потрібен хоч і незначний час (див. табл. 1), але це час, за який із знеструмленням судном може відбутися фатальна аварія.

Табл. 1. Час від подання сигналу на автоматичний пуск до моменту прийому навантаження до номінального значення для ДГ, що підготовлені до швидкого приймання навантаження

Потужність, кВт	Час, с
До 100	10
Від 100 до 500 включно	20
Від 500 до 1000 включно	30
Більше 1000	40

Пікові навантаження на СЕЕС можуть виникати через особливості експлуатації судна, конкретного типу технологічного процесу здійснюваного судном (динамічне позиціонування нафтових платформ, зачепи тралу та ін.), непередбаченим включенням потужних споживачів, особливостями проходження судном вузькостей і складними погодними умовами.

Слід зазначити, що генераторні установки, обладнанні системи автоматичного пуску, у період очікувань знаходяться у “гарячому резерві”. Це означає, що як мінімум, здійснюється постійний підігрів сорочки двигуна (для електростанцій з рідинним охолодженням). Електростанція з автоматичним пуском може прийняти на себе навантаження за декілька секунд (див. табл. 1) з моменту зникнення напруги у зовнішній мережі, їй не потрібен час на додатковий прогрів двигуна. Крім того, немає необхідності вручну здійснювати перемикання у розподільному щиті – всі необхідні комутації виконуються автоматично, а під час роботи ДГ здійснюється автоматична підтримка частоти вихідної напруги і обертів двигуна електростанції. Для особливо складних умов експлуатації, у спеціальних ЕЕЕС можлива робота ДГ й у такому режимі, коли двигун працює постійно, але до генератора навантаження не підключено або мінімальне. У такому режимі витрата пального, хоч і не дуже велика, але теж є. Необхідно пам'ятати, що при переключеннях у аварійні режими необхідна гарантована робота акумуляторних батарей. Тому під час нормальної експлуатації СЕЕС

необхідно забезпечити й підзарядку акумуляторних батарей, на що теж витрачається пальне.

Також зрозуміло, що сумарна витрата пального для двох частково завантажених ДГ істотно вища, ніж у одного ДГ, працюючого при аналогічному навантаженні.

Але це плата за безпеку судноплавства. Проте, з метою економії пального та на шкоду безпеці, досить частими у судновій практиці є випадки грубого нехтування правилами безпеки, коли судно працює при одному включеному ДГ та другому ДГ, що, в країному випадку, знаходиться у “гарячому” резерві.

Таким чином, актуальним стає завдання, яке направлене на одночасне вирішення існуючих проблем підвищення безпеки судноплавства і ефективності експлуатації суднових електроенергетичних систем.

Пропонується змінити технічну складову традиційного підходу до побудови СЕЕС, придатну для застосування у багатьох типах суден [5]. Основний принцип запропонованої видозміни СЕЕС укладений у тому, що у багатьох практичних випадках експлуатації суден, робота основного ДГ може здійснюватися при навантаженнях аж до 80 % номінального значення, а динамічний резерв енергії буде здійснюватися від додаткового статичного джерела електричної енергії.

Такий підхід відомий, проте його технічна реалізація до сьогоднішнього дня була практично нездійснена через відсутність високоефективного статичного джерела енергії, яке помітно перевищує за своїми техніко-експлуатаційними характеристиками класичні акумуляторні батареї та забезпечує високу ступінь пікового навантаження й запасу електроенергії.

Пропонується використання у СЕЕС додаткової батареї, котра складена з двошарових електрохімічних конденсаторів EDLC (electric double-layer capacitor) [1].

Відомі рішення з використання EDLC у автомобільному транспорті та у деяких електрических мережах спеціального призначення.

Пристрій EDLC – статичний електрохімічний, з органічним або неорганічним електролітом, “обкладинками” якого служить подвійний електричний шар на межі розділу електродів та електроліту. Функціонально EDLC являє собою гібрид конденсатора і хімічного джерела струму і відноситься до накопичувачів електричної енергії молекулярного типу. Конденсатори з подвійним симетричним електричним шаром відрізняються від класичних конденсаторів тим, що для просторового розділення різноманітних зарядів, які створюють робоче електричне поле, використовують мікрокопічний поляризований шар на кордоні поверхні розподілу двох середовищ.

Сучасний EDLC має біполярну герметичну й дуже технологічну конструкцію на основі активованого вугілля у зв'язаному водно-лужному електроліті і володіє дуже високими енергопотужними характеристиками. Властивості EDLC дозволяють його ефективно застосовувати у якості за-

ряджувального імпульсного джерела струму з робочою напругою заряду до декількох сотень вольт і кількістю циклів заряду-розряду не менше мільйона. Сучасні EDLC мають високу щільність запасеної енергії і незначний витік заряду. Відомі батареї EDLC з запасеної питомою енергією більшою ніж 50 Дж/см<sup>3</sup> (на два порядки більше питомої енергії будь-яких класичних конденсаторів) та з питомою середньою потужністю до 10 кВт/кг. Останній показник істотно перевищує питому потужність традиційних кислотних або лужних акумуляторів і дозволяє використовувати EDLC у якості демпферного джерела у СЕЕС.

Наприклад, компанією “ЭСМА” розроблена і запатентована передова технологія електрохімічних конденсаторів “асиметричного” типу. У даній конструкції негативний електрод виконаний з активованого вуглецевого матеріалу (поляризований електрод), а позитивний електрод є неполярізованим (фарадеєвським). Позитивний електрод виготовлений з гідроксиду нікелю, як електроліт використовується водний розчин лугу, застосовуваний у лужних акумуляторах і тому має низьку ціну. Така асиметрична конструкція дозволила створити й масово виробляти електрохімічні конденсатори з високою питомою ємністю і енергією, низьким внутрішнім опором, слабо залежних від температури у процесі експлуатації і зберігання.

До того ж, такі EDLC не вимагають обслуговування, мають широкий інтервал робочих температур, зберігають працездатність при вкрай низьких (-50 °C) температурах, здатні витримувати без руйнування і виходу з ладу підвищенню напруги.

Так, суперконденсатор на основі елементів “ЭК 353” має вагу 200 кг, енергоємність 5 МДж і пікову потужність до 200 кВт. Для порівняння – 4 кислотних акумулятора вагою у  $4 \times 50 = 200$  кг, мають енергоємність до 20 МДж, але пікову потужність меншу, ніж 40 кВт. Зрозуміло, що, кислотні акумулятори потребують спеціального обслуговування, вентиляції, тощо і не взмозі віддавати велику пікову потужність, яка необхідна при короткочасних навантаженнях у СЕЕС.

Одне з важливих питань – це офіційне визначення місця використання суднових енергетичних систем із застосуванням EDLC. Але це питання не технічного, а організаційного типу і цілком залежить від досвіду (якого ще не має) експлуатації, від визнання таких СЕЕС Морськими регістрами, класифікаційними органами, проектними організаціями.

Ще одне з питань – це вартість такої складної СЕЕС. Слід зауважити, що ціни на електрохімічні конденсатори EDLC постійно знижуються. Так, у 1996 році 1 Ф ємності EDLC коштувала 0,75 \$ при сумарних витратах майже у 284 \$ за 1,0 кДж енергії. Вже у 2006 році за 1 Ф ємності необхідно було витратити 0,01 \$, а за 1 кДж енергії 2,85 \$. У 2014 році за 1 Ф ємності EDLC необхідно було витратити лише 0,0045 \$, а за 1 кДж енергії близько 1,0 \$. Очевидно, що за 18 років питома вартість за 1 кДж впала майже у 300 разів, а за 1 Ф ємності – у 150 разів, і це падіння триває.

На перший погляд, ці суми незначні, проте необхідно пам'ятати, що:

а) лише батерей з декількох EDLC недостатньо і необхідні додаткові електронні пристрой;

б) робоча напруга одного елемента EDLC невелика – близько до 2 В;

в) при послідовному з'єданні однакових однотипних елементів EDLC у батарею, сумарна ємність батареї  $C_{\Sigma}$ ,  $\Phi$ , визначається за формулою:

$$1/C_{\Sigma} = 1/C_1 + 1/C_2 + 1/C_3 + 1/C_4 \dots,$$

де  $C_1 = C_2 = C_3 = C_4 = \dots$  – ємності окремих однотипних елементів EDLC, тобто сумарна ємність батареї з послідовних елементів суттєво зменшується;

г) при роботі EDLC у якості накопичувальних (буферних) конденсаторів силових енергетичних систем, вони швидко втрачають вихідну напругу до половини від початкового значення напруги, віддаючи до 75 % запасеної енергії. Тобто, необхідну енергію  $E$ , Дж, розраховану за відомою формулою:

$$E = C_{\Sigma} \cdot U^2 / 2,$$

де  $U$  – робоча напруга батареї, необхідно прийняти у чотири рази більшою. Розрахункове значення енергії:

$$E = 2 \cdot C_{\Sigma} \cdot U^2,$$

що приводить до суттєвого збільшення необхідної ємності батареї.

У залежності від часу  $\Delta t$  роботи у буферному режимі і необхідної потужності (простіше – від споживаного струму  $I$ ) нескладно підрахувати необхідну кількість окремих елементів EDLC за формулою:

$$C_{\Sigma} = (I \cdot \Delta t) / U.$$

У результаті попередніх підрахунків можна побачити, що вартість лише батареї EDLC може становити декілька десятків тисяч доларів.

Таким чином, з практичної точки зору, як аварійне (буферне) джерело, використання у СЕЕС EDLC цілком можливе, проте потребує вирішення низки дослідницьких завдань.

По-перше, це завдання заряду батареї EDLC, яка може мати ємність у кілька тисяч фарад.

По-друге, це завдання з'єдання окремих елементів EDLC у батарею із забезпеченням рівномірного розподілу напруги між елементами батареї.

По-третє, це завдання стабілізації вихідної постійної напруги при навантаженні EDLC.

Існує вкрай важливе завдання перетворення постійного струму у трифазний змінний струм з можливістю практично миттєвої синхронізації з СЕЕС.

Крім того, потребують вирішення завдання теоретичного і економічного обґрунтування можливості використання EDLC у СЕЕС, вибору параметрів і розрахунку основних його характеристик, ідентифікації змінних параметрів EDLC, моделювання, як статичних джерел енергії, так і СЕЕС із EDLC у статичних та динамічних режимах, теоретичного обґрунтування і конструктивного рішення електронних систем заряду і стабілізації напруги, формування алгоритмів включення EDLC у СЕЕС, технологічно-конструкційного обґрунтування всієї системи та низки інших.

### Висновки

Таким чином, пропонована СЕЕС повинна містити наступні елементи:

- електронний пристрій забезпечення заряду (підзаряду) батареї EDLC від суднової електричної мережі або від берегової мережі;
- батарею EDLC, що містить окремі елементи (банки) EDLC [1], систему розподіла напруги, власну систему моніторингу [2], контролю та захисту;
- електронний пристрій стабілізації вихідної напруги на основі імпульсних перетворювачів, наприклад, чопперно-бустерного типу (коректор коефіцієнту потужності, бустерний конвертор) [3, 4];
- керований статичний генератор (перетворювач «напруга постійного струму - трифазна напруга»), наприклад – на основі промислових перетворювачів частоти із забезпеченням постійної його готовності до синхронізації з СЕЕС;
- мікроконтролерних систем управління [4] підключенням на паралельну роботу EDLC з СЕЕС, що використовує швидкодіючі датчики напруги, частоти, струму, при необхідності – температури, з виконавчими контакторами;
- систему сигналізації, моніторингу [2], діагностики, захисту всієї системи.

Цей матеріал ставить досить нове рішення побудови СЕЕС і потребує додаткових досліджень.

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Суперконденсатор [Електронний ресурс]: <http://www.capacitorguide.com/supercapacitor/>.
2. Онищенко, О. А. Концепция системы компьютерного мониторинга и технической диагностики рефрижераторной установки судна / О. А. Онищенко, Ю. А. Очеретяний, В. И. Живица и др. // Судовые энергетические установки. – 2012. – № 28. – С. 5-11.
3. Букарос, А. Ю. Коректор коефіцієнту потужності для частотно-регульованого електроприводу / А. Ю. Букарос, О. А. Онищенко // Наукові праці НТУ “КПІ”. Енергетика. Екологія. Людина. – 2012. – С. 11-17. [Режим доступу]: <http://en.iee.kpi.ua/files/2012/2012.pdf>.
4. Онищенко, О. А. Универсальный нечеткий регулятор / О. А. Онищенко // Електротехнічні та комп’ютерні системи. – 2012. – № 07(83). – С. 49-52.

5. Унгаров Д. В. Концепція побудови системи демпфування пікових на-  
вантажень у судновій електричній мережі / Д. В. Унгаров, О. А. Онищенко //  
Матеріали VII-ї міжн. наук.-техн конф. “Суднова енергетика: стан та про-  
блемми” (12.11.2015 - 13.11.2015). – Миколаїв: НУК ім. адм. Макарова. – С.  
23-25.

УДК 662.6 : 629.5.03

Герасимов О.М, керівник к.т.н., доц. Логішев І.В.  
Одеська національна морська академія

## **ПІДВИШЕННЯ ОЧИСТКИ ПАЛИВА ЗА ДОПОМОГОЮ ЕЛЕКТРОФІЛЬТРІВ**

### **1. Вимоги до системи очищення суднового палива**

Надійність роботи паливної апаратури дизелів значною мірою визнача-  
ється якістю палива, що надходить до прецизійних деталей (плунжерної па-  
ри та розпилювача).

Захист паливної апаратури від забруднень палива досягається ефективи-  
ним очищеннем палива. У зв'язку з тим, що в сполученнях прецизійних де-  
талей мають місце малі зазори (1,5-3 мкм) до чистоти застосованого ди-  
зельного палива пред'являються підвищені вимоги. Наявність навіть невеликої кількості механічних домішок може призвести до порушення  
працездатності найбільш дорогих елементів системи упорскування палива і  
зниження надійності всього двигуна в цілому[1].

Тому підвищення рівня технічної експлуатації паливопідготовки, яка,  
звичайно, включає відстій, фільтрацію та сепарування палива є актуальною  
задачею. Для забезпечення необхідної чистоти палива один з цих методів  
очищення – фільтрація палива, повинен задовольняти ряду вимог [2]:

1. мати просту конструкцію, бути надійною і зручною в експлуатації, ма-  
ти низьку вартість;

2. забезпечувати високу ефективність очищення палива від забруднень;

3. мати невелике гідравлічний опір і максимально великий термін служби  
до забруднення фільтруючих елементів при;

4. володіти виборчою здатністю до продуктів забруднень по їх  
шкідливості, не знижувати працездатності при роботі на обводненому паливі  
та ефективно видаляти з нього воду;

5. послідовно включені очисники повинні видаляти з робочого середо-  
вища при її русі від одного очисника до другого все більш дрібні частинки.

Пунктам 2, 3 та 4 найбільш повно відповідає електрофільтрація - порів-  
няно новий спосіб очищення палива.

## 2. Принцип очищення палива в електричному полі

Робота електрофільтра в більшості випадків заснована на взаємодії заряденої частки забруднення з електричним полем.

Для електрофільтрів необхідно тільки електричне поле постійного струму. При змінному струмі відбувається перезарядження часток і ефект фільтрації різко знижується.

Перевагами процесів очищення нафтопродуктів в електричному полі є їх безперервність, менший об'єм електроочисника в порівнянні з відстійниками, відсутність рухомих деталей, характерних для відцентрових очисників, сталість пропускної здатності та гіdraulічного опору.

У той же час для такого очищення потрібні досить складна апаратура. Також процеси очищення нафтопродуктів в неоднорідному електричному полі високої напруги, будучи перспективними для практики, належною мірою не відпрацьовані і потребують всебічної експлуатаційної перевірці [3].

Розглянемо сили, які діють на частку забруднення у неоднорідному електричному (рис. 1):

- а) сила інерції спрямована протилежно напрямку руху частинки;
- б) пондеромоторна сила (сила, яка діє на тіла в електричному й магнітному полях) неоднорідного електричного поля  $F_{zh}$ , яка виникає з за різниці діелектричної проникності матеріалу частинки і палива і спрямована в бік збільшення на-напруженості поля;
- в) сила Кулона  $F_{zk}$ , діюча внаслідок притягання частинки до електрода;
- г) сила тяжіння  $F_{zr}$ ;
- д) підйомна сила Архімеда  $F_{za}$
- е) сила опору руху частинки у в'язкому середовищі  $F_{zc}$

Для визначення дійсної швидкості руху частки необхідно знайти суму діючих на неї зовнішніх сил.

Виходячи з першого закону Ньютона, частка буде перебувати в спокої або рухатися прямолінійно і рівномірно в тому випадку, якщо сума зовнішніх сил, що діють на неї, дорівнює нулю (рис. 1).

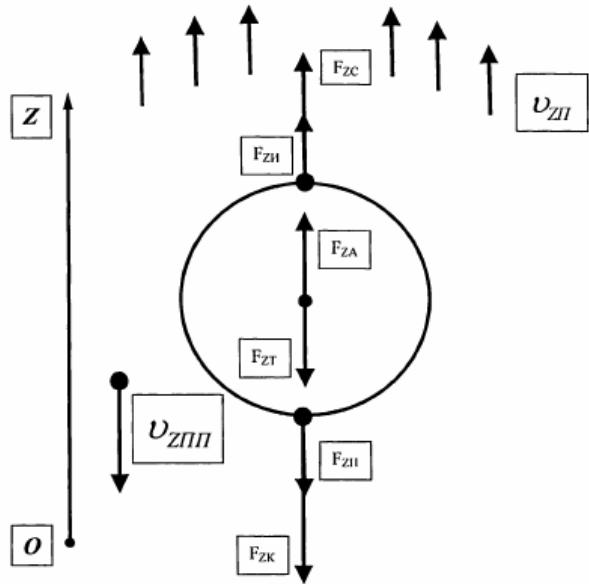


Рис. 1. Схема сил, що діють на частинку в потоці рідини

Спроектуємо діючі на частинку сили на вісь  $Z$ , спрямовану в бік руху потоку палива. З урахуванням дії зовнішніх сил отримаємо:

$$F_{ZH} + F_{ZA} + F_{ZC} = F_{ZT} + F_{ZP} + F_{ZK}$$

де:

$F_{ZH}$  - проекція сили інерції на вісь  $Z, H$

$F_{ZA}$  - проекція сили Архімеда на вісь  $Z, H$ ;

$F_{ZC}$  - проекція сили опору руху частинки в рідкому середовищі на вісь  $Z, H$ ;

$F_{ZT}$  - проекція сили тяжіння на вісь  $Z, H$ ;

$F_{ZP}$  - проекція пондеромоторної сили на вісь  $Z, H$

$F_{ZK}$  - проекція сили Кулона на вісь виданню  $Z, H$ .

Якщо описати кожну проекцію рівняннями на базі законів електродинаміки, то можна отримати математичну модель залежності ефективності очищення палива в електрофільтрі від його основних параметрів і характеристики забрудненого палива, яке в нього поступає.

Обчислення цієї моделі дозволило отримати залежність швидкості осадження і розмірів частинок від напруги (рис. 2). Для отримання оптимального очищення палива (тонкість відсіву близько 2 мкм), необхідно на електроди електрофільтру подати напругу близько 4600 В. При цьому ступінь очищення палива від механічних домішок буде близька до 100%.[3].

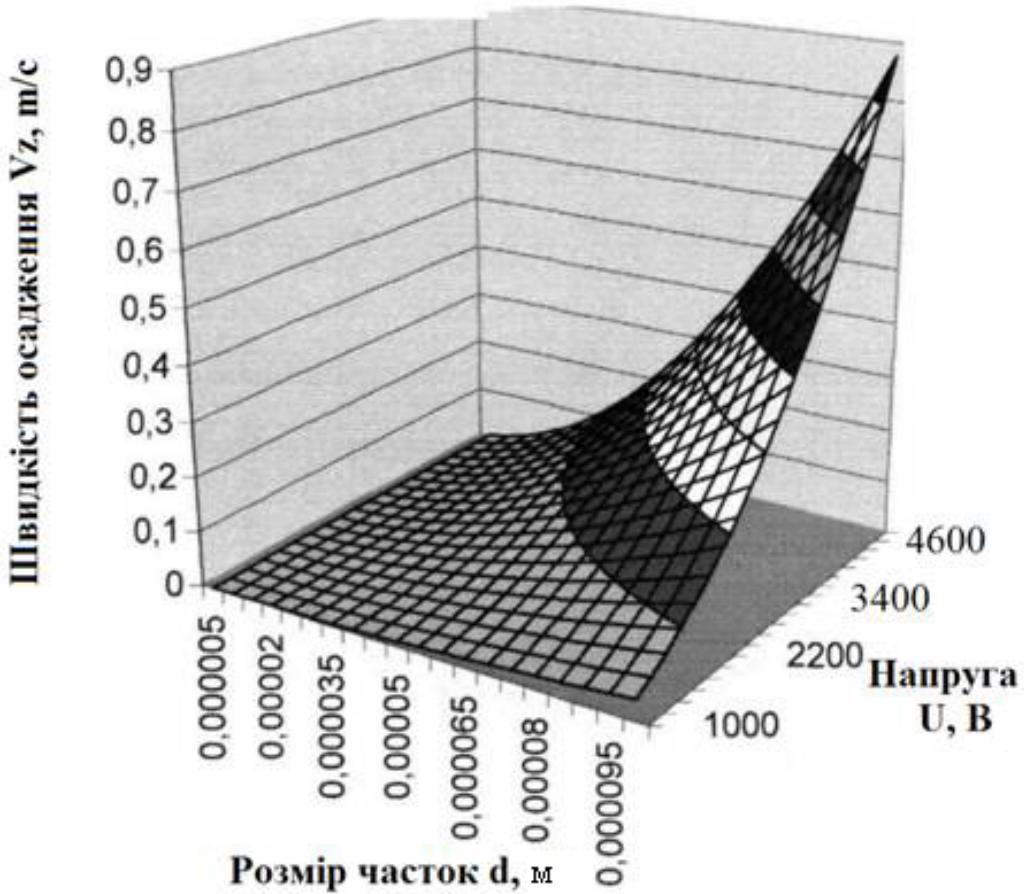


Рис. 2. Залежність швидкості осадження забруднень від їх розміру і напруги, поданої на електроди електрофільтру

Також отриману математичну модель можна використовувати для визначення конструктивних параметрів електрофільтру із заданим коефіцієнтом осадження.

### 3. Опис конструкції електроочисників

Очищення рідин в електростатичному полі - один з прогресивних способів очищення палива. Роботами ряду авторів [3,4] показана висока ефективність очищення палива цим способом від механічних домішок. У зв'язку з тим, що цей спосіб очищення досить ефективний, останнім часом були розроблені різні конструкції очисників, які працюють за данным принципом. Схема найпростішого електростатичного очисника наведена на рис 3.

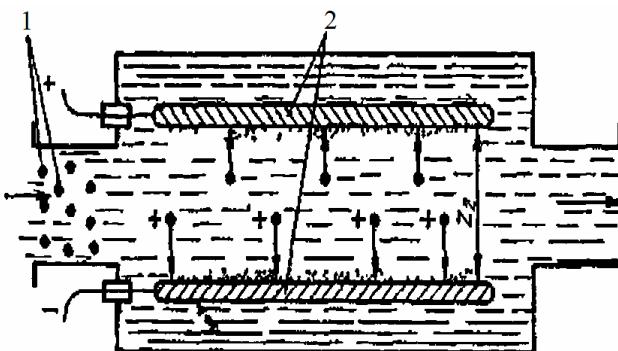


Рис. 3. Схема найпростішого електростатичного очисника діелектричних рідин  
1 - заряджені тверді частинки забруднювача; 2 – електроди

Його принцип дії заснований на тому, що частинки забруднень незалежно від їх природи під дією тертя об рідину отримують позитивний або негативний електричний заряд і притягуються до відповідних електродів, поміщеним в очищається рідина. Неважаючи на свою простоту, даний очищувач має ряд недоліків. Так, внаслідок витоку зарядів при зіткненні частинок з електродами, а також в результаті електричної конвекції, частинки забруднення можуть нестися з потоком рідини. При покритті електродів пористими речовинами дію потоку рідини та осілі частки зменшується, при цьому знижується і ефективність очищення. Крім того, при використанні пористого покриття видалення забруднень з електродів їх очищення значно ускладнюється [4].

З метою інтенсифікації процесу очищення і більш повної і надійного очищення робочої рідини запропоновано очищувач, в якому осаджувальні електроди розміщені радіально під кутом один до іншого, а в місці перетину електродів розташований фільтруючий пористий стрижень[3]. У процесі роботи очисника частки забруднень поляризуються в електричному полі, створюваному електродами, і починають під дією сил електричного поля переміщатися до фільтруючому пористому стрижню. Дійшовши до пористого стрижня, частинки забруднень впроваджуються в його матеріал, очищена ж таким чином рідина направляється до вихідного каналу очисника. Інтенсивність очищення в даному випадку звичайно ж підвищується, але стрижень фільтруючого пористого стрижня при цьому повинна бути досить високою, в іншому випадку після його повного заповнення частки забруднень будуть нестися разом з потоком рідини.

Відома також конструкція електростатичного фільтра для очищення діелектричних рідин (рис. 4.). Як електроди в даному електростатичному фільтрі використані кільця 2 з електропровідних матеріалів (металів).

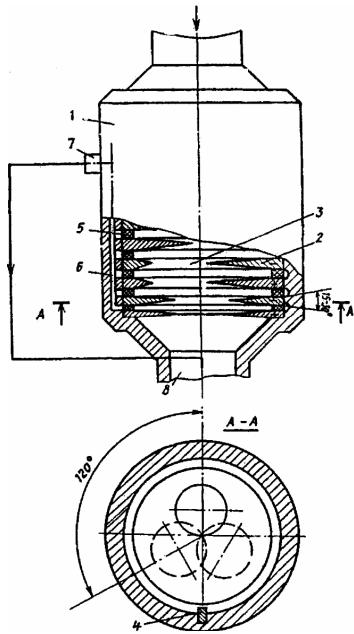


Рис. 4. Електростатичний фільтр для очищення діелектричних рідин

1 - корпус; 2 - кільця-електроди; 3 - центральні отвори; 4 - фіксатор; 5 - фільтруючі елементи; 6 - дренажна проточka; 7 - загальний злив; 8 - зона зниженого тиску.

Робота даного очисника полягає в наступному. При підключені до кільцевих електродів високої напруги (порядку 10 кВ) між кожною парою кільцевих електродів 2 створюється електричне поле. В результаті того, що бічні поверхні кілець-електродів скошені з двох сторін і утворюють кут  $15\text{--}30^\circ$ , кількість зарядів збільшується в міру наближення до вершини кута. Частинки забруднень, що містяться в рідині, проходячи через отвори кільцевих електродів 2, поляризуються і направляються по результуючій між векторами потоку робочої рідини і електричного поля в сторону фільтруючого елемента 5. Так, як кожна сусідня пара кільцевих електродів розвернута по осі очисника на  $120^\circ$ , то створюється рух рідини, що очищається по спіралі, внаслідок чого нерозчинні частинки механічних домішок також піддаються дії відцентрових сил, спрямованих у бік фільтруючих елементів 5. У зоні зниженого тиску 8 створюються умови для підсосу робочої рідини з дренажних проточок 6. Все це сприяє впровадженню нерозчинних частинок і вологи в фільтруючий елемент. Перевагою даної конструкції фільтра порівнянні з попереднім випадку для збільшення інтенсивності очищення поряд з силами електричного поля використовуються також сили інерції [3].

Основним недоліком даного фільтра є недостатня брудоємність фільтруючих елементів і складність видалення часток забруднень із зони осадження.

## Висновки

На підставі аналізу літературних джерел з'ясоване, що найбільше число відмов паливної апаратури високого тиску дизелів (до 50%) відбувається від зношування деталей під дією абразивних частинок, які є в паливі.

Основною причиною такого стану є те, що фільтри тонкого очищення палива не повною мірою задовольняють вимогам, пропонованим до очищення палива.

Електричні методи очищення палив відносять до порівняно нових способів паливопідготовки. Порівняно з механічною фільтрацією електрична не вимагає великих габаритів установки та часу фільтрації. Тонкість відсіву забруднень ці фільтри мають меншу, ніж механічні (приблизно у два рази).

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Власов П.А. Особенности эксплуатации дизельной топливной аппаратуры. - М.: Агропромиздат, 2001.
2. Пахомов Ю.А., Коробков Д.В., Дмитриевский Д.В., Васильев Г.Л. Топливо и топливные системы судовых дизелей – М.: РКонсульт, 2004.
3. Мартыненко А.Г., Коноплев В.П., Ширяева Г.П. – Очистка нефтепродуктов в электрическом поле постоянного тока. - М.: Химия, 2000.
4. Кочанов Э.С., Кочанов Ю.С., Скачков А.Е. Электрические методы очистки и контроля судовых топлив. – С-Пб.: Судостроение, 2005.

УДК 621.1873

Дуванов В.Ю., кер. к.т.н., доц. Логішев І.В.  
Одеська національна морська академія

## ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ УСТАНОВКИ ОЧИЩЕННЯ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ СУДНОВОГО ПАРОВОГО КОТЛА

### **1. Вимоги Конвенції МАРПОЛ до складу випускних газів**

Актуальність очищення випускних газів суднових дизелів та котлів визначається посиленням з 1 липня 2010 року вимог до концентрації оксидів сірки в продуктах згоряння суднового палива, введенням нової редакції Додатка VI Міжнародної конвенції з запобігання забруднень з суден (МАРПОЛ 73/78), що вимагає негайних заходів з приведення токсичних викидів у відповідність до введених норм за рахунок упровадження нових технічних рішень у судновій системі очищення.

З 1 липня 2010 року набула чинності нова редакція Додатка VI Міжнародної конвенції з запобігання забруднень з суден, згідно з якою:

- передбачуваний вміст сірки у будь-якому рідкому паливі, використаному на суднах, не повинен перевищувати 4,50% по масі до 1 січня 2012 року;

3,50% по масі з 1 січня 2012 року і після цієї дати; 0,50% по масі з 1 січня 2020 року і після цієї дати.

- якщо судна експлуатуються в районах контролю викидів, вміст сірки у рідкому паливі, використаному на суднах, не повинен перевищувати наступних меж: 1,50% по масі до 1 липня 2010 року; 1,0% по масі з 1 липня 2010 року і після цієї дати; 0,1% по масі з 1 січня 2015 року і після цієї дати. Інструкція 14 Доповнення до МАРПОЛ 73/78 вимагає від суден використання палива з вмістом сірки, який не перевищує зазначену кількість в інструкції 14.1 або 14.4.

- повинна застосовуватися система очищення відпрацьованих газів для зменшення загального викиду SOx до регламентованої величини. Система (агрегат) очищення відпрацьованих газів повинна бути схвалена Адміністрацією Сторони.

Негативні наслідки, до яких призводять компоненти випускних газів зведені у схему та зображені на рис. 1

## **2. Основні способи очищення випускних газів від окислів сірки**

### **2.1 Десульфурізація випускних газів морською водою**

Найпростішим способом видалення оксидів сірки з відпрацьованих газів є метод скрубування з використанням морської води [1]. На першому його етапі (в про-процесі контакту розпиленої води і відпрацьованих газів в скрубері) двоокис сірки розчиняється в морській воді; на другому - іони сульфатів видаляються разом з морською водою, а частина інших продуктів згоряння, у вигляді зважених часток, фільтрується і прямує в ємності для відходів. Частина іонів сірки входить в комбінацію з іонами основ ще в системі циркуляції, а інша частина – скидається за борт, попередньо змішуючись із свіжою забортною водою. При цьому відбувається швидка реакція з вуглекислим кальцієм, який міститься у морській воді, в результаті чого отримується сульфат кальцію (гіпс) і двоокис вуглецю.

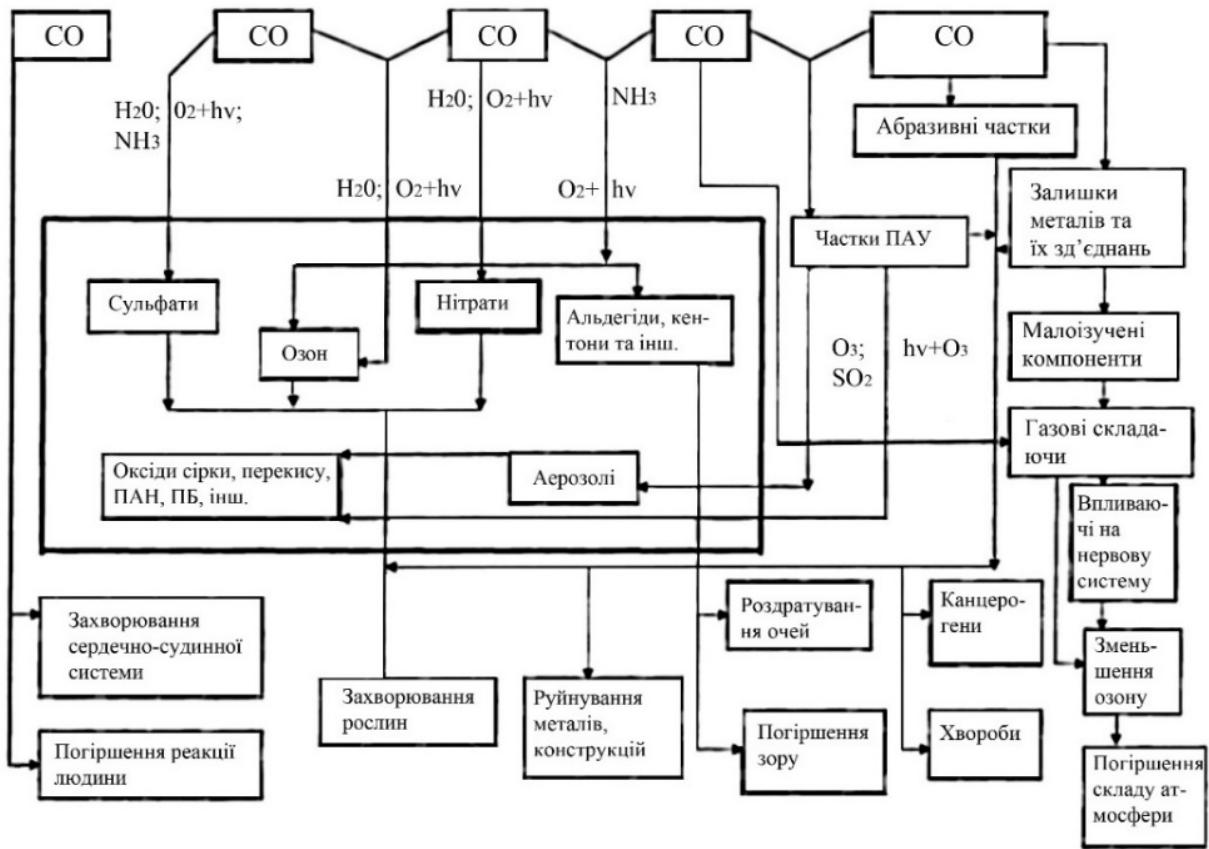


Рис. 1. Негативний екологічний вплив компонентів випускних газів

## 2.2 Абсорбційний спосіб

Розглянемо абсорбційний спосіб на прикладі вапнякового метода. Вапняковий або вапняний - один з найперших методів, розроблених для очищення димових газів від оксидів сірки (рис. 2), так як вапняк CaCO<sub>3</sub> і вапно CaO є самими дешевими і поширеніми матеріалами. Поглинання SO<sub>2</sub> при цьому відбувається у водній суспензії вапняку. Активними поглинаючими речовинами в цьому випадку є бікарбонат-іони, що утворюються при повільній реакції CaCO<sub>3</sub> з CO<sub>2</sub>. При використанні вапна остання в розчині переходить в Ca(OH)<sub>2</sub> і потім досить швидко при взаємодії з CO<sub>2</sub> перетворюється на Ca(HCO<sub>3</sub>)<sub>2</sub>. Повільної стадією процесу є також і реакція розчинення CaCO<sub>3</sub> з переходом у Ca(HCO<sub>3</sub>)<sub>2</sub>.

Відпрацьована суспензія виводиться з установки, і тверді частинки після зневоднення спрямовуються у шламовідвал.

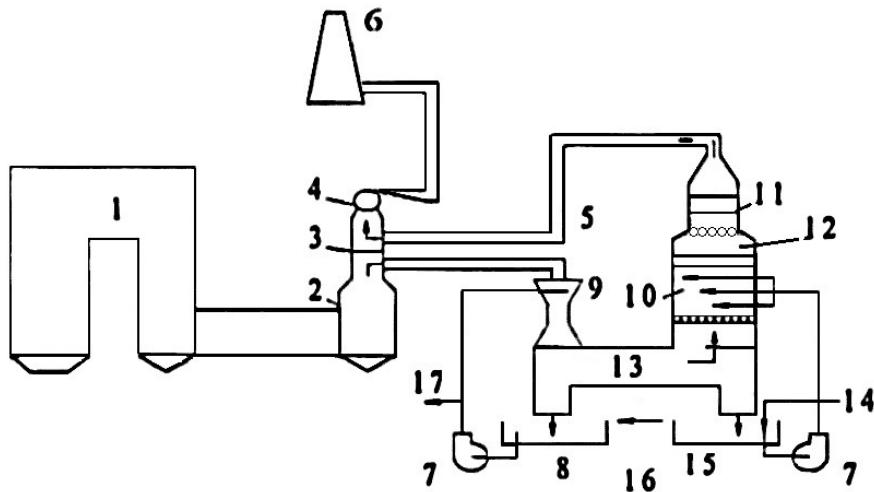


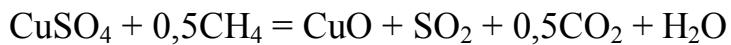
Рис. 2 - Схема очищення випускних газів від SO<sub>2</sub> вапняковим методом

1 - котел; 2 - електрофільтр; 3 - заслінка; 4 - основний димосос; 5 - додатковий димосос; 6 - димова труба; 7 - насоси; 8 - рециркуляційний бак абсорбера Вентурі; 9 - абсорбер Вентурі; 10 - абсорбер; 11 - парової підігрівач; 12 - влаговідділювач; 13 - відстійник; 14 - мелений вапняк; 15 - рециркуляційний бак абсорбера; 16 - перелив; 17 – шлам.

### 2.3 Адсорбційний спосіб

Розглянемо адсорбційний спосіб очищення випускних газів на прикладі окисно-мідного методу [2]. Сорбент для поглинання SO<sub>2</sub> згідно з цим методом являє собою носій окису алюмінію, покритий плівкою мідної солі. Продукти згорання з котла очищаються від золи в електрофільтрі (рис. 3) і направляються при t = 300°C у адсорбер, де уловлюється окислом міді:

Очищений газ надходить назад у котел (на воздухопідігрівач) і далі в димову трубу. Відпрацьований сорбент направляється в теплообмінник, де нагрівається до температури 450°C, і далі в десорбер, де регенерується метаном:



В результаті реакцій утворюється газ, що містить 38% SO<sub>2</sub>. Регенерований сорбент підігрівається в теплообміннику до 465°C і пневмотранспортом доставляється назад в адсорбер, причому його температура на вході в адсорбер дорівнює 405°C. Ємність сірки у сорбенті становить 1,5% по масі, причому 1% сірки залишається в регенерованому сорбенті.

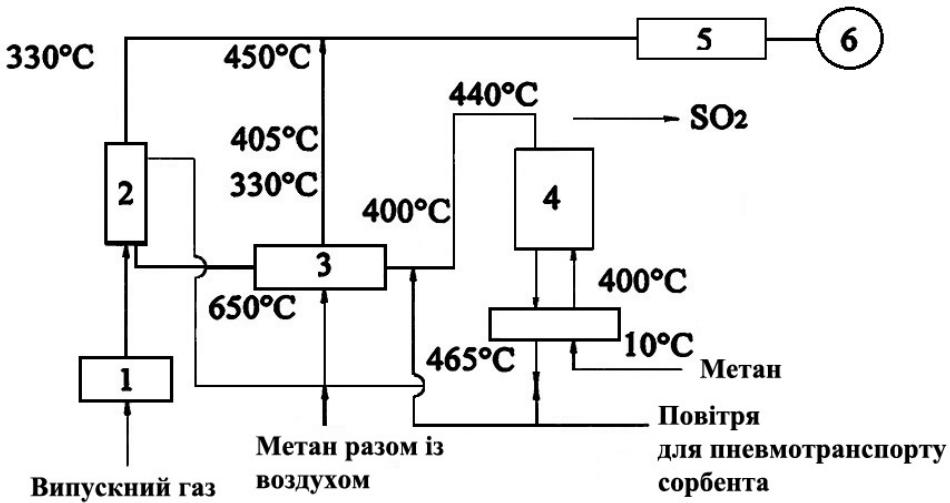


Рис. 3. Принципова схема очищення продуктів згоряння від SO<sub>2</sub> по окисно-мідному методу

1 - електрофільтр; 2 - реактор; 3 - теплообмінники; 4 - регенератор;  
5 - підігрівач димових газів; 6 - димова труба.

### 3. Установка поглинання газових викидів (УПГВ)

У роботі пропонується використання комбінованої водяної установки поглинання газових викидів - УПГВ. Вона працює таким чином - в струминний [3] апарат 1 (рис. 4) по підверженому вібраційній дії патрубку 3 подають на-сичений пар. Через патрубок 4 інжекується газовий потік, наприклад, відпрацьований газ, який йде з парового котла, з температурою нижче температури насичення пари. При перемішуванні потоків в камері змішування 5 відбувається конденсація насиченого пару, з поглинанням компонентів газового потоку цім конденсатом. Газорідинний потік направляють в дифузор 6, де відбувається повна конденсація пари за рахунок додаткових перфорованих поверхонь 7, охолоджуваних тепловими трубами 8, а також за рахунок збільшення тиску потоку по ходу дифузора у порівнянні з тиском відповідним температурі насичення. Одночасно з цим процесом відбувається процес змішання нерозчиненого газу з рідиною, який відбувається на плівці конденсату, що утворюється на перфорованих поверхнях 7, підвержених вібропливу від віброприводів 9. Конденсат [4] з розчиненими у ньому газами відводять на другу ступень установки, а нерозчинені гази по трубопроводу 11 направляють у ємність 12, під пористий фільтр 13, який змочують рідиною через розприскувач 15. Поглинання газу рідиною відбувається в порах фільтра 13, підданого дії вібрації. Не поглинутий газ відводять по патрубку 16, а рідина при повному насиченні її газом (контролюється за величиною водневого показника pH) направляється на хімічну обробку - нейтралізацію.

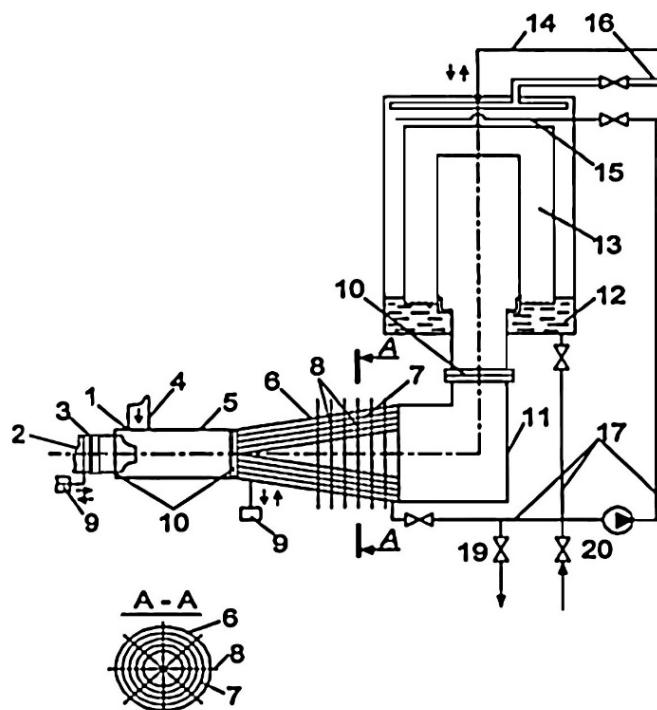


Рис. 4. Комбінований змішувальний пристрій установки поглинання газових викидів

1-4 – струминний апарат; 5 – камера змішування; 6 – дифузор; 7 – перфоровані поверхні; 8 – теплові труби; 9 – вібропривід; 10 – сильфони; 11, 16, 17 – трубопроводи; 12 – ємність; 13 – фільтр; 14 – шток; 15 – розприскувач; 18, 19 ,20 – вентиль.

#### 4. Аналіз ефективності УПГВ та порівняння її з іншими типами установок

##### 4.1 Якість очищення УПГВ випускних газів від окислів сірки

Розглянемо діаграму, яка ілюструє концентрацію сірки на різних етапах очищення в УПГВ (рис. 5).

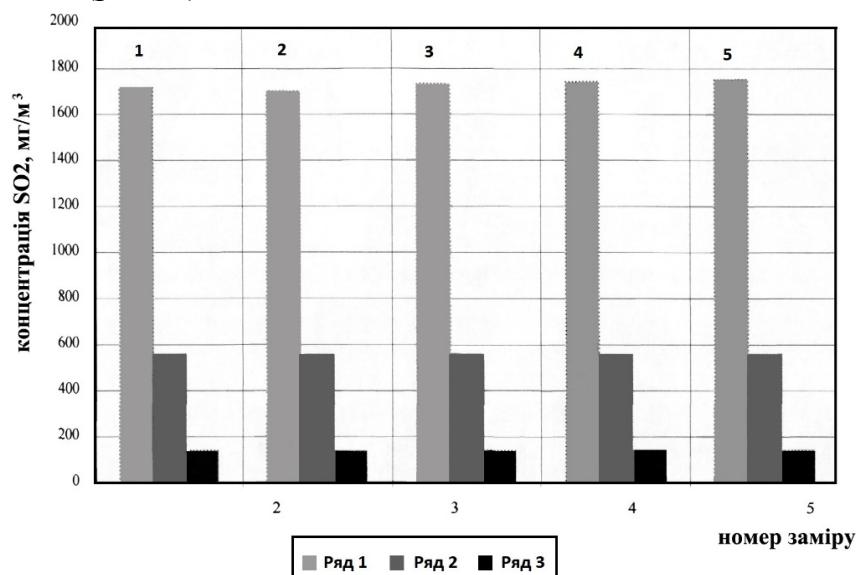


Рис. 5. Зміна концентрації SO<sub>2</sub> у газовому тракті в процесі випробувань УПГВ  
ряд 1 - точка заміру до струминного апарату; ряд 2 - після струминного апарату; ряд 3 - після УПГВ

З рис. 5 видно, що у струминному апараті при змішуванні продуктів згорання і водяної пари відсоток поглинання оксидів склав - 68 %. Після камери змішування газовий потік прямує до УПГВ, в якій поглинається - 75% від залишкової, після струминного апарату, концентрації. Загальний процент поглинання оксидів сірки випускних газів досягає 92%, що дозволить забезпечити виконання вимог Додатка VI Міжнародної конвенції по запобіганню забруднення з суден (МАРПОЛ 73/78).

Аналізуючи наведені дані можемо зробити висновок, що УПГВ є високо-продуктивною установкою та може ефективно конкурувати з іншими методами очищення випускних газів.

#### 4.2 УПГВ у порівнянні з іншими методами очищення випускних газів

Розглянемо переваги та недоліки абсорбційного та адсорбційного способів очищення випускних газів [5] у порівнянні з УПГВ, на прикладі використання оксидно-мідного та вапняного методів.

##### Оксидно-мідний метод:

Перевагами цього процесу є - висока ступінь очищення та факт, що гази не охолоджуються й не використовується рідина.

Основний недолік оксидно-мідного методу полягає у великій енергоємності стадій десорбції і подальшого поділу, що значно ускладнює його застосування для багатокомпонентних сумішей. Крім того установка потребує використання та зберігання на судні метану, що може бути небезпечно для екіпажу та бути потенційною загрозою живучості судна.

##### Вапняний метод:

Цей метод дозволяє вловлювати до 90% сірчистого ангідриду, причому вартість очищення становить усього близько 12% вартості палива.

При застосуванні вапняних суспензій в газоочисної апаратурі утворюються карбонатні відклади, ускладняється робота розпилювачів і рідинних трактів системи газоочищення.

##### Установка поглинання газових викидів УПГВ:

Використання УПГВ об'єднує в собі переваги струминного, плівкового та скруберного методів, який дозволяє проводити якісне очищення випускних газів без значних затрат на адсорбенти та активні речовини. Установка з середини омивається водою та паром тому її очищення значно простіше ніж, наприклад, вапнякової установки.

Але використання УПГВ потребує нейтралізації відпрацьованої води: хімікатами або змішуванням в системі із свіжою зabortною водою.

## Висновки

Проведено аналіз впливу випускних газів на навколишнє середовище та організм людини, розглянуті основні способи їх очищення від окислів сірки.

Розглянуто сучасний комбінований метод очищення випускних газів (УПГВ) з використанням доступних на судні речовин - забортної води та пary.

УПГВ є економічним та надійним методом боротьби з окислами сірки у випускних газах котла. Її конструкція являє собою результат теоретичного аналізу процесів розчинення та конденсації, властивостей сірчаної кислоти та її ангідриду. УПГВ не потребує ніяких додаткових речовин та ємностей для їх зберігання.

УПГВ омивається із середини, її планове очищення не потребує значних працеватрат, таких як, наприклад, вапняковий метод.

Перевагою УПГВ як класу установок, які використають забортну воду, є можливість роботи з великими об'ємами випускних газів. Останнє має ключове значення для її встановлення на морських суднах.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Богатых, С. А. Циклонно-пенные аппараты. – М: “Машиностроение”. 1998.
2. Власенко В.М. Каталитическая очистка газов - Киев: “Техника”, 2003.
3. Соколов Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. - 3-е изд. - М.: “Энергоатомиздат”. 1989.
4. Амелин А.Г. Теоретические основы образования тумана при конденсации пара: учеб. для вузов - А.Г. Амелин. - 4-е изд., доп. и перераб. - М.: “Химия”, 1992.
5. Сигал И.Я. Очистка промышленных выбросов от оксидов серы и азота / И.Я. Сигал, В.И. Славин, В.В. Шило – Харьков, «Оригинал», 1999.

УДК:656.085: 621.431.74:621.431.74.052

Кішинський Є. Г., рук.доц. Калугін В. М.  
Одеська національна морська академія

## АНАЛІЗ РОБОТИ ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГАЗОТУРБОКОМПРЕСОРІВ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ.

Анотація:

Об'єктом дослідження є газотурбокомпресори (ГТК) суднових дизельних установок. Наведено узагальнення досвіду експлуатації ГТК, що дозволяє:

- визначити основні показники надійності ГТК, як єдиного агрегату в цілому, так і окремих його компонентів, для двотактних СДВЗ;
- встановити, що основною причиною відмов головних двотактних двигунів є несправності ГТК, а найчастіше відмовляють такі вузли ГТК як

ротор, соплові і робочі лопатки газової турбіни, опорні та опорно-упорні підшипники ковзання, внаслідок режиму помпажу компресору і порушення балансування ротору, що обумовлено відкладеннями у лопаткових апаратах турбін і компресорів та пошкодженням останніх;

- визначити вплив змін технічного стану турбіни ГТК на спільну гідродинамічну характеристику роботи ГТК і СДВЗ та на виникнення нестійких режимів роботи ГТК;

В цілях забезпечення високого рівня технічного стану ГТК в процесі експлуатації СДВС необхідно регулярно усувати виникаючі відкладення в турбіні шляхом очищення проточної частини турбіни, застосовуючи сухі очисники або воду, що дозволяє підтримувати високу ефективність роботи ГТК і СДВЗ у цілому.

В умовах зростання питомих потужностей головних і допоміжних суднових дизелів (СДВЗ), в основному за рахунок їх форсування, і, пов'язаним з цим збільшенням механічного та теплового навантаження на деталі ціндіропоршневої групи (ЦПГ), особливе значення набуває забезпечення високого рівня технічного стану в процесі експлуатації вузлів газотурбокомпресорів (ГТК) і елементи повітряно – газового тракту.

Багаторічний досвід експлуатації СДВЗ з турбонаддувом свідчить про те, що в процесі їх роботи відбувається неминуче поступове погіршення технічного стану та характеристик ГТК. Основною причиною зміни характеристик ГТК є занос (забруднення) проточних частин турбіни і компресору, що приводить до зниження їх кофіцієнту корисної дії (ККД) і зміни пропускної здатності. В результаті зменшується витрата повітря на дизель, підвищуються температура випускних газів і питома витрата палива. Таким чином, в процесі експлуатації ступінь узгодженості характеристик дизеля і ГТК, частково або повністю порушується. У свою чергу агресивність хімічних сполук, що входять до складу відкладень у проточній частині турбіни, знижує її надійність. Крім того ГТК входить до складу термічно і механічно навантажених вузлів і деталей дизелів, що впливає на їх експлуатаційну надійність СДВЗ у цілому.

Дослідження та аналіз показників надійності суднових технічних засобів (СТЗ) і ГТК, були виконані класифікаційним товариством «Lloyd's Register» (LR) [3] і Шведським страховим товариством «Swedish Club» (SC) [4,5] і дозволяє встановити значення основних показників їхньої надійності та визначити основні причини їх відмов.

У таблиці 1 наведено, найбільш поширені види пошкоджень конструктивних вузлів СДВЗ, які, за даними LR, призвели до відмов мало обертових дизелів (МОД).

Таблиця 1 - Основні причини відмов МОД, за даними LR

Відмови вузлів і деталей	Відносна кількість відмов, %
Газотурбокомпресори	18,0
Поршні	10,0
Втулки циліндрів	9,0
Колінчасті вали	8,0
Шатуни	7,0
Штоки поршнів	4,0
Відмови інших конструктивних вузлів	44,0
Усього	100

У таблиці 2 наведено, найбільш поширені види пошкоджень конструктивних вузлів СДВЗ, які, за даними SC, призвели до відмов головних СДВЗ усіх типів.

Таблиця 2 - Основні причини відмов СДВЗ усіх типів, за даними SC

Відмови вузлів і деталей СДВЗ	Кількість відмов	Відносна кількість відмов, %
Газотурбокомпресори	145	39,1
Втулки циліндрів	35	10,3
Підшипники, шийки валів	17	4,6
Колінчасті вали	16	4,3
Поршні	11	3,0
Остов і блоки циліндрів, анкерні кріплення	8	2,2
Крейцкопфи, ползуни	7	1,9
Взаємозалежні компоненти*	65	17,6
Відмови інших конструктивних вузлів	63	17,0
Усього	366	100

\* «Взаємозалежні компоненти» - відноситься до деталей та вузлів, які викликають залежні відмови, тобто, відмова одного або декількох компонентів призводить до відмов інших, що знаходяться з ними в технологічного взаємозв'язку. Наприклад, пред'явлення позовних вимог пов'язаних з ушкодженнями компонентів паливної системи, втулок циліндрів, поршнів і ГТК причиною яких стало бункерне паливо що не відповідає технічним вимогам.

Як зазначено в таблицях 1 і 2, основною причиною СДВЗ є ГТК, на долю яких припадає від 18% до 39% від загальної кількості відмов усіх вузлів та компонентів СДВЗ. Таким чином, кількісно, пошкодження ГТК є переважною причиною відмов СДВЗ.

Крім того, відмови ГТК і за сукупними витратами є найдорожчою категорією з пред'явлених позовних вимог [4,5].

За даними LR [3] встановлена залежність зміни надійності СДВЗ, що викликана відмовами ГТК, у залежності від типу двигуна. Кількість несправностей ГТК, що призвели до відмов двигуна, стосовно загальної

кількості відмов по двигуну, склало: 3% для високо обертових двигунів (ВОД), 9% для середньо обертових дизелів (СОД) і 18% для МОД. За даними аналогічних досліджень SC: 25,6% для ВОД і СОД, 42,6% для МОД. Це свідчить про те, що більшість серійно виготовлених ГТК, спеціально призначених для ВОД, більш надійні в експлуатації, у порівнянні з встановленими на СОД і МОД.

Таблиця 3 - Відносна кількість несправностей деталей газотурбокомпресорів типу НА головних двотактових СДВЗ MAN-B&W

Несправності газотурбокомпресорів	Відносна кількість несправностей, %
Газотурбокомпресор в зборі, ротор й корпусні компоненти	
Газотурбокомпресор, як єдиний агрегат	6,4
Ротор газотурбокомпресору в зборі	23,3
Лабіріントові ущільнення	11,1
Компресор	
Прийомні пристрої на всмоктуванні повітря	3,2
Робоче колесо включно з лопатковими апаратами	11,9
Турбіна	
Соплові лопатки турбіни	12,7
Робочі лопатки турбіни	11,9
Підшипникові вузли й пристрої системи машинення	
Опорно-упорний підшипник кочення з боку компресору	1,8
Система машинення опорно-упорного підшипника включаючи навішений насос машинення	8,2
Опорний підшипник ковзання з боку турбіни	2,5
Система машинення опорного підшипника включаючи навішений насос машинення	7,0
Усього:	100,0

Середня тривалість безвідмовної роботи ГТК головних двигунів різна і залежить від якості виготовлення й умов експлуатації. Слід зазначити, що роботи з усунення відмов ГТК носять, в основному, заводський характер, що значно ускладнює їхнє виконання.

Найчастіше відмови ГТК типів НА і VTR були викликані пошкодженнями роторів, відповідно - 18,3% і 23,3%. Для ГТК типу НА їх відмови були викликані руйнуваннями підшипників ковзання з боку турбіни - 12,1% і компресору - 11,6%. Основними причинами пошкодження роторів і руйнувань підшипників є порушення балансування ротора що спричинені експлуатаційними відкладеннями на робочих лопатках, диску турбіни, і колесі компресору. Ще однією важливоючи причиною виникнення значних вібраційних навантажень і наступних ушкоджень ГТК є їх робота в зоні нестійких режимів – режимі «помпажу» компресору.

Таблиця 4. Відносна кількість несправностей деталей газотурбокомпресорів типу VTR головних двотактових СДВЗ MAN-B&W

Несправності газотурбокомпресорів	Відносна кількість несправностей, %
Газотурбокомпресор в зборі, ротор й корпусні компоненти	
Газотурбокомпресор, як єдиний агрегат	5,0
Ротор газотурбокомпресору в зборі	18,3
Лабіріントові ущільнення	8,7
Компресор	
Прийомні пристрої на всмоктуванні повітря	2,5
Робоче колесо включно з лопатковими апаратами	9,3
Турбіна	
Соплові лопатки турбіни	10,0
Робочі лопатки турбіни	9,3
Підшипникові вузли й пристрої системи мащення	
Опорно-упорний підшипник ковзання з боку компресору	11,6
Опорний підшипник ковзання з боку турбіни	12,1
Система мащення підшипників	13,2
Усього:	100,0

Суміщення гідродинамічних характеристик повітро-газового тракту (ПГТ) дизеля, компресора і турбіни впливає на забезпечення роботи компресору ГТК в зонах стійкої роботи з належним «запасом стійкості». Їхнє розузгодження викликає нестійкі режими роботи компресора – «помпаж». Виникнення помпажу призводить до порушення повітропостачання і згоряння палива в циліндрах дизеля, тобто до його відмови. Тому аналіз причин помпажу і своєчасне його попередження дозволить забезпечити надійну роботу дизеля і безпеку мореплавання.

Технічний стан цих вузлів, значною мірою визначає якість протікання робочих процесів у циліндрах дизеля, рівень теплоінавантаження деталей ЦПГ, потужність, що розвивається дизелем і його економічність.

Тому актуальним є проведення досліджень причин зниження рівня працездатності ГТК і елементів ПГТ, та визначення якісних і кількісних взаємозв'язків несправностей з параметрами роботи дизелів, розробка рекомендацій з запобігання зниження рівня працездатності ГТК і елементів ПГТ у процесі експлуатації.

### 1. Формування нестійких режимів роботи ГТК

Режим роботи компресора в загальному випадку визначається умовами на вході (тиск і температура повітря), частотою обертання і продуктивністю.

Залежно від поєднання цих параметрів компресор буде розвивати ту чи іншу ступінь підвищення тиску, і споживати різну потужність.

Оцінка основних даних роботи компресора на будь-якому режимі виконується по його характеристиці (рис. 1).

При витраті повітря через компресор нижче певної величини стійкість роботи компресора порушується.

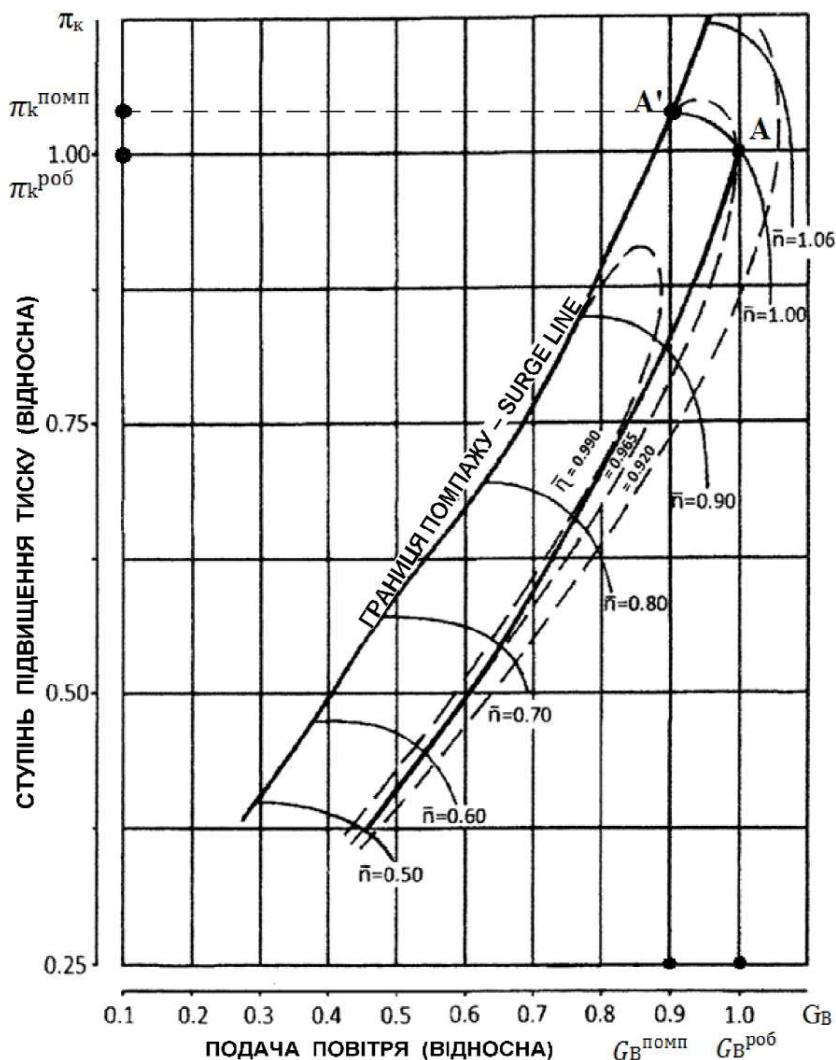


Рис. 1. Визначення запасу стійкості ГТК типу NA і дизелю MAN – B&W

У загальному випадку, помпаж компресору, що працює у складі СДВЗ викликається розузгодженням гідродинамічних характеристик ГТК і ПГТ дизеля. Внаслідок утворення протитоку в робочих каналах колеса компресора, рух повітря змінюється на протилежний – з боку нагнітання на сторону всмоктування.

Причинами цього може бути:

- «перекидання циркуляції»;
- збільшення опору ПГТ дизеля;
- перевищення витрати повітря, що подається компресором в порівнянні з тим, що можуть спожити циліндри дизеля;

- виникнення автоколивань в ПГТ у зв'язку з поперемінним відкриттям і закриттям впускних органів дизеля.

Надійність роботи компресору в складі дизеля, розташування розрахункової точки його роботи щодо межі помпажної зони оцінюють коефіцієнтом запасу стійкості Куст. Під цим коефіцієнтом розуміють відношення ступеня підвищення тиску  $\pi_k$  до витрати повітря  $G_B$ , визначеними при однаковій частоті обертання на межі помпажу і в точці, що відповідає режиму спільної роботи з дизелем,

$$Куст = \left( \frac{G_B^{\text{роб}}}{G_B^{\text{помп}}} \cdot \frac{\pi_k^{\text{помп}}}{\pi_k^{\text{роб}}} - 1 \right) \cdot 100\%,$$

де :  $\pi_k^{\text{помп}}$  і  $G_B^{\text{помп}}$  – ступінь підвищення тиску і витрата повітря в точці перетину лінії постійної частоти обертання компресора (точка А' на рис.1) з межею помпажу;

$\pi_k^{\text{роб}}$  і  $G_B^{\text{роб}}$  – ступінь підвищення тиску і витрата повітря в точці спільної роботи компресора з дизелем (точка А на рис. 1).

Мінімальне значення коефіцієнта запасу стійкості при самих несприятливих умовах експлуатації повинен складати 8%. Для двохтактних дизелів Sulzer на номінальному режимі роботи, рекомендується значення Куст = 15% [2].

Характерні ознаки нестійкої помпажної роботи компресора – різкі звукові удари і вібрація корпусу. Експлуатація ГТК в помпажній зоні може привести до зачіпання ротора об статор, поломки робочих лопаток турбіни і компресора, виходу з ладу підшипників. Тому експлуатація двигуна на такому режимі, коли виникає помпаж компресора, неприпустима. На основі аналізу показників роботи двигуна і турбокомпресора (температура випускних газів, тиск наддуву, частота обертання) необхідно встановити причину помпажу і усунути її.

У тих випадках, коли (неважаючи на помпаж компресору) неможливо зупинити двигун або навіть зменшити частоту його обертання (проходження судна в вузькості, штормові умови і т.п.), необхідно перепускати частину повітря повз двигун, розвантажуючи тим самим опір ПГТ. Для цієї мети необхідно видалити заглушкі, зазвичай встановлювані на повітrozборних пристроях компресорів, і відкрити крани на повіtroохолоджувачі і ресивері продувного повітря. При цьому слід спостерігати за температурою газу перед турбіною, щоб вона не перевищила допустиму. Перепуск частини повітря зазвичай дозволяє усунути помпаж.

## 2. Формування відкладень у проточній частині турбіни ГТК та їх вплив на роботу СДВЗ

Характер відкладень визначається фазовим станом, хімічним складом, фізичними властивостями часток, що містяться у випускних газах, властивістю відкладатися на поверхні і коагулювати [1]. Утворення відкладень відбувається під дією сил, які переміщують частки до лопаток і їх

взаємодією безпосередньо на поверхні лопаток і в між лопаткових каналах. Переміщення часток відбувається під дією сил інерції, турбулентної дифузії, молекулярної взаємодії і термофорез. Переважна дія того чи іншого механізму залежить від розмірів часток і температурних умов.

У процесі згоряння важких сортів палива або їх суміші з дистилятними, що містяться в паливі ванадій, натрій і сірка - перетворюються в сполуки, що мають різні фізико-хімічні властивості.

Присутність у складі відкладень сполук ряду металів: сульфідів хрому і нікелю, оксидів заліза і хрому, свідчать про високотемпературні корозійні процеси руйнування лопаток. Ванадієво-натрієва природа корозійного впливу на матеріал газопідвідних патрубків і лопаток газових турбін, при відносно низьких температурах потоку газів, відбувається за рахунок процесу доокислення вуглецю, яке супроводжується місцевим підвищеннем температури і супутніми розвитку корозії реакціями. Крім того, присутність в продуктах згоряння оксидів сірки створюють умови для протікання низькотемпературної корозії.

До складу відкладень входять також асфальто-смолисті речовини, що містять важкі вуглеводні з незгорілих часток палива і масла, продукти їх полімеризації.

Якісний склад відкладень різний по шляху руху газів в газовипускних трактах і турбіні через пониження температури потоку. Краплі часток, які знаходяться в розплавленому або напіврозплавленому стані, осідають на поверхні газопідвідних патрубків і лопаткових апаратів газової турбіни. Завдяки високій адгезії вони утворюють шар, здатний утримувати тверді частки, що потрапляють на нього з більш високою температурою плавлення.

Величина і характер відкладень залежать від багатьох факторів: сортів застосовуваних палив; кількості оліви, що подається на машиння циліндрів і надходить у робочу порожнину ЦПГ; регулювання і технічного стану паливної апаратури та механізму газорозподілу; режиму роботи і типу двигуна; способу підведення газів до турбіни.

Умовно, відкладення можна розділити на три види:

- сухі пепелоподібні, товщиною 0,1 - 0,3 мм;
- мазеподібні сажисті, які досягають найбільшої товщини 3-5 мм на соплових і 1 - 2 мм на робочих лопатках;
- тверді пористі, товщиною 1,0 - 1,5 мм на соплових і до 0,5 мм на робочих лопатках.

Визначальними факторами формування того чи іншого виду відкладень є температурні умови і режими роботи двигуна, причому найбільший шар утворюється на соплових лопатках.

Перший тип відкладень характерний для двигунів, основні режими експлуатації яких близькі до номінальних, коли температури газів перед турбіною вище 400°C або при використанні дистилятних палив.

При експлуатації двигунів на режимах пониженої навантаження, коли температури газів не перевищують 300°C, створюються умови для утворення

відкладень другого типу. Присутність в потоці газів незгорілих речовин, що входять до складу палив і олив, являють собою основу цих відкладень. Зниження витрати газів через турбіну веде до зростання прикордонного шару і зон відриву потоку, при цьому створюються сприятливі умови для формування відкладень. У початковий період, найімовірніше, визначальним механізмом є сили турбулентної дифузії, які, у поєднанні з інерційним взаємодією і силами зчеплення, досить швидко, за 100-200 годин роботи дизеля, нарощують шар відкладень. Після досягнення певної величини, товщина шару не збільшується. Стабілізація шару пояснюється динамічним впливом потоку газів, що викликає зсуваючи зусилля на поверхні відкладень. Із зменшенням площині прохідного перерізу лопаткового апарату, швидкість потоку зростає, а сили зчеплення між частками стають менше сил зсуву, і вони усуваються потоком газів. Товщина шару стабілізується на досить високому рівні, котрий залежить не тільки від витрати газів через турбіну, а й від геометричних характеристик лопаткового апарату. Іноді шар відкладень може досягти значної величини, до 6 мм на сопловому апараті і 2 мм на робочих лопатках. Переведення двигуна на режими роботи з температурами випускних газів перед газовою турбіною вище 300°C призводить до припинення формування відкладень другого типу і при їх розкладанні до утворення з них коксу. При цьому, товщина раніше сформованого шару, при температурах нижче 300°C, зменшується незначно, він тільки ущільнюється і при остаточному випаровуванні і розкладанні вуглеводнів утворюються відкладення третього типу. Його основу складає кокс, що має пористу структуру. Подальша експлуатація двигуна з температурами випускних газів перед газовою турбіною близьких до 450°C, викликає, так званий, «пропалив» відкладень і їх відшаровування. Встановлено, що режими роботи двигуна, при яких відбувається «пропал», вимагають багатогодинної роботи, причому навіть короткосрочні зниження навантаження призводять до часткової або повної реставрації відкладень.

Ревізії ГТК показали, що занесення соплового апарату турбіни може знижувати його площині прохідного перерізу -  $F_{ca}$ , до 40-50% і спостерігається у двигунів, тривала експлуатаційна потужність яких значно нижче номінальної, що характерно для МОД з прямою передачею на гребний гвинт.

Таким чином, чим більше шар відкладень на лопатковому апараті.

Розглянемо якісну картину впливу зміни площині прохідного перетину турбіни -  $F_t$ , що еквівалентно -  $F_{ca}$  і ККД турбіни -  $\eta_t$ , на основні параметри роботи ГТК і дизеля, положення характеристики їх спільної роботи, при незмінній циклової подачі палива [1].

Зменшення  $F_t$ , супроводжується зростанням опору повітродію-газового тракту і відповідним зниженням перепаду тисків на продувку циліндрів дизеля повітрям ( $PS/Pg_1$ ), де  $Pg_1$  - тиск газів перед турбіною. Зменшення оптимального значення величини ( $PS/Pg_1$ ), при якому забезпечуються найкращі умови процесу газообміну, викликає погіршення процесу згоряння

палива в циліндрах дизеля, що знаходить своє відображення у зростанні температури випускних газів.

Зниження  $F_t$  призводить до додаткового гальмування потоку газів перед турбіною, що також позначиться на зростанні температур випускних газів. Ріст  $t_{r,t}$ , підвищує наявний теплоперепад на турбіну, в результаті, розвивається нею потужність збільшується. Зростають частота обертання ГТК і ступінь підвищення тиску повітря в компресорі, а лінія спільних режимів роботи ГТК і дизеля зміщується ближче до зони помпажу.

Залежно від величини зміни  $F_t$ , схеми наддуву і узгодженості характеристик ГТК і дизеля, витрата повітря, що подається компресором, може знижуватися, залишатися постійним або збільшуватися.

Для всіх типів дизелів можна визначити дві характеристики зниження площині прохідного перетину турбіни: «помірне», коли зниження  $F_t$  не перевищує 30% і «значне» - понад 30%.

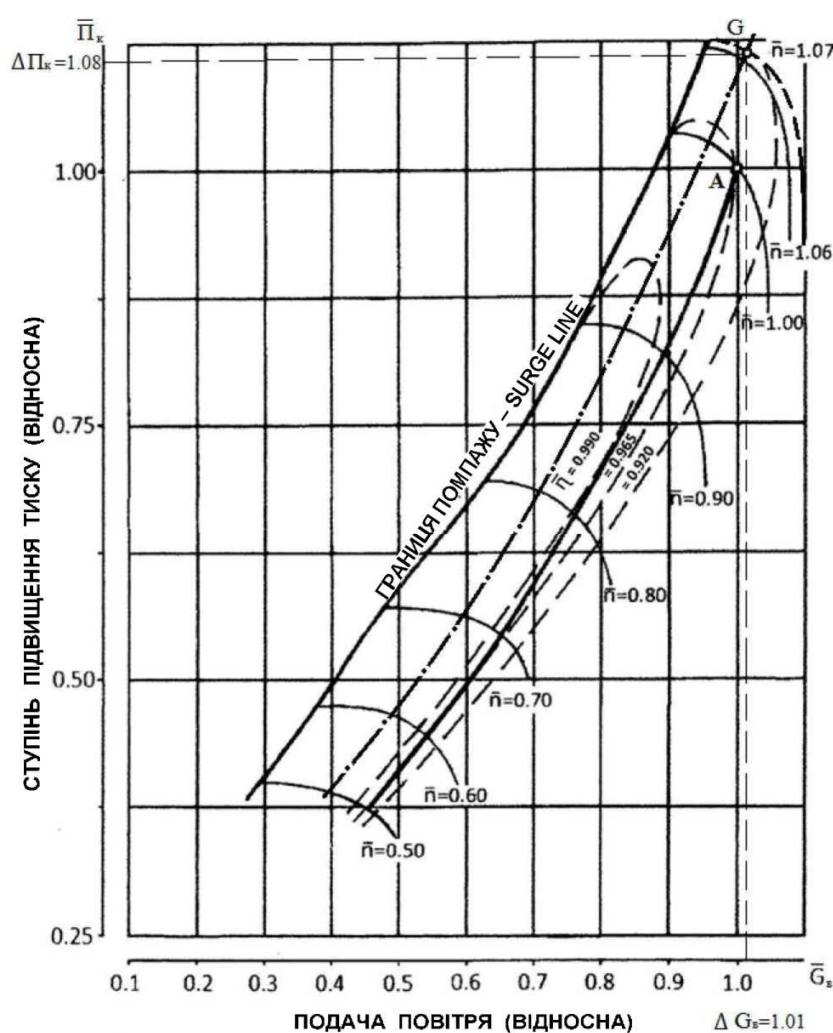


Рис. 2. Зміна спільної гідродинамічної характеристики роботи ГТК типу НА і дизеля MAN - B&W при зменшенні площині прохідного перетину соплового апарату газової турбіни.

В областях «помірного» зниження  $F_t$  спільна характеристика роботи ГТК і дизеля розташовується, як правило, в зоні стійких режимів роботи компресора, в широкому діапазоні зміни навантаження дизеля.

При «значному» зниженні  $F_t$  відбувається подальше збільшення  $tr$ , проте, зростання наявного теплоперепада вже не може компенсувати зниження витрати газів через турбіну і її ККД. У цьому випадку потужність що розвивається турбіною і частота обертання падають, ступінь підвищення тиску повітря в компресорі (тиску надувочного повітря) залишається практично постійним або дещо зменшується, а спільні режими роботи ГТК і дизеля, при навантаженнях близьких до номінальної, переміщуються в зону помпажу. Помпаж або значне зростання температури випускних газів -  $tr$ , змушують знижувати або обмежувати потужність дизеля.

На рис. 2 наведено зміни спільної гідродинамічної характеристики ГТК типу NA і дизеля MAN-B&W при зменшенні площині прохідного перетину соплового апарату газової турбіни. Точка А характеризує положення характеристики при нормальних умовах, а точка G – спільний режим роботи ГТК і дизеля при зменшенні перетину соплового апарату турбіни на 10%.

На підставі узагальнення досвіду експлуатації ГТК різних типів можна запропонувати наступні кількісні взаємозв'язки характеру змін технічного стану лопаткового апарату турбіни з її ККД, при цьому не враховуються катастрофічні руйнування:

- відкладення I типу, знижують ККД турбіни на 5,0-7,0%;
- «помірні» зміни профілю лопаток, викликані відкладеннями III типу, знижують ККД турбіни на 8,0-10,0%;
- «значні» зміни профілю лопаток відкладеннями II типу, можуть привести до падіння ККД на 15,0-20,0% і більше.

Грунтуючись на дослідних даних впливу зміни площині соплового апарату на параметри роботи двох і чотирехтактних двигунів, встановлено, що незалежно від типу двигуна, зменшення  $F_p$ , на кожні 10%, внаслідок відкладень у проточній частині турбіни викликає, в середньому :

- зростання питомої витрати палива –  $ge$  на 2,3%;
- зростання температури газів перед турбіною -  $tr$  на 6,0%;
- підвищення частоти обертання ГТК -  $n_{tk}$  на 7,0%;
- збільшення ступеня підвищення тиску в компресорі ГТК -  $\pi_{tk}$  на 8,0%.

Слід зазначити, що шорсткість поверхні лопаток, яка викликана відкладеннями, після очищення поверхні лопаток відновлюється і досягає найбільшої величини протягом перших 50-100 годин експлуатації двигуна.

Періодичні очищення проточних частин ГТК хімічним або механічним способом дозволяють відновлювати початкові параметри їх роботи, але в проміжках між очищеннями, ГТК і дизель працюють в умовах, відмінних від оптимальних. Тому бажано безперервно підтримувати чистоту проточних частин ГТК при роботі СДВЗ без їх розбирань.

Таку можливість дає промивка водою проточних частин, яка заснована на використанні ударного ефекту дрібних крапель води.

Широке застосування знайшло очищення турбін і компресорів від відкладень за допомогою твердих очищувачів. Як показує досвід очистки ГТК СДВЗ значно ефективніше, ніж застосування рідких миючих засобів.

Тверді очищувачі повинні володіти доброю очищувальною властивістю і не приводити до ушкоджень поверхонь проточної частини ГТК. Цим вимогам найбільшою мірою задовольняють рослинні тверді речовини - тверді органічні очищувачі (ТООЧ). Розміри часток ТООЧ повинні бути скоректовані таким чином, щоб виключити пошкодження лопаток турбіни. Зазвичай розмір часток ТООЧ не повинен перевищувати: шкарапали горіхів - 1,2 мм; подрібненого активованого вугілля - 1,0 мм; сухих рисових зерен - 1,7 мм. Введений очищувач згорає і викидається у вигляді золи. Турбіни ГТК очищають не знижуючи навантаження двигуна.

#### *СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ*

1. Калугин В.Н. Анализ опыта эксплуатации газотурбокомпрессоров судовых дизелей. – ООП ОУС, 1989 – 36 с.
2. Межерицкий А.Д. Турбокомпрессоры систем наддува судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1986. – 248 с.
3. Banisoleiman K., Rattenbury N. Reliability trends, operating issues and acceptance criteria related to exhaust gas turbochargers used in the marine industry// A classification society view by Lloyd's Register, marine services.- London, 2008.- September. 21-39 p.p.
4. Main engine damage update (1998-2004)// The Swedish Club's highlights.- Gotenborg, Sweden, 2005.- September. - 8p.
5. Main Engine Damage Study 2012 [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://www.swedishclub.com>.

УДК: 502.3: 504.7: 621.181.1

Білих В. О., кер.доц. Калугін В. М.  
Одеська морська національна академія

#### **ОСОБЛИВОСТІ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СЕУ В РАЙОНАХ КОНТРОЛЮ ВИКІДІВ ШКІДЛИВИХ РЕЧОВИН В АТМОСФЕРУ**

##### **Анотація:**

Стаття присвячена особливостям забезпечення ефективності експлуатації суднових енергетичних установок в районах контролю викидів шкідливих речовин в атмосферу (ЕСА). Виконаний аналіз альтернатив використанню морських сортів палива з низьким вмістом сірки засвідчує, що в теперішній час схвалені і апробовані системи очищення випускних газів найближчим часом не отримають широкого застосування на морських суднах, тому в районах ЕСА, країнах і регіонах, в яких обмежуються викиди шкідливих речо-

вин в атмосферу, на морських суднах, переважно будуть використовуватися морські сорти палива з низьким вмістом сірки. Досвід експлуатації СДВЗ на паливах з низьким вмістом сірки дозволяє встановити взаємозв'язок основних показників дистилятних палив із працездатністю і пошкодженнями компонентів паливної апаратури та деталей циліндро-поршневої групи СДВЗ. Розглянуто конструктивні та експлуатаційні засоби адаптації суднових дизельних та котельних установок до роботи на дистилятних сортах палива.

Переважаюча частина експлуатаційних витрат морських суден становить паливна складова, що змушує судновласників та менеджерів судноплавних компаній віддавати перевагу суднам із найбільш ефективними енергетичними установками, розробці раціональних технологічних процесів і інших заходів, що забезпечують мінімізацію цих витрат.

Ефективна експлуатація суднової енергетичної установки (СЕУ) може бути досягнута при умові раціонального використання палив та мастил, при безумовному забезпеченні надійної та економічної роботи усіх компонентів СЕУ а також забезпечення вимог щодо запобігання забруднення навколошнього середовища.

При вирішенні проблем з експлуатаційними витратами, судновласники, менеджері судноплавних компаній і ті що фрахтують судна повинні враховувати особливі вимоги до використання палив при роботі суден в районах контролю викидів шкідливих речовин в атмосферу з суден (Emission Control Area - ECA), до яких відносяться Північноамериканська і Європейська ЕСА. У всіх сортах палива, які використовуються суднами у портах країн, що входять до складу Євросоюзу, портах Туреччини їх територіальних водах не повинен перевищувати 0,1% по масі. Слід зазначити, що у відповідності з вимогами Додатка VI міжнародної Конвенції МАРПОЛ, з 01 січня 2015 року в районах ЕСА повинні будуть використовуватися лише палива з вмістом сірки менше ніж 0,1%, тобто дистилятні сорти.

В якості альтернативи використання морських сортів палива з низьким вмістом сірки, IMO, ЄС, інші країни і регіони, котрі обмежують вміст сірки в морських сортах палива, допускають застосування систем очищення від-працьованих газів або інших еквівалентних систем або використання зрідженого природного газу - LNG (Liquified Natural Gas) [1,2].

Розглянуто позитивні та негативні сторони застосування альтернатив використанню морських сортів палива з низьким вмістом сірки, здійснено їх аналіз практичної реалізації на морських транспортних суднах [3,5].

Позитивні сторони:

- В якості палива можна використовувати традиційний високо сірчистий мазут;
- Інфраструктура постачання суден бункерним паливом не змінюється;
- Низька вартість палива яка є нижчою за вартість дизельного палива або зрідженого природного газу - LNG.

Негативні сторони:

- Висока вартість обладнання та переобладнання суден;
- Високі витрати на технічну експлуатацію скруберів та їх обладнання;
- Збільшення масо – габаритних показників судна за рахунок необхідності розміщення скрубера та його обладнання з питомою вагою ~ 5,0 кг/кВт від потужності суднових силових установок;
- Порушення запасу остатності судна, так як сам скрубер, так і обслуговуюче його обладнання розміщується в області фальш-трубі що зміщує центр ваги судна близче до метацентру.
- Погіршення ефективності СДВЗ і котельних установок за рахунок збільшення опору газовипускного тракту, в межах 7-14 МBar;
- Необхідність тримати на судні значний запас 50% -го розчину каустичної соди для роботи скрубера;
- Портові власті можуть заборонити скидання стічних вод з очисника за борт в портах і в межах ЕСА, якщо не може бути виконана перевірка або реєстрація того, що стічні води задовольняють вимогам, які встановлені портовими властями;
- Необхідне додаткове навчання екіпажу судна для технічного використання і обслуговування скрубера;
- Існує небезпека для екосистеми, внаслідок скидання за борт стоків із системи очищення, загроза екосистемі може бути викликана неприпустими діями оператора або несправностями системи;
- При експлуатації систем очищення відпрацьованих газів слід очікувати їх інтенсивні корозійні руйнування, з якими стикаються на танкерах в процесі експлуатації очищувачів інертного газу і пов'язаних з ними систем трубопроводів;
- Відсутність розгалуженої відповідної інфраструктури в портах заходу судна щодо транспортування, зберігання нових і відпрацьованих абсорбентів та утилізації останніх.

Таким чином, враховуючи вище вказані недоліки технологій існуючих систем очищення випускних газів, а також обмеженість можливостей і значні недоліки використання в якості палива зрідженого природного газу, найближчим часом (на протязі декількох років) морські судна будуть змушені використовувати дистилятні сорти палива із вмістом сірки не вище 0,1% при їх знаходженні в ЕСА та портах і морських водах де нормується вміст сірки в паливі.

Розглянуто вплив використання палив з низьким вмістом сірки на технічний стан дизельних та котельних установок. Виконаний аналіз та розроблені конструктивні та експлуатаційні методи адаптації суднових дизельних та котельних установок до роботи на дистилятних сортах палива [4,6].

Слід враховувати, що робота дизельних і котельних установок сучасних морських суден на основних експлуатаційних режимах, розрахована для роботи на важких залишкових сортах палива і вони не пристосовані для тривалої роботи на дистилятних сортах палива. Особливу увагу слід звернути на такі проблеми при використанні палива з низьким вмістом сірки, як їх

недостатня змащуваність, яка визначається низькими значеннями їх в'язкості. Недостатня змащуваність спричиняє знижування працездатності та пошкодження компонентів паливних систем і паливної апаратури суднових двигунів внутрішнього згорання (СДВЗ) і котлів. В свою чергу, це призводить до порушень процесів впорскування палива та його згоряння, що спричиняє їх відмови. Тому на часі стає реалізація конструктивних та експлуатаційних засобів адаптації останніх до роботи на паливах з низьким вмістом сірки.

Слід виділити такі основні способи адаптації [2]:

- вибір оптимального значення загально лужного числа (ЗЛЧ) або Total Base Number (TBN) циркуляційних і циліндрових мастильних олив;
- забезпечення можливості роботи паливної апаратури СДВЗ при низьких значеннях в'язкості палива, що дозволяє запобігти підвищенню зношення, заїдання і задирки компонентів паливних систем, паливної апаратури високого тиску і упорскування палива, виключити збільшення протікань палива в паливної апаратурі;
- розробка ефективної процедури переведення з важких сортів палива на палива з низьким вмістом сірки і навпаки.

#### .1 Вибір оптимального значення ЗЛЧ мастильних олив

При виборі циліндрової мастильної оливи і її дозування необхідно виходити зі значення його ЗЛЧ і вмісту сірки в паливі, ґрунтуючись на рекомендаціях будівників двигунів.

Надлишок миючих присадок в мастильної оливи, якщо вони не витрачаються при низькому вмісті сірки в паливі, основу яких складає кальцій (Ca), акумулюються у вигляді твердих відкладень на голівках поршнів і канавках поршневих кілець. Це призводить до безпосереднього контакт металу кілець з металом втулки і її поліруванню (поверхня стає подібною до дзеркала). Якщо поверхня занадто гладка і відполірована, то це призводить до того, що олива не може утримуватися на поверхні, що у свою чергу викликає прискорений знос поверхні. Вказані чинники збільшують ризики утворення «залигання» поршневих кілець в канавках і задирці поверхні втулки. В результаті підвищується вірогідність виникнення інтенсивного зносу і ушкоджень ЦПГ дизелів.

Формування твердих відкладень на зовнішній стороні головки поршня порушує теплообмін між поверхнею металу головки поршня та продувним повітрям. Кількість відведеного тепла від головки поршня знижується, в результаті підвищується її температура. Також зростає і температура внутрішньої поверхні головки поршня.

Якщо поршні охолоджуються мастильною оливою, то збільшення температури охолоджувальної поверхні може викликати деградацію масла з утворенням відкладень продуктів полімеризації масла на внутрішніх поверхнях поршня. Шар відкладень на внутрішніх поверхнях призводить до додаткового збільшення температури головки поршня і його теплової напруженості. Таким чином, утворення шару твердих відкладень на зовнішній стороні і

шару відкладень на внутрішній поверхні головки поршня є причиною що визначає підвищення її теплової напруженості і, як наслідок, виникненні насрізних свіщів.

Згідно рекомендацій будівників двигунів і провідних компаній які виготовлюють мастильні оливи, необхідно:

- знижувати витрату циліндрової мастильної оливи при високих значеннях TBN мастильної оливи і низьких значеннях вмісту сірки в паливі;

- збільшувати витрату циліндрової мастильної оливи при низьких значеннях TBN мастильної оливи і високих значеннях вмісту сірки в паливі.

У світовій практиці основною циліндровою мастильною оливою є олива із TBN = 70 (TBN 70). У зв'язку з прийнятими обмеженнями за вмістом сірки в паливі, на суднах повинні використовуватися циліндрові оливи як з низьким, так і з високим вмістом TBN. При виборі дозування подання циліндрової мастильної оливи рекомендується використовувати наступну залежність:

$$q_{\text{цо}} = F \cdot S \% \cdot 70 / X, \text{ г/кВт} \cdot \text{год},$$

де: F - коефіцієнт витрати, F = 0,26 - 0,34; S - вміст сірки в паливі, в % по масі; 70 - значення ЗЛЧ базової циліндрової мастильної оливи, що має

TBN 70; X - значення ЗЛЧ циліндрової мастильної оливи що має інше (менше) значення.

## .2 Забезпечення необхідних значень в'язкості дистилятних палив

Забезпечення необхідних значень в'язкості пов'язано зі змінами в комплектації паливної системи і полягають у включені в схему паливної системи охолоджувача палива [2].

Змащуваність палива визначається його в'язкістю. Палива з низьким вмістом сірки, MGO або MDO, мають значно нижчі значення в'язкості, в порівнянні з важкими залишковими сортами палива. Стандартом ISO 8217:2010(E), для дистилятного палива DMA, встановлено мінімальне значення в'язкості на рівні 2,0 сСт при 40°C. У такого палива може виявитися недостатньою змащуваність. Тому, ще до використання палива, необхідно перевірити його змащуваність, яке перевіряють незалежні лабораторії контролю якості палива.

Для створення стійкої гідродинамічної змащувальної плівки в плунжерної парі - між плунжером і втулкою ПНВТ, будівельники двигунів рекомендують підтримувати мінімальне значення в'язкості палива на вході не менше 2,0 – 3,0 сСт. Як показали результати відповідних досліджень та досвід експлуатації СДВЗ, це граничне мінімальне значення дозволяє запобігти заклинованню плунжера ПНВТ і забезпечити безвідмовну роботу паливного насосу. Для MGO, в'язкість нижче 2,0 сСт, може бути досягнута при температурах не вище 40°C. Оскільки під час роботи двигуна температура палива збільшується, то неможливо зберігати досить низькі значення температури на вході в ПНВТ. В залежності від умов експлуатації, наприклад тропіки, температура палива на вході в ПНВТ може підвищуватися до +60°C - +65°C, і відповідно до цих температур, значення в'язкості для MGO впадуть з 2,0

сСт при 40°C до 1,50 ÷ 1,40 сСт . Наслідком цього можуть стати заклинування, задирки і підвищений знос компонентів паливної апаратури.

Зовнішній контур паливної системи обладнаний насосами, до яких відносяться: перекачувальні, нагнітальні, циркуляційні насоси та живильні насоси сепараторів. Для забезпечення надійної роботи насосів зовнішнього контуру паливної системи, які встановлені на існуючих суднах, також необхідно, щоб паливо мало певну змащуваність. Для більшості насосів зовнішнього контуру значення в'язкості палива також повинна бути вище 2,0 Сст.

Одним з конструктивних засобів забезпечення мінімально-допустимого значення в'язкості більш як 2,0 сСт полягає в тому, щоб включити до складу системи обробки та підготовки палива охолоджувач палива.

Грунтуючись на характеристиках дистилятних палив, мінімального значення температури палива 40°C буде достатньо, щоб забезпечити його в'язкість 2,0 сСт на вході в двигун. У такому разі у якості холодоагенту може використовуватися охолоджувальна вода централізованої системи охолодження з максимальною температурою 36°C. Для забезпечення більш низьких значень в'язкості для MGO і MDO охолоджувача палива буде не достатнє для охолодження палива, тому для охолодження палива можна рекомендувати встановлювати пара-компресорні рефрижераторні установки. Можуть використовуватися також і повітряні охолоджувачі з подачею повітря із системи вентиляції машинно-котельного відділення.

З принципи переведення з важких сортів палива на дистилятні палива з низьким вмістом сірки і навпаки.

З метою забезпечення безпечної роботи та працездатного технічного стану СДВЗ і допоміжних установок, необхідно використовувати ефективні процедури переведення з важких палив (HFO) на дистилятні і навпаки.

Швидке або нерівномірне змінення температури, яке відбувається при високій швидкості переведення роботи двигуна з HFO на дистилятні і навпаки, може викликати «термічний удар» і некеровані зміни прецизійних зазорів в паливної апаратурі, що призводить до підвищеного зносу, заїданню, задиркам або заклинуванню рухомих компонентів паливної апаратури, - форсунок, всмоктувальних клапанів, плунжерів ПНВТ.

При переведенні роботи СДВЗ з HFO на дистилятні і навпаки, швидкість зміни температури суміші палива, при її зниженні або збільшенні, повинна бути менше за 2°C на хвилину. Дотримання такої швидкості дозволить в значній мірі уберегти вузли та компоненти паливної системи від «термічних ударів» і виключити проблеми, що пов'язані з нерівномірними відносними змінами геометричних розмірів прецизійних пар, які викликані термічною деформацією деталей.

Практична реалізація вище наведених досліджень дозволить забезпечити безпечною роботу та високий рівень працездатного технічного стану СДВЗ і котлів, та допоміжного устаткування їх паливних систем.

Виконані дослідження присвячено реалізації нормативних вимог Додатка VI міжнародної Конвенції МАРПОЛ та погоджується із Директивою Європейського Союзу 2005/33/ЕС.

### *СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ*

1. Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов (МАРПОЛ), Книга III, пересмотренное издание = International Convention for Prevention of Pollution from Ships (MARPOL), Book III, revised edition – СПб.: ЗАО «ЦНИИМФ», 2009.–304 с.
2. Калугин В.Н., Логищев И.В. Использование морских топлив на судах: Учебное пособие. – Одесса: ОНМА, 2010. – 191 с.
3. Consequences of the IMO's new marine fuel sulphur regulations. Swedish Maritime Administration. 2009. – 85 p.
4. For use of and switching to low sulphur marine gas oil in auxiliary boilers and associated equipment on board tankers to meet requirements of the EU Sulphur Directive 2005/33/ EC: Guidance for hazard identification. INTERTANKO and OCIMF Guidelines, December 2009. – 9 pp.
5. Reducing the sulphur content of shipping fuels further to 0.1% in the North Sea and Baltic Sea in 2015: Consequences for shipping in this shipping area. German, Bremen. 2010. – 85 p.
6. Use of low sulfur marine fuel for main and auxiliary diesel engines: Royal Belgian Institute of Marine Engineers. December 2009. – 4 pp.

УДК 621.43.056

Ніколенко І.І., к.т.н. доц. Небеснов В.В.  
Одеська національна морська академія

### **СТАБІЛІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ПАЛИВОПОДАЧІ В ПОСЛІДОВНИХ ЦИКЛАХ ВПРИСКУ НА ЧАСТКОВИХ НАВАНТАЖЕННЯХ**

В суднових енергетичних установках двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) мають основне застосування. Незважаючи на досягнуті високу потужність та економічні параметрами сучасних дизелів, які ставлять їх поза конкуренцією по відношенню до інших перетворювачів енергії, є ряд недоліків, над усуненням яких слід працювати.

Як відомо, показники роботи дизелів досі регламентуються здебільшого для номінальних режимів. Насправді ж, переважно головні двигуни суден далекого плавання значну частину часу працюють на близьких до номінального режимах. Для решти двигунів є більш характерні часткові режими роботи. Так, наприклад, головні двигуни суден буксирного флоту основну частину часу працюють на режимах, що становлять близько 40% номінального. Дизелі рибопромислових суден, річкового флоту та змішаного

плавання, в результаті складних навігаційних обставин, значний час експлуатуються при малих подачах палива та низьких частотах обертання.

Їх робота на цих режимах супроводжується дуже негативними явищами:

- димним вихлопом та підвищених викидів шкідливих емісій в атмосферу;
- підвищення нагароутворення на поверхні камери згоряння та вихлопного колектору;
- створення шламу в системах змащування;
- закоксовування поршневих кілець;
- швидкого зношування деталей циліндро-поршневої групи;
- порушення механізму розпилу палива, та інші.

При вирішенні проблем, пов'язаних з підвищенням якості роботи дизелів, важлива роль відводиться паливній апаратурі (ПА). Саме робочі процеси паливної апаратури (РП ПА) визначають якість розпилювання, сумішоутворення і згоряння палива в циліндрі дизеля, а отже, і вихідні параметри, його паливну економічність, показники надійності та екологічності.

Враховуючи, що значну частину часу дизелі експлуатуються на режимах малих навантажень, слід вважати, що ефективність експлуатації визначатиметься не параметрами номінального режиму, а якістю ПА саме на часткових режимах.

При роботі дизеля на такому режимі, можна виділити декілька основних факторів, що викликають незадовільну роботу двигуна:

- 1) нерівномірність розподілу палива по циліндрах;
- 2) зниження тиску впорскування і погіршення якості розпилювання;
- 3) несприятливий перебіг швидкісних характеристик ПА;
- 4) періодичне чергування параметрів вприскування і величини циклової подачі від циклу аж до пропусків подачі через цикл (між цикловою нестабільністю).

Перші три фактори вивчені на достатньому рівні: удосконалення технології виробництва та застосування нових конструктивних варіантів ПА, більш точна настройка та доводка ПА відповідно до наукових методів дозволяють значно послабити вплив негативних факторів.

Що до останнього фактору, то недостатня вивченість фізичної природи періодичних коливань РП ПА в послідовних циклах впорскування не дозволяє розробити ефективні заходи щодо повного усунення або зниження міжциклової нестабільністі. При цьому, періодичне коливання циклових подач на часткових режимах призводять до підвищеної нестабільністі частоти обертання колінчатого валу (КВ) двигуна, погіршенню паливної економічності та не дозволяють знизити мінімально стійкі обороти холостого ходу. (рис. 1). Незадовільна робота ПА на часткових режимах (ЧР) через чергування від циклу до циклу «активних» та «пасивних» впорскувань при-

зводить до значного погіршення якості розпилювання палива при «пасивних» циклах, коливанням від циклу до циклу кута випередження впорскування і тисків впорскування. Як наслідок, це призводить до неповного згоряння палива та зниження ресурсних показників елементів ПА.

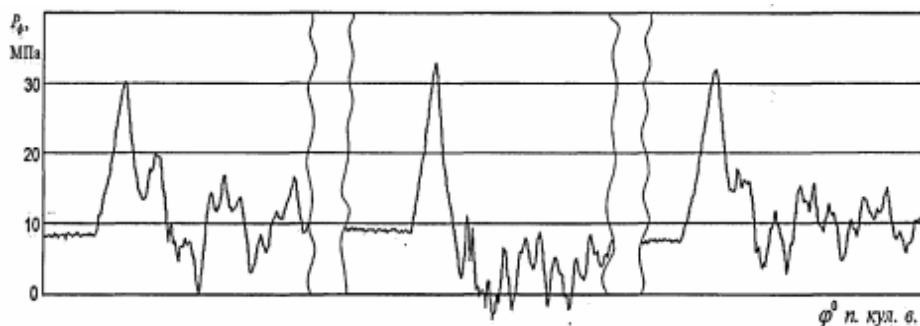


Рис. 1. Осцилограмма послідовних циклів вприскування ПА ДГР 160/750 на режимі близькому до холостого ходу, при наявності між циклічної нестабільності РП ПА з частотою  $n/240$  Гц

Як можна побачити на осцилограмі (рис.1), режим характеризується періодичними коливаннями РП ПА з частотою  $n/240$  Гц. При цьому амплітуда коливань величини залишкового тиску становить 18%, а величини максимального тиску палива форсунки - 6,2%.

Сьогодні є чи немало рішень щодо усунення недоліків існуючих систем паливоподачі. Впровадження перспективних видів ПА, таких як акумуляторна ПА, насос – форсунки, ПА з електронним управлінням пов’язане з рядом проблем: відносна висока вартість виробництва та обслуговування; підвищена вимогливість до чистоти і якості дизельного палива; використання в системі великого числа різного роду датчиків, активаторів та інших елементів управління; утруднення чи неможливість провести ремонт або налаштування системи власними силами екіпажів; все ще недостатній рівень кваліфікації персоналу для діагностики та ремонту як екіпажів так і багатьох спеціалізованих сервісах.

На основі вищевикладеного можна прийти до висновку, що підвищення якості роботи ПА на часткових навантажувальних и швидкісних режимах являє собою досить актуальну задачу як в нашій країні, так і в світовій практиці, а тому потребує невідкладного рішення перед наукою та двигунобудівною областю.

В якості одного з можливих рішень такої проблеми в даній статті пропонується стабілізація від циклу до циклу величини залишкового тиску в системі високого тиску (СВТ), яка дозволить зменшити величину між циклової нестабільності та нерівномірності процесів паливоподачі за рахунок стабілізації витрати палива через форсунку, а також значно скоротить тривалість нестабільного режиму ПА. Для реалізації такого способу запропонована конструктивно-удосконалена ПС з гідрозапорними форсунка

спеціальної конструкції, розроблена на базі заводу «Дальдизель» м. Хабаровськ (рис 2).

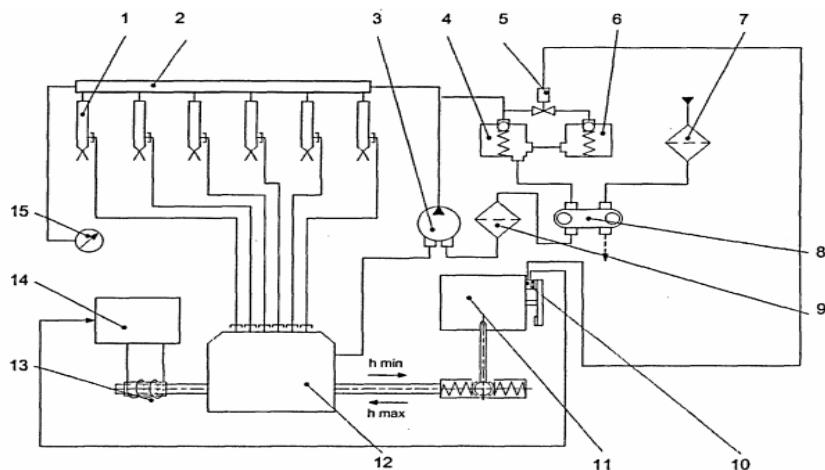


Рис. 2. Схема паливної апаратури дизеля с поліпшеними характеристиками для часткових режимів роботи: 1 – форсунки; 2 – трубопровід запірного палива; 3 – насос системи гідрозапирання; 4 і 6 – редукційні клапани; 5 – електромагнітний клапан; 7 – фільтр грубого очищення палива; 8 – паливопідкачувальний насос; 9 – фільтр тонкого очищення палива; 10 – мікромікач; 11 – пост управління; 12 – ПНВТ; 13 – соленоїд; 14 – електронний блок; 15 – манометр.

Паливо з розхідної цистерни подається паливопідкачувальним насосом через фільтр на лінію всмоктування насоса системи гідрозапирання та ПНВТ і через форсунки в циліндри дизеля.

Насос системи гідрозапирання подає паливо через редукційний клапан по трубопроводу до форсунок в порожнину гідрозапирання. Редукційний клапан підтримує в запірному трубопроводі заданий тиск (Рзад), МПа, перепускаючи надлишки палива назад на лінію всмоктування підкачуючого насоса. Трубопровід запорного палива виконує роль акумулятора. Тиск в трубопроводі запорного палива контролюється манометром. При цьому паралельно редукційному клапану в системі встановлений додатковий клапан, відрегульований на менший тиск і вводиться в дію за допомогою електромагнітного клапану мікромікачом, розташованим на корпусі поста управління і приводиться в роботу профільним виступом (ПВ) на маховичку управління. Також до рейки ПНВТ приєднаний соленоїд, керований електронним блоком, що вводиться в роботу (ПВ) на маховичку управління.

На режимах подачі палива, що перевищують 30 – 40% від номінальної, система працює як звичайно. При переході на режим менше зазначеного, мікромікач відкриває електромагнітний клапан, що підключає додатковий редукційний клапан і тиск в системі гідрозапору знижується до певної величини (Рзм), МПа, в залежності від настроювальних параметрів.

Так як робота на режимах малих подач зі зниженим тиском гідрозапирання призводить до закоксування сопел розпилювача, то для

запобігання цього електричний блок 14 через соленоїд 13 забезпечує типу «поштовх» рейки ПНВТ до положення номінальної подачі. Наприклад, через кожні 100 циклів впорскування (що визначається настройкою електронного блоку відповідності до результатів експерименту). Подібний поштовх, викликаний спрацюванням соленоїда, проходить практично непомітно для швидкісного режиму роботи внаслідок інерційності дизеля. Відбувається так звана «моточистка» соплових каналів, що забезпечує працездатність розпилювачів при роботі на малих режимах.

Проблема стабілізації залишкового тиску в (СВТ) може бути вирішена за рахунок перетікання палива з закритої порожнини гідрозапирання в корпусі форсунки в порожнину під диференційну площину голки розпилювача протягом часу між впорскуваннями через виточку на бічній направляючій поверхні голки розпилювача, виконаної паралельно її осі. (рис. 3). У зворотному напрямку за період впорскування перетікає незначна кількість палива, а тиск в системі гідрозапирання підтримується за рахунок регулятора тиску.

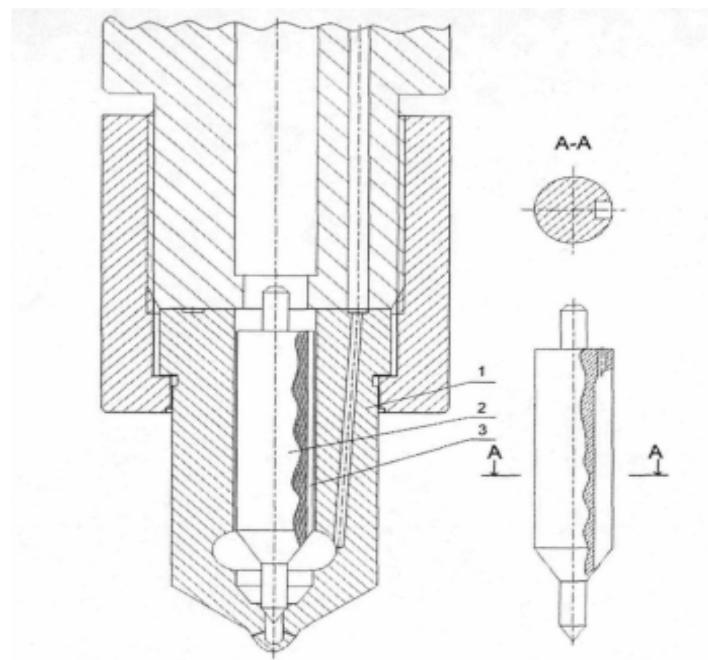


Рис. 3. Гідрозапорна дизельна форсунка:

- а – з повною повздовжньою виточкою на бічній поверхні голки;
- б – голка дизельної форсунки з неповним виточенням і дросельним клапаном;
- 1 – корпус розпилювача; 2 – голка розпилювача; 3 – повна виточка на бічній поверхні голки.

Паливо з ПНВТ надходить під тиском в камеру під голку, а з системи гідрозапирання – в закриту порожнину над голкою (порожнина гідрозапирання). Голка розпилювача має на бічній направляючій поверхні канавки. Порожнина гідрозапирання містить паливо, що забезпечує замикання голки. В системі гідрозапирання паливо знаходиться під тиском (Рзад), МПа. Паливо для впорскування підводиться під голку по каналах в корпусі розпилювача. Коли сила від тиску палива на диференціальну пло-

щадку голки стане більше сили від тиску запорної рідини на верхню кромку, голка підніметься і почнеться впорскування палива. Після відсічки, коли тиск під голкою впаде, під тиском запірної рідини голка сідає на сідло. Зазор між голкою і напрямною частиною розпилювача в представлений форсунці 2..3 мкм, що значно більше, ніж у пружинної. Просочуючись запірна рідина добре змащує голку, таким чином зменшується знос прецизійної пари і знижується ймовірність зависання голки.

Виточка на бічній направляючій поверхні голки розпилювача може бути або повною або неповною. У такому випадку неповна виточка в тілі голки сполучається із закритою порожниною гідрозапирання дроселюючим каналом малого діаметру. Підбір прохідного перетину виточки доцільно виконувати виходячи з номінального швидкісного режиму. При цьому його площа обирається такою, щоб за інтервал часу між черговими впорскуваннями на номінальному режимі роботи в СВТ секції, утвореної об'ємом ПВТ і в штуцері ПНВТ та під диференційною площинкою голки, надійшла така кількість палива, яка була б достатньою для заповнення СВТ і підвищення в ній залишкового тиску було на 15...20%, але не більше 80...85% від тиску гідрозапирання. На всіх інших режимах експлуатації (навіть на режимах малих подач і частот обертання, коли в СВТ утворюються розриви суцільності) матиме місце підвищення залишкового тиску в порівнянні з відомим в ПА з гідрозапиранням. Це забезпечить підвищення пристосованості дизеля при роботі по швидкісній характеристиці.

Ефективність запропонованого методу підтверджується при зрівняльних характеристиках паливних систем зі штатною гідрозапорною форсункою та гідрозапорною форсункою спеціальної конструкції.

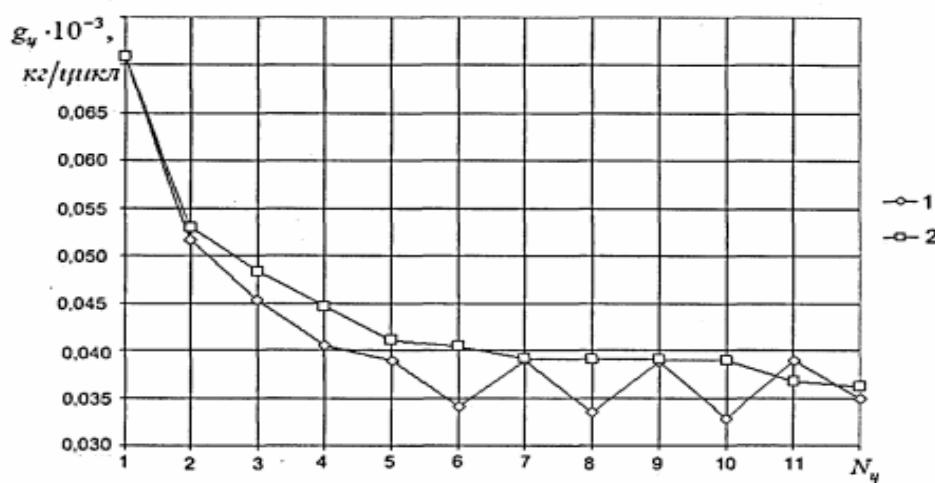


Рис. 4. Характер зміни величини циклової подачі палива в послідовних циклах впорскування ДГР 160/750 на режимі холостого ходу

1 – штатна гідрозапорна форсунка; 2 – гідрозапорна форсунка спеціальної конструкції.

Аналізуючи графік, можна прийти до висновку про ефективність використання гідрозапорної форсунки спеціальної конструкції з метою зменшення міжциклової нестабільності процесів паливоподачі. Підвищення стабільності

в даному випадку виконується за рахунок втручання в природний хід коливань на кожному циклі паливоподачі, внаслідок підживлення СВТ паливом в період між вприскуваннями.

#### *СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ:*

1. Горелик Г.Б., Чистяков А.Ю. Расходные характеристики топливной аппаратуры дизелей как инструментарий для исследования межциклической нестабильности процессов топливоподачи на долевых режимах работы. МГТУ им. Н.Э. Баумана 2005. – 93с.
2. Горелик Г.Б. Процессы топливоподачи в дизелях при работе на долевых и переходных режимах: Учебное пособие. Хабаровск.: изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 2003. – 246 с.
3. Виноградов Л.В., Горбунов В.В., Патрахальцев Н.Н. Работа дизеля на режимах частичных нагрузок М.: изд-во Российского университета дружбы народов, 2000. 88 с.
4. Чистяков А.Ю. Исследование межциклической нестабильности топливоподачи дизелей при работе на режимах малых подач и частот вращения. Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 2006. – 199 с.
5. <http://www.sealib.com.ua/question/questsdfsrezhim/01.html>.

УДК 62-71

Никулин А.С., к.т.н. доц. Небеснов В. В.  
Одесская национальная морская академия

### **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ СЭУ РЕГУЛИРОВАНИЕМ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ**

Одним из наиболее перспективных направлений повышения эффективности ДВС является рациональное регулирование их теплового состояния, что особенно важно во время переходных процессов, когда температура деталей ЦПГ ДВС претерпевает значительные и быстрые изменения.

От температуры охлаждающей воды в значительной мере зависит температура стенки, которая, в свою очередь, влияет на протекание рабочего процесса в цилиндре, на работу трения в ЦПГ и интенсивность износа.

Еще ранними исследованиями было установлено, что в системах охлаждения должен поддерживаться некоторый оптимальный температурный режим. Такой вывод сделан на материалах ряда специальных экспериментальных исследований.

При работе дизеля 8ЧН16,5/18,5 на холостом ходу и частичных нагрузках проводились замеры расхода топлива (рис.1 и рис.2). Полученные графики зависимости часового расхода топлива от температуры воды подтверждают

необходимость поддержания оптимальной температуры охлаждающей воды на переменных нагрузках работы дизеля.

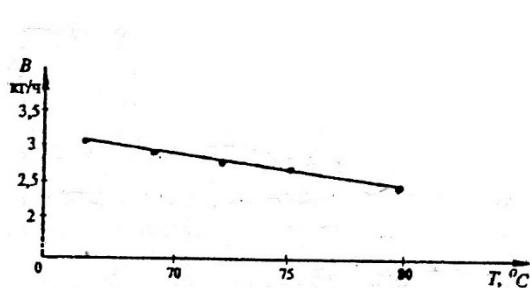


Рис.1 На холостом ходу  $n = 618$  об\мин

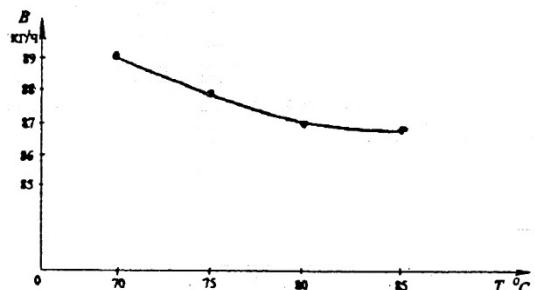


Рис.2 На номин. нагр.  $n=2000$  об\мин

Значительного технико-экономического эффекта можно добиться от повышения температуры в системе охлаждения при переходе двигателя от номинальных нагрузок к частичным. Для этого необходимо создать систему автоматического регулирования температуры (САРТ) с «отрицательной» статической характеристикой т.е. обеспечивать на малых нагрузках более высокую температуру, чем на номинальных нагрузках, в пределах зонынеравномерности. Например для нашего дизеля повышение температуры охлаждающей воды в системе охлаждения на холостом ходу от 49 до 80С ведет к уменьшению часового расхода топлива на 15%.

А во время переходных процессов температура теплонапряженных деталей ЦПГ претерпевает значительные изменения, при этом изменения температуры отстают во времени от изменения режима работы. В этих условиях наблюдаются такие отрицательные явления, как уменьшение мощности, увеличение расхода топлива, повышение износа ЦПГ, повышение нагарообразования и т.п.

Из вышеизложенного материала следует актуальность рационального регулирования температуры охлаждающей воды в ДВС, особенно на малых нагрузках.

В результате исследования по созданию эффективных систем охлаждения ДВС нами разработана система охлаждения двигателя (рис. 3), позволяющая обеспечить рациональное регулирование температуры охлаждающей воды на всех режимах работы ДВС.

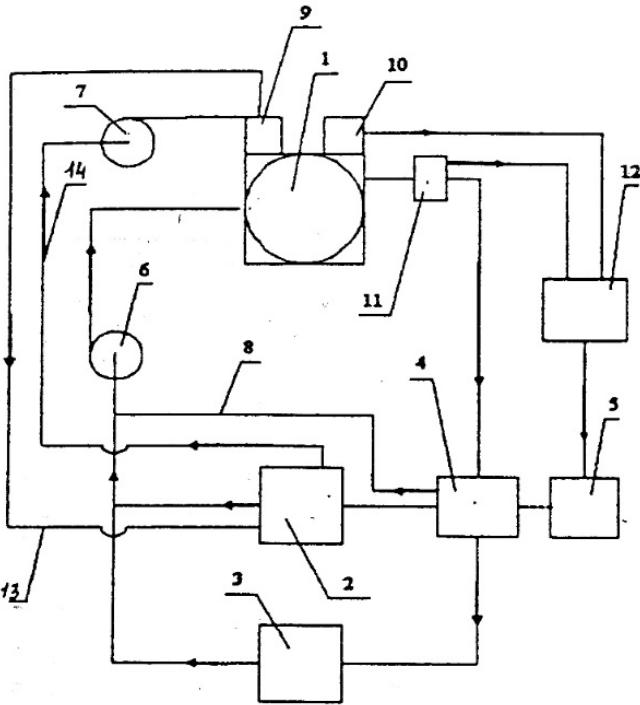


Рис. 3 Разработанная система охлаждения ДВС:

- 1 – двигатель, 2 – подогреватель, 3 – СОТОА, 4 – регулирующий орган,
- 5 – исполнительный электрический механизм, 6,7 – насосы, 8 – перепуск,
- 9 – утилизационный котел, 10 – датчик нагрузки, 11 – датчик температуры,
- 12 – блок управления, 13,14 – каналы отвода и подвода горячей воды.

При работе двигателя, если:

4.  $T \leq 80^{\circ}\text{C}$  — регулирующий орган направляет поток охлаждающей воды на подогреватель 2, где охлаждающая вода подогревается до заданного значения и направляется в двигатель;
5.  $T = 80^{\circ}\text{C}$  — весь поток охлаждающей воды по перепускному каналу 8 направляется в двигатель;
6.  $T \geq 80^{\circ}\text{C}$  — часть потока охлаждающей воды направляется по каналу 8 в двигатель, а другая часть в СОТОА, где вода охлаждается и после направляется в двигатель.
7. При дальнейшем повышении  $T$  охлаждающей воды, например до  $>85^{\circ}\text{C}$ , весь поток воды направляется на СОТОА, охлаждается до  $80^{\circ}\text{C}$  и направляется в ДВС.

Использование данной системы на транспортных ДВС позволит:

8. увеличить мощность ДВС;
9. уменьшить износ ЦПГ;
10. уменьшить удельный расход топлива.

Улучшить характеристики СЭУ, а также снизить эксплуатационные затраты и отрицательное воздействие на морскую экосистему позволит внедрение в практику судостроения замкнутых систем охлаждения (ЗСО). В ЗСО исключен прием забортной воды, а по замкнутому контуру циркулирует специально подготовленная пресная вода (рис. 4, а). В зависимости от кон-

крайнего типа судна, теплоотвод в забортную воду может осуществляться с помощью судовых обшивочных теплообменных аппаратов (СОТОА), конструкция которых может быть различной. Внутри таких устройств пресная вода движется по лабиринтному каналу. Лабиринтный канал выполнен с внутренней стороны судовой обшивки и образуется элементами набора корпуса, обшивки судна и дополнительных навариваемых пластин. Поскольку СОТОА может быть размещен в различных частях обшивки корпуса судна, это предусматривает не только вертикальное расположение, но и его наклон под различными углами  $\phi$ . С изменением угла наклона теплоотводящей поверхности от  $0^\circ$  (вертикальный борт) до  $-90^\circ$  (днищевое расположение) теплоотвод при свободной конвекции существенно снижается. Площадь СОТОА, требуемая для отвода теплоты, оказывается значительной. В таких случаях возникает необходимость интенсификации теплоотдачи, которая может быть реализована за счет подачи сжатого воздуха со стороны судовой обшивки. Проведенные исследования показали, что за счет этого метода удалось увеличить теплоотвод в 30-40 раз в зависимости от угла наклона теплоотводящей поверхности, по сравнению со случаем свободной конвекции (см. рис. 4,6).

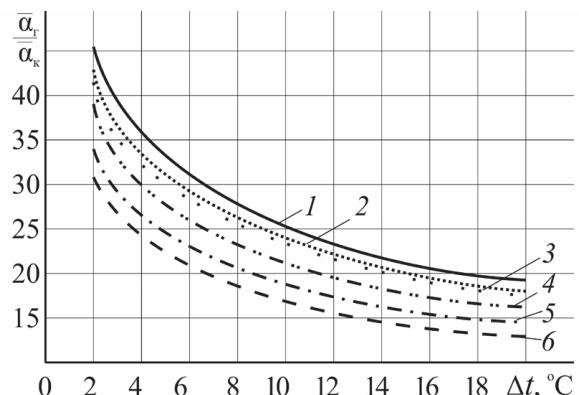
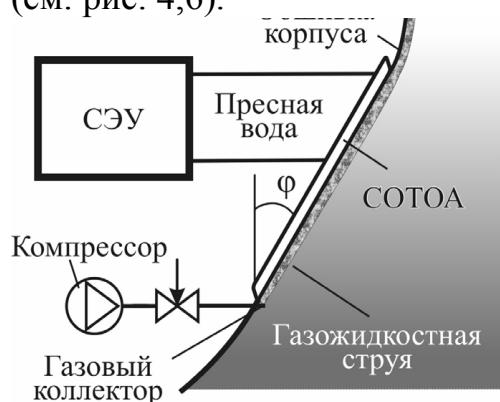


Рис. 4 а - Судовой обшивочный теплообменный аппарат; б - повышение теплоотвода при различных температурных напорах ( $\phi = 60^\circ$ ); 1 -  $5,2 \cdot 10^{-3}$ ; 2 -  $2,5 \cdot 10^{-3}$ ; 3 -  $1,5 \cdot 10^{-3}$ ; 4 -  $6,6 \cdot 10^{-4}$ ; 5 -  $1,11 \cdot 10^{-4}$ ; 6 -  $2,9 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ .

Эффективность работы системы охлаждения является важной характеристикой СЭУ и в значительной степени определяет эффективность установки в целом.

Под энергетической эффективностью подразумевается отношение достигаемого теплоотвода ЗСО к энергетическим затратам системы на сжатие и транспортировку воздуха к судовой обшивке с целью формирования газожидкостной струи. Для оценки энергетической эффективности теплоотводящих систем достаточно часто используется критерий академика М.В. Кирпичева, который в данном случае может быть представлен как

$$E = Q_\Gamma / N_B,$$

где  $Q_g$  - отводимая теплота ЗСО, которая определяется создаваемой газожидкостной струей;  $N_B$  - затраты мощности, связанные с расходом воздуха и повышением давления (относительно атмосферного), которое необходимо для преодоления давления столба жидкости до глубины установки газового коллектора.

Результаты анализа соотношения требуемой мощности на формирование газожидкостной струи и отводимой теплоты при различных углах наклона и заглублении коллектора, например, на 5 м показаны на рис. 5. Увеличение удельного расхода воздуха  $W_{BL}$  (расход воздуха на единицу длины коллектора) приводит к увеличению теплоотвода, однако интенсивность этого роста различная. Для рассматриваемой поверхности СТОА длиной 10 м и высотой 4 м при затратах мощности до 300-400 Вт наблюдается интенсивный рост теплоотвода, который в зависимости от угла наклона может достигать 18-39 кВт. Увеличение отвода теплоты связано с необходимостью дополнительных затрат на подачу сжатого газа. Наибольший эффект достигается при малых мощностях (расходах воздуха). Также наглядно видно, что дальнейшее увеличение подачи воздуха (затрат мощности) обеспечивает незначительное увеличение отвода теплоты  $Q$ . Также подтверждается вывод о том, что следует ограничивать расход подаваемого воздуха с целью предотвращения чрезмерного роста затрат энергии на формирование струи у поверхности теплоотдачи. Подобная закономерность наблюдается для всех углов наклона  $\phi$ : от  $0^\circ$  до  $85^\circ$ .

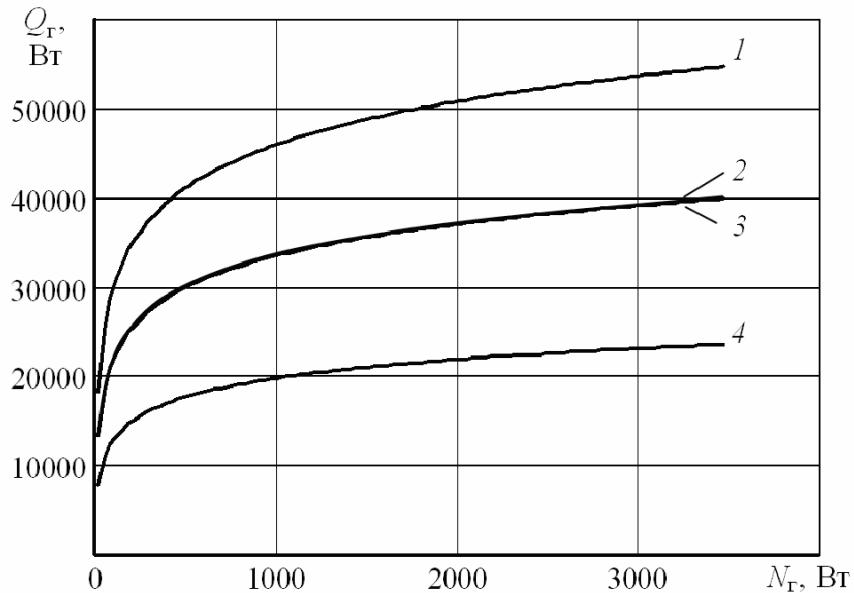


Рис. 5 Зависимость отведенной теплоты  $Q_g$  от затрачиваемой энергии  $N$  при различных углах наклона СТОА ( $H = 4$  м,  $L = 10$  м,  $\Delta t = 1^\circ$ ,  $W_{BL} = (2,9-520) \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup>/с,  $h_0 = 5$  м): 1 -  $\phi = 30^\circ$ ; 2 -  $\phi = 0^\circ$ ; 3 -  $\phi = 60^\circ$ ; 4 -  $\phi = 80^\circ$ .

Представленные на рис. 5 зависимости позволяют проанализировать влияние угла наклона на теплоотвод. Наклон поверхности оказывает существенное влияние на эффективность метода. Для поверхностей, имеющих  $\phi = 30^\circ$ , при одинаковых затратах мощности обеспечивается больший теплоот-

вод (см. зависимость 1 на рис. 5), даже больший, чем при вертикальной ориентации поверхности. Это является следствием «скребущего» эффекта всплывающих вдоль наклонной поверхности пузырьков газа, которые именно при  $\phi = -30^\circ$  наиболее интенсивно разрушают пристенный пограничный слой.

Для сопоставления отводимой теплоты  $Q_g$  и соответствующих затрат энергии  $N_B$  воспользуемся критерием Кирпичева, который в данном случае будет показателем энергетической эффективности ЗСО СЭУ.

Отметим, что в работе было выявлено критическое значение модифицированного числа Рейнольдса  $Re^*$ , связанное с вытеснением воздухом жидкости около теплоотдающей поверхности.

На рис. 6 показано, что при фиксированном угле наклона увеличение расхода воздуха  $W_{BL}$  или, что того же  $N_B$  приводит к снижению  $E$ . Это объясняется тем, что темп прироста коэффициента теплоотдачи отстает от темпа соответствующего увеличения  $W_{BL}$ . Помимо этого необоснованное повышение  $W_{BL}$  может привести к выявленному ранее ухудшению теплоотдачи за счет вытеснения жидкости воздухом, что однозначно резко ухудшит показатель  $E$ .

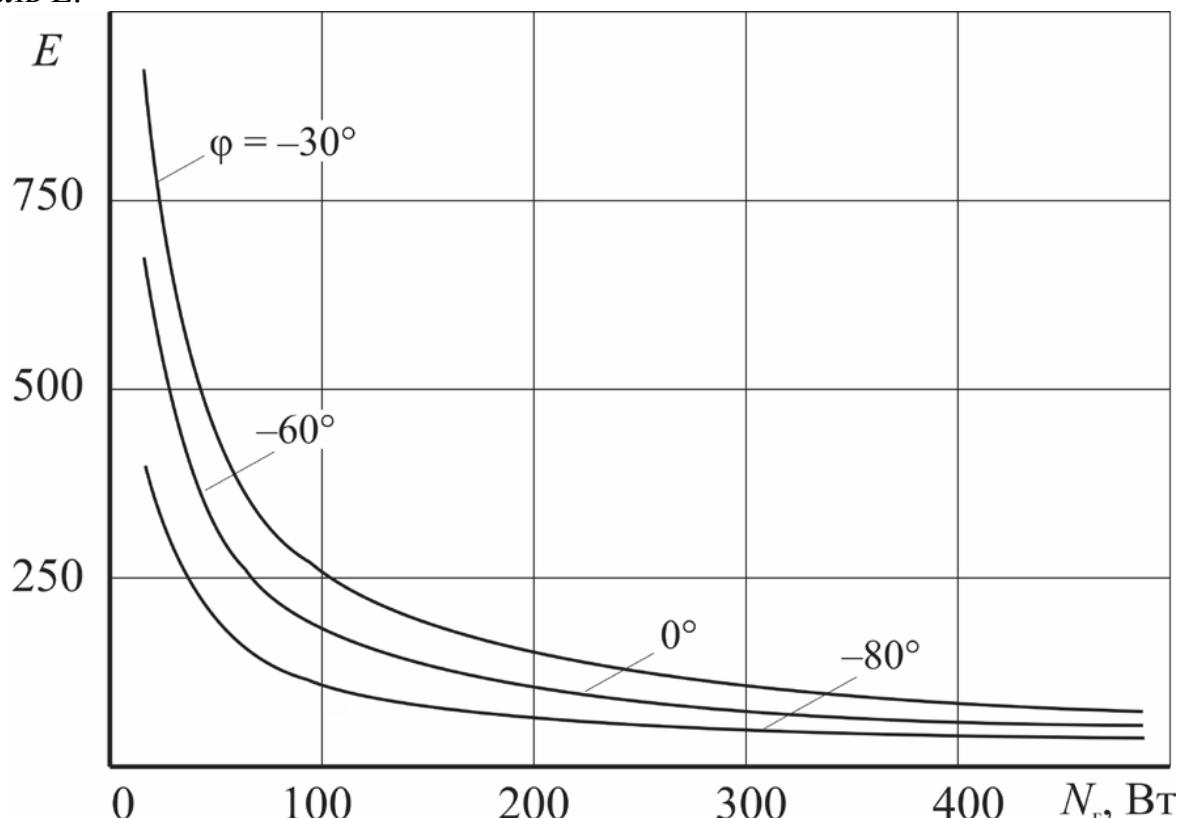
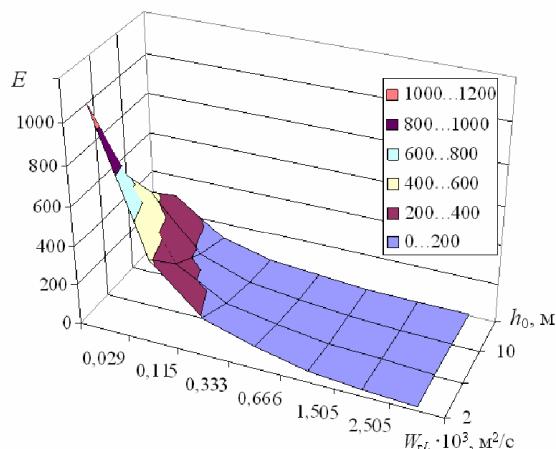


Рис. 6. Зависимость энергетической эффективности системы  $E$  от затрачиваемой энергии  $N$  при различных углах наклона СТОА ( $H = 4 \text{ м}$ ,  $L = 10 \text{ м}$ ,  $\Delta t = 1^\circ$ ,  $W_{BL} = (2,9-66) * 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$ ,  $h_0 = 5 \text{ м}$ )

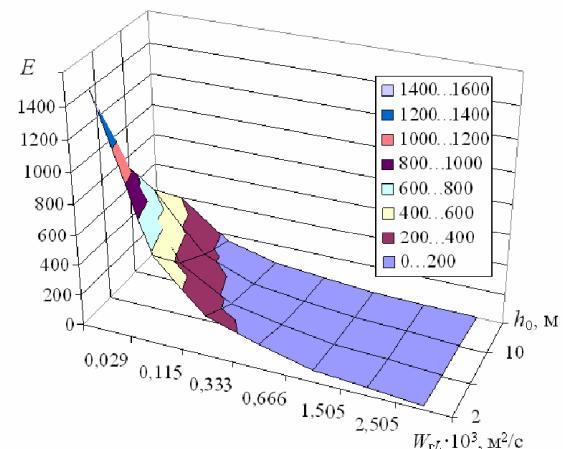
Кроме того, при увеличении угла наклона теплоотдающей поверхности от вертикального положения до  $\phi = 30^\circ$  значение коэффициента эффективности  $E$  повышается. Однако при дальнейшем наклоне поверхности в диапазоне значений  $\phi$  от  $60^\circ$  до  $80^\circ$  значение  $E$  уменьшается.

На затраты энергии оказывает влияние глубина  $h_0$  размещения подающего газового коллектора. Увеличение глубины погружения коллектора приводит к увеличению затрат мощности, что связано с необходимостью преодоления гидростатического давления столба жидкости над газовым коллектором.

Для большей наглядности и информативности на рис. 7 в трехмерной графической форме показаны зависимости коэффициента эффективности  $E$  от глубины погружения газового коллектора  $h_0$  и удельного расхода подаваемого воздуха  $W_{BL}$  для различных углов наклона поверхности теплоотдачи  $\phi$ . При этом задавались следующие условия работы системы охлаждения:  $\Delta t = 1^\circ$ ;  $W_{BL} = (2,9-520) * 10^3 \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $h_0 = 2-15 \text{ м}$ ;  $\pi_k = 1,4-2,5$ .



а



б

Рис. 7а и 7б

Рис. 7а Зависимость энергетической эффективности системы  $E$  от глубины  $h_0$  и удельного расхода подаваемого воздуха  $W_{BL}$ : а.  $\phi = 0^\circ$ ; б.  $\phi = 30^\circ$ ; в.  $\phi = 80^\circ$ .

Рис. 7б Зависимость энергетической эффективности системы  $E$  от глубины  $h_0$  и удельного расхода подаваемого газа  $W_{BL}$ : а.  $\phi = 0^\circ$ ; б.  $\phi = 30^\circ$ ; в.  $\phi = 80^\circ$ .

Анализ графиков на рис. 7 показывает, что максимальная эффективность системы достигается при минимальных значениях  $h_0$ , это является вполне понятным и не требует дальнейших пояснений. Для значений  $h_0 > 5 \text{ м}$  темп эффективности системы снижается.

На рис. 8 показаны зависимости  $E$  от угла наклона  $\phi$  поверхности теплоотвода СТОА и удельного расхода подаваемого воздуха  $W_{BL}$ . На графиках (см. рис. 8) видно, что при значениях угла наклона  $\phi = 30^\circ$  наблюдается искривление поверхности в область больших значений эффективности ЗСО. Степень этого искривления уменьшается по мере увеличения удельного расхода воздуха.

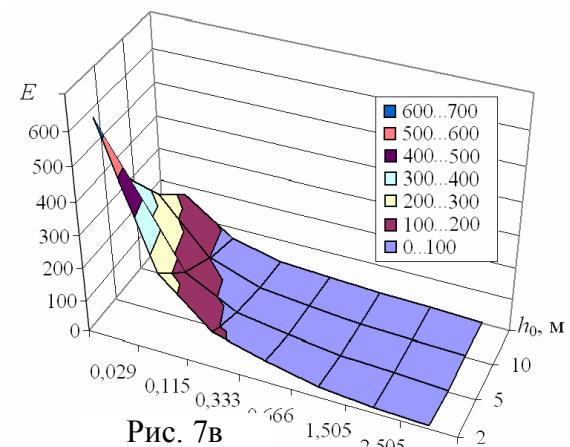


Рис. 7в

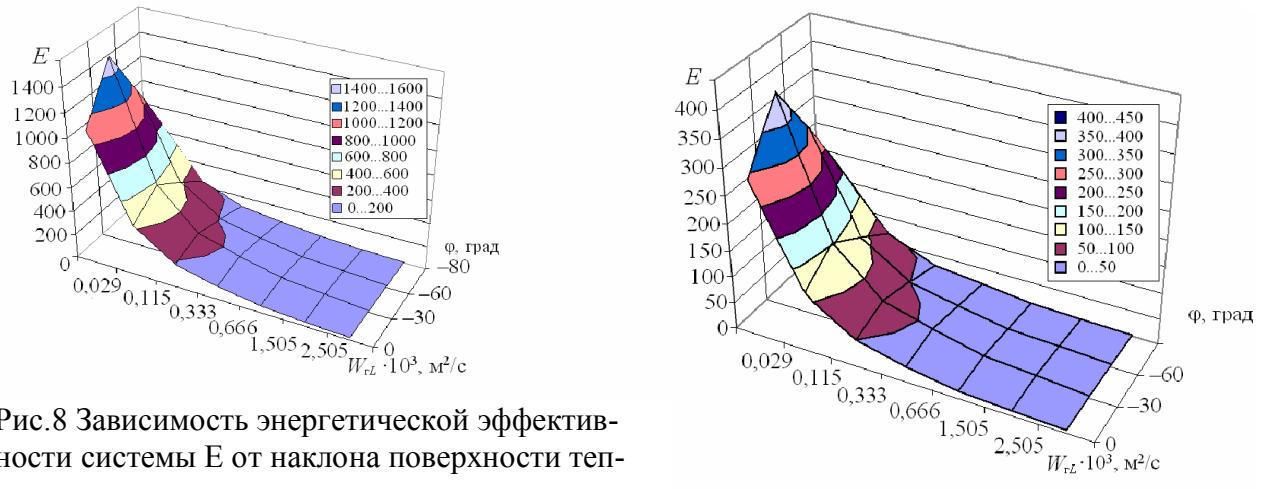


Рис.8 Зависимость энергетической эффективности системы Е от наклона поверхности теплоотвода и удельного расхода подаваемого воздуха  $W_{BL}$ : а -  $h_0 = 2$  м; б - 5 м; в - 15 м

#### Выводы.

- Увеличение энергетической эффективности замкнутой системы охлаждения СЭУ с газожидкостной интенсификацией теплоотвода забортной воде, основанный на сопоставлении достигаемого теплоотвода и требуемых при этом затрат на подачу воздуха, указывает на целесообразность применения данного метода интенсификации для ЗСО СОТОА. По показателю энергетической эффективности наилучшим является обеспечение ЗСО СОТОА, расположенными на участках судовой обшивки с углом наклона  $\phi = 30^\circ$ . в
- Внедрение соответствующих методик расчета ЗСО с СОТОА позволит эффективно использовать теплоотводящие площади, снизить эксплуатационные затраты и улучшить энергетические характеристики, тем самым обеспечив более широкое применение надежных и экологически безопасных ЗСО СЭУ.
- Представляет интерес разработка замкнутых систем охлаждения с целью оптимизации энергетических затрат с применением газожидкостной интенсификации теплоотвода.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Федоровский, К. Ю. Исследование газожидкостной интенсификации теплоотвода в замкнутых системах охлаждения судовых энергоустановок / К. Ю. Федоровский, В. В. Ениватов // Научный сборник ХДМА. - Херсон: ХДМА, 2012. - № 1 (6). - С. 139-145.
- Федоровский, К. Ю. Теплопередача [Текст]: учеб. для студ. вузов / К. Ю. Федоровский. - Севастополь: Изд-во Севастопол. нац. техн. ун-та, 2012. - 304 с.

3. Barnthouse, L. W. Impacts of entrainment and impingement on fish populations: a review of the scientific evidence [Text] / L. W. Barnthouse // Environmental science & policy. - 2013. - Vol. 31. - P. 149-156.

4. Enright, J. T. Power Plants and Plankton [Text] / J. T. Enright // Marine Pollution Bulletin. - 2001. - Vol. 8. - P 158-161.

5. Аналіз ефективності замкнаних систем охолодження енергетических установок судов. Федоровський, К. Ю.; В. В. Еніватов, асп., Сборник наукових робіт НУК. - 2013г. – №5-6. С. 4-8.

УДК 629.5.045.23+621.56/59

Волканов Є.П., кер. к.т.н., доц. Занько О.М.

Одеська національна морська академія

## ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗВОРОТНИХ ЦИКЛІВ СУДНОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Джерелами необоротних втрат у Суднових Холодильних Установках (СХУ) є: внутрішнє тертя потоку холодильного агенту, дроселювання в регулюючому клапані, тертя в рухомих елементах холодильної машини (ХМ), дифузія, передавання теплоти у разі кінцевої різниці температур тощо.

Термодинамічну необоротність зворотного циклу умовно розділяють на зовнішню та внутрішню. Це розділення сприяє об'єктивному визначенням джерел необоротності у циклі та пошуку шляхів їхнього усунення, або зменшення втрат від необоротності.

Внутрішніми необоротними називають ті процеси в яких не витримуються умови рівноваги усередині холодильного агента. Ці процеси характеризуються наявністю внутрішнього тертя в'язке протікання, дифузії змішування.

Зовнішніми необоротними процесами називають, ті що протікають за відсутності рівноваги із зовнішнім середовищем. Прикладом цього може бути передавання теплоти у разі кінцевої різниці температур.

В реальних циклах можливі різні прояви внутрішньої та зовнішньої необоротності. В оборотних циклах ( циклах Корно ) всі процеси протікають за дотримання зовнішньої та внутрішньої оборотності. Цикли в яких частина процесів здійснюються оборотним шляхом, а інша частина – необоротним носять назву частково необоротних.

При термодинамічному аналізі СХУ вельми зручним є метод розкладання втрат на складові і з подальшим їх підсумовуванням.

Для визначення термодинамічних втрат зворотного необоротного холодильного циклу необхідно порівняти його із оборотним циклом, що має ту саму холодопродуктивність  $q_0$ . У разі однакової холодопродуктивності робота  $L_{\text{ц}}$ , що підводиться (витрачається) в циклах буде більшою в необоротному.

Ступінь термодинамічної досконалості реального циклу оцінюється коефіцієнтом оборотності  $\eta_{\text{обор}} = l_{\min} / l_{\text{ц}}$ , де  $l_{\min}$  – мінімальна робота оборотного циклу – взірця.

Втрата працездатної енергії в необоротному зворотному циклі (збільшення роботи циклу  $\Delta l$ , що пов'язано з необоротністю процесів) визначається на основі першого та другого законів термодинаміки:  $\Delta l = T_h \Sigma \Delta S_i$ , де  $T_h$  – температура навколошнього середовища;  $\Sigma \Delta S_i$  – сумарне прирощення ентропії системи (холодильного агента та навколошнього середовища) в наслідок необоротності процесів.

Ентропія є функцією стану тіл, тому в замкнутому зворотному циклі ентропія холодильного агента не змінюється. Через це у циклі в цілому зміна ентропії від необоротності  $\Sigma \Delta S_i$  у виразі для  $\Delta l$  властива тільки джерелам необоротних втрат енергії. Тоді робота  $l_{\text{ц}}$ , що підведена в холодильному необоротному зворотному циклі визначається виразом:

$l_{\text{ц}} = l_{\min} + \Delta l = l_{\min} + T_h \Sigma \Delta S_i$ , а коефіцієнт термодинамічної досконалості циклу  $\eta_{\text{обор}}$  буде мати вигляд:

$$\eta_{\text{обор}} = \frac{l_{\min}}{l_{\min} + T_h \Sigma \Delta S_i} = \frac{E}{E_K}$$

де  $E_h, E$  – холодильні коефіцієнти оборотного циклу Карно і необоротного циклу відповідно.

Останнє рівняння показує, що:

ентропія це не тільки міра необоротності процесів, але й величина, що визначає втрати роботи внаслідок необоротності;

із зростанням необоротності (втрат) в циклі величина коефіцієнта оборотності  $\eta_{\text{обор}}$  знижується, що характеризує зменшення енергетичної ефективності реального циклу.

Об'єктом запропонованого дослідження є парова ХМ із ізоентропним стисненням сухої насиченої пари без переохолодження рідини перед дросельним клапаном. ХМ працює на холодаагенті R 22, який згідно рішення Кіотського Протоколу дозволено застосовувати в холодильний техніці до 2020 року через його шкідливість, що завдається навколошньому середовищу.

Альтернативами для заміни (ретрофіту) R 22 в нашій роботі пропонуються сучасні холодаагенти R 404A, R 407C, R 410A.

Ступінь термодинамічної досконалості циклів ХМ на перечислених агентах визначимо шляхом порівняння їхніх теоретичних холодильних коефіцієнтів  $E$  з холодильним коефіцієнтом  $E_K$  оборотного циклу Карно за допомогою коефіцієнта оборотності  $\eta_{\text{обор}} = E / E_K$ .

Результати розрахунків ( табл.1) показали , що найбільші втрати в конденсаторі , будуть мати місце тоді, коли СХУ буде працювати на R407C; у випарнику необоротні втрати будуть максимальними у ситуації використання в СХУ агента R404A; найбільші необоротні втрати , що пов'язані з дроселюванням знову будуть при застосуванні R 404A.

Найбільший холодильний коефіцієнт  $E=2.56$  ( після R 22 ), найбільша величина коефіцієнта оборотності циклу  $\eta_{\text{обор}}= 0.65$ , прийнятні екологічні характеристики R 410A дозволяють стверджувати про наявність пріоритету цього холодильного агента серед інших вищезазначених при ретрофіті фреона R 22.

Таблиця розрахунку енергетичної ефективності зворотних циклів СХУ

Величена	Формула	Робоче тіло			
		R-22	R-404A	R-407C	R-410A
Питома масова холодопродуктивність, кДж/кг	$q_0 = i_1 - i_4$	150.9	97.3	151.2	151.1
Ізоентропна робота циклу, кДж/кг	$l_s = i_2 - i_1$	54	44.5	63.4	59
Холодильний коефіцієнт цикла,	$E = q_0 / l_s$	2.79	2.18	2.38	2.56
Холодильний коефіцієнт оборотного циклу Карно	$E_K = \frac{273 + t_0}{(273 + t_K) - (273 + t_0)}$	3.89	3.89	3.89	3.89
Коефіцієнт оборотності	$\eta_{\text{обр}} = E / E_K$	0.71	0.56	0.61	0.65
Необоротні втрати, кДж/кг у конденсаторі	$\Delta l_{\text{кон}} = (i_2 - i_3) - \frac{T_{\text{зv}}(S_2 - S_3)}{T_{\text{зv}}}$	15.46	11.78	16.28	8.6
Необоротні втрати, кДж/кг у випарнику	$\Delta l_{\text{в}} = T_{\text{зv}} [(S_1 - S_4) -$	16.7	28.78	22.98	22.08
Необоротні втрати при дроселюванні	$\Delta l_{\text{др}} = T_{\text{зv}} (S_4 - S_3)$	29.6	50.32	44.4	41.44
Сума необоротних втрат, кДж/кг	$\sum \Delta l_i = \Delta l_{\text{кон}} + \Delta l_{\text{в}} + \Delta l_{\text{др}}$	61.76	90.88	83.66	72.12

Робота оборотного цикла(мінімальна робота) кДж/кг	$I_{об} = \Delta I_{min} = q_0 / E_{об}$	38.79	25.01	38.87	38.84
Втрата в елементах ХМ,% конденсатор	$(\Delta I_{IK} / \sum \Delta I) \cdot 100$	25.03	12.96	19.46	11.92
Випарник	$(\Delta I_{Iv} / \sum \Delta I) \cdot 100$	27.04	31.67	27.47	30.62
Дросель	$(\Delta I_{AP} / \sum \Delta I) \cdot 100$	47.93	55.37	53.07	57.46

В таблиці:

$i_i$ , кДж/кг,  $S_i$ , кДж/(кг · К)- питома ентальпія і ентропія у вузлових точках циклу ;

$T_{з.б}$ , К,  $T_{но}$ , К – температура зaborтної води та приміщення , що охолоджується ;

$t_0$ , °C,  $t_K$ , °C - температура кипіння холодаагента та його конденсації.

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ :

1. Загоруйка В. А. Голіков А.А. Суднова холодильна техніка – К : наукова думка 2000
2. Кірілін В.А. Сичев В.В. Шейндлін А.Е. – технічна термодинаміка Енергія 1983.
3. Гохшtein Д.П. сучасні методи термодинамічного аналізу Енергетичних установок. М.;: енергія 1969- 365 ст.

УДК 629.5.054.03:621.65

Сидорук Р., кер. к.т.н., доц. Занько О. М.  
Одеська національна морська академія

#### ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ ОСНОВНИХ ТЕХНІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ ВІД ЗМІННИХ ЗНАЧЕНЬ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ РОБОЧИХ КОЛЕС

За можливості зміни частоти обертання валу двигуна насоса (при паровому приводі, приводі постійного струму, застосування двигунів з різною частотою обертання) виникає необхідність дослідження роботи насоса з метою визначення його напору  $H$ , подачі  $Q$  і к.к.д.  $\eta_n$  при зміні частоти обертання робочого колеса. Для цього будуються універсалні характеристики відцентрових насосів, що являють собою сімейство характеристик  $H=f(Q)$  в системі координат  $Q$ ,  $H$ . Кожна характеристика будується для своєї постійної частоти обертання, яка зазвичай вибирається через 10-20 % у бік зниження від номінальної. Іноді, якщо це дозволяє конструкція насоса, ха-

рактеристика будується(або знімається на стенді) за підвищеної частоти обертання.

Розглянемо методику побудови універсальних характеристик відцентрового насоса НЦВ400/20А баластної системи крупнотонажного балкера. Паспортна частота обертання насоса  $n_1=1440$  об/хв.

Універсальні характеристики для частот обертання насоса  $n'=1440, 1475, 1360, 1200, 1040, 960, 800$  та  $720$  об/хв нами отримані шляхом перерахунку паспортної (номінальної) характеристики  $H_n=f(Q_n)$  на нову частоту обертання  $n'$  по наступним залежностями [1]

$$Q' = \frac{n'}{n} * Q_n; H' = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 * H_n$$

При отриманні кривих к.к.д. для інших, відмінних від номінальної, частот обертання було використане ствердження, що к.к.д. для подібних режимів роботи насоса однакові, тобто  $\eta_n = \eta'$ . [1,2]

Результати розрахунку універсальних характеристик (як приклад) проілюструємо таблицею 1 для частот обертання насоса  $n'=1475, 1440$  та  $1360$  об/хв. Аналогічно були проведені розрахунки універсальних характеристик для  $n'=1200, 1040, 960, 800$  та  $720$  об/хв.

Таблиця 1. Результати розрахунків характеристик насоса для інших значень частот обертів

	при $n=1475$ об/хв		при $n=1440$ об/хв		при $n=1360$ об/хв	
	Подача насоса $Q$ , $m^3/\text{год}$	Напір, насоса $H_n$ , $m.\text{вод.ст.}$	Подача насоса $Q$ , $m^3/\text{год}$	Напір, насоса $H_n$ , $m.\text{вод.ст.}$	Подача насоса $Q$ , $m^3/\text{год}$	Напір, насоса $H_n$ , $m.\text{вод.ст.}$
1	762	3.58	744	3.41	703	3.04
2	639	5.77	624	5.50	589	4.91
3	619	8.17	604	7.79	570	6.95
4	520	9.74	508	9.28	480	8.27
5	519	10.78	506.5	10.27	478	9.02
6	509	11.80	496.8	11.27	469	10.05
7	503	12.50	491.2	11.91	464	10.62
8	498	13.02	486	12.41	459	11.07
9	481	13.70	469.2	13.06	443	11.65
10	478	14.20	466.8	13.50	441	12.04
11	470	15.10	458.8	14.35	433	12.80
12	460	15.08	449.2	15.05	424	13.40
13	218	16.00	212.8	15.25	201	13.60
14	184	16.30	179.2	15.54	169.2	13.86
15	91.7	16.72	89.6	15.94	85	14.20

На рис. 1,а представлена універсальна характеристика баластного насоса НЦВ 400/20А за зазначених вище частот обертання. На рис 1,б для кожної частоти обертання по методиці, викладеній в [1,2] побудовані криві к.к.д.  $\eta=f(Q)$ . Для зручності та наочності значення к.к.д. можна згідно [1,2] перенести з рис. 1,б на відповідні криві характеристик напору (рис. 1,а).

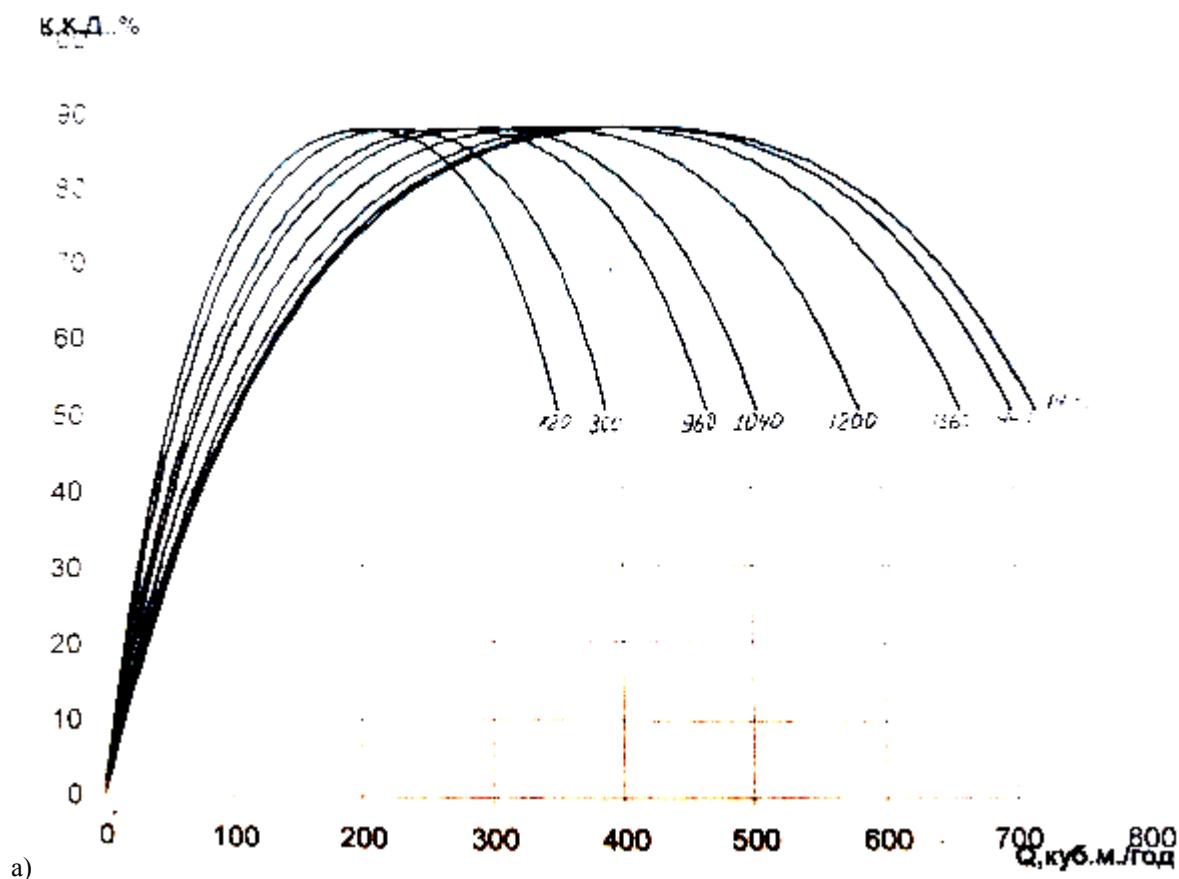
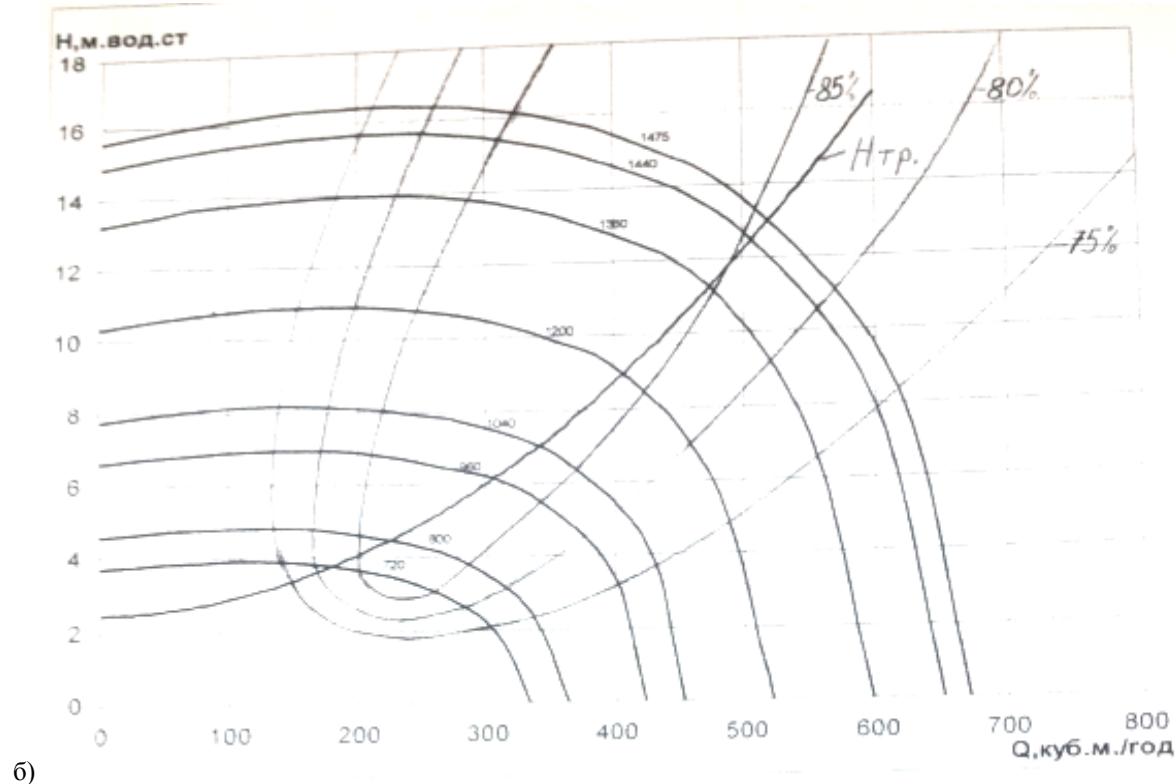


Рис. 1а. Універсальна характеристика насоса

З'єднавши точки однакових значень к.к.д. на характеристиках насоса (рис. 1,а) отримуємо сімейство ліній к.к.д.  $\eta: 75,80,85\%$ . Дільниці характеристик насоса, що попали в на півкільце лінії к.к.д.  $\eta=85\%$  відповідають найбільшим значенням к.к.д.

Нанісши на поле універсальної характеристики насоса характеристику баластного трубопровода  $H_{tr}$  ми отримали змогу по розташуванням робочих точок системи визначити основні технічні параметри насоса  $Q$ ,  $H$ , і  $\eta$  при зміні частоти обертання  $n$  його робочого колеса.

Побудована універсальна характеристика дозволяє в процесі експлуатації баластної системи виконувати баластні операції з найменшою втратою енергії.



б)

Рис. 16. Універсальна характеристика насоса

#### *СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ*

1. Завиша В.В., Декин Б.Г. Судовые вспомогательные механизмы и системы. М.: Транспорт, 1984.-360с.
2. Харин В.М., Занько О.Н., Декин Б.Г., Писклов В.Т. Судовые машины, установки, устройства и системы Одесса : ФЕНИКС, Москва: ТРАНСЛІТ, 2010.-648с.

# **СУДНОВА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА І ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА**

УДК 628.165:629.5.063.4

Чернецкий В.Ю., рук. к.т.н., проф. Кирис А.В.

Одесская национальная морская академия

## **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ СУДОВЫХ ОПРЕСНИТЕЛЕЙ МОРСКОЙ ВОДЫ**

Первые дистилляционные установки были применены для опреснения морской воды на судах еще в XVI в.

Первые паросиловые установки с котлами низкого давления (до 3—4 ата) не нуждались в испарителях, так как могли удовлетворительно работать даже при подпитке их морской водой.

В котлах повышенного давления для их подпитки необходим высококачественный дистиллят. Получить такой дистиллят в тех условиях и при тех технических средствах было весьма проблематично и процесс обслуживания таких опреснителей был очень трудоемкий. В связи с этими недостатками на многих судах опреснительные установки бездействовали и рассматривались лишь как резервный источник пресной воды.

Поэтому основными направлениями совершенствования испарителей стали поиски режимов, которые бы обеспечивали достаточно малую скорость образования накипи, и способов более рационального использования тепла в опреснительных установках. Обе эти цели были достигнуты применением вакуумных испарителей.

С точки зрения экономичности применение вакуумных испарителей оказалось весьма прогрессивным, так как для них в качестве греющей среды можно было использовать низкопотенциальный пар — отработавший или из отборов — при давлении 0,7 - 1,4 ата. Благодаря этому на каждую тонну топлива, затраченного на работу опреснительной установки, можно было получить не менее 30 т дистиллята. Дальнейшее увеличение выхода дистиллята (до 120—140 г на 1 г топлива) достигалось при использовании вторичного пара для подогрева конденсата в цикле паротурбинной установки.

Такая экономичность вполне приемлема, так как стоимость дистиллята оказывается меньше цены береговой пресной воды. Однако она достижима далеко не во всех случаях. Прежде всего ее можно получить лишь на ходу во время работы энергетической установки с номинальной мощностью. При уменьшении скорости хода, при маневрировании и на стоянках такая работа невозможна.

На сегодняшний день скорость судов по целому ряду причин уменьшена до 12 – 14 узлов(вместо 20 – 24 узлов для контейнерного флота), а соответственно и снижаются термодинамические показатели, происходит дефицит бросовой теплоты. Так как в большинстве случаев на судах применяются опреснители работающие от охлаждающей воды ГД соответственно с пониже-

нием нагрузки эффективная работа опреснителей также снижается и необходимо искать методы которые в данных ситуациях смогли бы повысить эффективность работы опреснительных установок(1).

Из множества методов, используемых для интенсификации теплообмена в различных по своему назначению теплообменных аппаратах можно выделить несколько. Ими являются ультразвуковая обработка перетекающего рассола и введение дополнительных центров парообразования.

Обработка жидкости ультразвуковым полем показала, что обработка слабо перегретой жидкости интенсивными ультразвуковыми волнами вызывает энергичное пузыреобразование, причем наиболее эффективны волны низкой частоты. Под действие ультразвука пузырек в полупериод разряжения растет, а в полупериод сжатия уменьшается. Это попеременное увеличение размера пузырька оказывается несколько больше последующих его сжатий. Вследствие этого размер критического зародыша уменьшается, а скорость испарения увеличивается. Решающее значение при этом имеет присутствие в жидкости микроскопических газовых пузырьков.

В качестве дополнительных центров парообразования могут служить затравочные кристаллы, которые подаются в питательную воду с целью предотвращения карбонатно-магнезиального и сульфатного накипеобразования. Однако специально исследований влияния затравочных кристаллов на процесс парообразования при течении неравновесно перегретой жидкости не проводилось, а опыт использования данного способа выявил основные его недостатки: заливание и закупорка греющих труб отдельных теплообменников меловыми пробками и пенообразование, которое вредно не только выбросами морской воды с затравкой, загрязняющей дистиллят но и накипью образующейся на стенках испарительных камер и жалюзийных сепараторов при вспенивании. Кроме того при использовании метода затравочных кристаллов необходимо наличие бака-отстойника, в котором происходит отделение суспензии затравки от рассола.

Дополнительными центрами парообразования могут служить также мельчайшие пузырьки воздуха. Такой метод называется мелкодисперсное воздушное форсирование.

Практическое применение этого метода предусматривает подачу в перетекающий рассол необходимого количества воздуха в виде пузырьков заданного размера.

Оптимальным размером для пузырьков будет приблизительно 0,002 м (рис.1.1.)(2), т.к. при таком размере их скорость подъема будет максимальной. С увеличением размера пузырьков до 0,005-0,007 м будет происходить падение скорости подъема (рис.1.1).

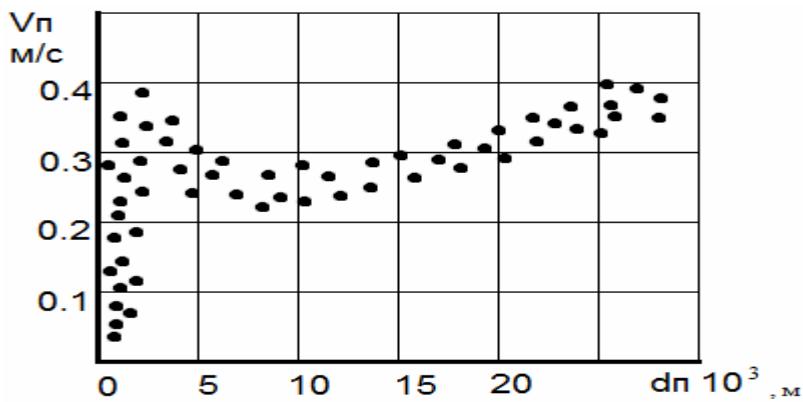


Рис.1.1. Зависимость подъема воздушных пузырей от их диаметра при атмосферном давлении

Для обеспечения необходимого размера пузырьков могут быть использованы воздухораспределительное и воздуходиспергирующее устройства.

Однако, как показал опыт использования такого устройства диапазон диаметров подаваемых в кипящий рассол пузырьков воздуха оказался слишком велик. В этой связи гораздо более целесообразным является использование воздуходиспергирующее устройство следующей конструкции.

Это устройство щелевого типа, работающее по принципу смешивания подпитывающей испаритель жидкости с воздухом в горизонтальных кольцевых щелях.

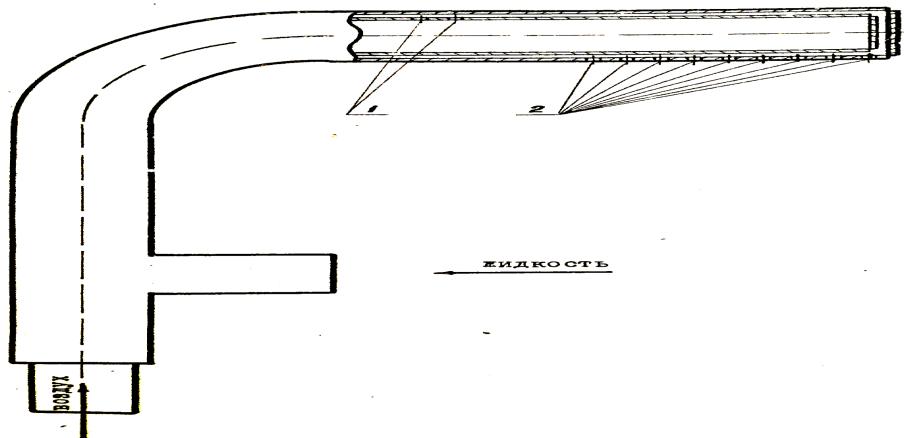


Рис.1.2.  
1 – отверстия во внутренней трубке; 2 – отверстия в наружной трубке.

В этом устройстве отверстия во внутренней трубке обращены вверху, а отверстия в наружной – книзу, прием воздух подавался во внутреннюю, а жидкость – в наружную трубку.

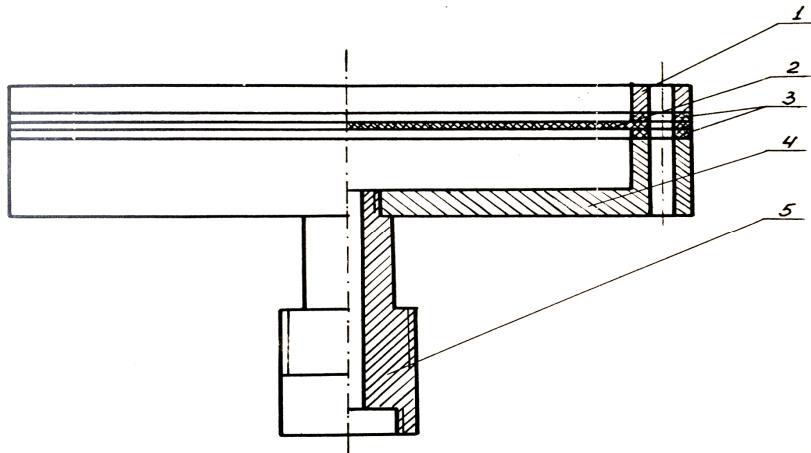


Рис.1.3.

Устройство состоит из корпуса 4, к которому при помощи прижимного фланца 1 крепится пористый металл 2. Герметичность соединения обеспечивается прокладками 3, 5 – штуцер крепления устройства. В качестве пористого металла может быть использована нержавеющая сталь ПНС – 6, ПНС – 8, ПНС – 10.

В заключение можно добавить, что дальнейшими исследованиями этой работы будет определение оптимального количества подаваемого воздуха, т.к. при избыточном количестве воздуха показатели работы опреснителя будут уменьшаться.

#### *СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ*

1. Коваленко В.Ф., Лукин Г. Я. «Судовые водоопреснительные установки». Л., «Судостроение», 1970. 304 стр.
2. Кобзарь В.М. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, 1982 год, Одесса.

УДК 621.438.018

Терещенко Б.В., кер. к.т.н., проф. Кіріс О.В.  
Одеська національна морська академія

#### **ВИБІР ПОТУЖНОСТІ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА ПО ФОРМУЛІ АДМІРАЛТІЙСЬКИХ КОЕФІЦІЄНТІВ І МЕТОДОМ ПАМПЕЛЯ**

Для судів водотоннажних суден розрахунок потужності головного двигуна можна виконати по методу Э.Э. Пампеля, який використовує коефіцієнт «С», розроблений Э. Э. Пампелем, згрунтований на великій кількості модельних випробувань. Цим пояснюється універсальність методу. Застосування цього методу дає досить точний результат.

Буксирувальну потужність також визначають по формулі Адміралтійських коефіцієнтів. Грунтуючись спосіб на припущені що ці коефіцієнти для кораблів, з близьким співвідношенням розмірів (геометрична подібність), при однакових числах Фруда (гідродинамічна подібність), рівні. Формула Адміралтійських коефіцієнтів, даватиме тим меншу помилку, чим близька подібність співвідношения елементів, форма обводів, відносна швидкість корабля, що проектується, і його прототипу.

Буксирувальна потужність - це потужність, яку необхідно витратити на подолання сил опору. Розрахунок буксирувальної потужності виконується з використанням наближеного методу визначення опору судна.

Буксирувальна потужність судна, визначена по методу Папмеля, виражається наступною емпіричною формулою:

$$N\delta = DL \times V^3 C \times \lambda \times (1+k) \times \psi$$

де  $N\delta$  - буксировна потужність, л.с., відповідає повному опору з нормальними виступаючими частинами;

$D$  - водотоннажність проектованого судна, т;

$L$  - довжина судна, м;

$V$  - швидкість судна, уз;

$B$  - ширина судна, м;

$\lambda$  - поправочний коефіцієнт, залежний від довжини судна, який розраховуємо по формулі:

$$\lambda = 0,7 + 0,3 \times L/100$$

При  $L > 100$  м,  $\lambda = 1$ .

$k$  - коефіцієнт, враховуючий вплив виступаючих частин, котрий змінюється в діапазоні  $k = 0 \dots 0,1$ .

для одногвинтових судів  $k = 0$ .

$\Psi$  - коефіцієнт гостроти корпуса, котрий розраховуємо по формулі:

$$\psi = 10 \times B \times L \times \delta$$

де  $\delta$  - коефіцієнт загальної повноти, котрий розраховуємо по формулі:

$$\delta = V \times L \times B \times T$$

де  $V$  - об'ємна водотонажність,  $m^3$

$$V = D \rho$$

$B$  - ширина судна, м

$T$  - осадка судна, м

$\rho$  - щільність морської води, т/м ( $\rho = 1,025$ );

Коефіцієнт Э. Э. Папмеля (С), визначаємо по графіку за допомогою відносної швидкості, яку розраховують по формулі:

$$V = V \times \psi L$$

де  $V$  - швидкість в узлах;

Спосіб визначення буксирувальної потужності, розроблений Э. Э. Пампелем, ґрунтуються на великій кількості модельних випробувань. Цим пояснюється універсальність графіка.

По графіку Э. Э. Папмеля, визначаємо коефіцієнт (С);

Розраховуємо буксирувальну потужність, л.с.:

$$N_b = D L \times V^3 C \times \lambda \times (1+k) \times \psi$$

Отриману буксирувальну потужність  $N_b$  в л.с. переводимо в кВт:

$$N_b = N_b \times 0,7355 = N_b \text{ кВт.}$$

Розрахунок буксировальної потужності судна по формулі Адміралтійських коефіцієнтів  $C_R$ :

$$CR = 5,14 \times D \times 0,23 \times V_0^3 \times NR_0 = 5,14 \times D \times 0,23 \times V^3 \times NR$$

де  $NR_0$  – кВт буксировальна потужність судна прототипа,

де  $V$  – швидкість судна прототипа, узлів,

а  $NR$  – проектованого судна, кВт;

а  $V_0$  – швидкість проектованого судна, узлів;

$D$  – водотоннажність проектованого судна, т;

$L$  – довжина судна, м;

$B$  – ширина судна, м;

Для судна прототипа:

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_B \times \eta_K$$

де  $\eta_B = 0,8$

$$\eta_K = (1-t)(1-\omega)$$

де  $t$  – коефіцієнт засасування;

$$\omega = 0,5\delta - 0,05$$

де  $\omega$  – коефіцієнт попутного потоку;

$$\delta = VL \times B \times T$$

$$NR_0 = Neust \times \eta_{\text{пр}} \times \eta_{L.B.}$$

Приймаємо  $\eta_{L.B.} = 0,98$ , а  $Neust$ , кВт – по прототипу.

$$CR = 5,14 \times D \times 0,23 \times V^3 \times NR_0$$

Оскільки проектоване судно того ж типу що і судно – прототип, головні відмінності тільки в різних швидкостях руху, величини Адміралтейського коефіцієнта CR для даних судів будуть однакові.

Тоді буксирувальна потужність проектованого судна буде дорівнювати, л.с.:

$$NR=5,14 \times D23 \times V3CR \text{л.с.},$$

Отриманий результат NR в л.с., переводимо в кВт:

$$NR=NR \times 0,7355=NR, \text{kVt}$$

За наведеними вище формулами, був зроблений розрахунок буксировальної потужності двигуна автомобілевоза "Galaxy Ace".

При підстановці для підбору двигуна, було використано наступні дані:

D= 18878 – водотоннажність проектованого судна, т;

L= 192 – довжина проектованого судна, м;

V= 21 – швидкість проектованого судна, уз;

B= 32,26 – ширина проектованого судна, м;

NR0 – 14020 кВт буксировальна потужність судна прототипа,

V0=17 – швидкість судна прототипа, уз;

D0=22206 - буксировальна потужність судна прототипа, т.

Після проведення розрахунків, по формулі Папмеля буксирувальна потужність – №=14251 кВт,

По формулі Адміралтейських коефіцієнтів – NR=14120,2 , кВт.

За результатами, отриманих різними методами, вибираємо найбільше значення потужності.

### *СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ*

1. Ногид Л.М., Проектування морських суден. Вибір показників форми
2. і визначення потужності енергетичної установки проектованого судна.,  
Ленінград 1976 р.
3. Ашик В.В., Проектування судів. Ленінград 1975 р.
4. Ногид Л.М., Проектування морських суден. Частина 1 "Методика визначення елементів проектованого судна". Суднобудування. Ленінград 1954 р.

Козловский В.В., рук. доц. Ярошенко В.М.  
Одесская национальная морская академия

## УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ СЖАТИЯ СУДОВЫХ КОМПРЕССОРОВ С ПОМОЩЬЮ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ.

В последнее время актуальной задачей является утилизация сбросной теплоты от двигателей и других установок с целью повышения их энергетической эффективности и экологической безопасности. Широкое распространение в промышленности и в судовой энергетике, в том числе ,получили компрессорные установки различного технологического назначения. Для снижения затрат электроэнергии, потребляемых установками, используется многоступенчатое сжатие газа с промежуточным ее охлаждением [3]. Далее отведенная теплота сбрасывается через теплообменники-охладители непосредственно в атмосферу (воздушное охлаждение), либо через системы охлаждения забортной водой (водяное охлаждение) в окружающую среду. Одним из способов утилизации теплоты сжатия, компрессорных установок является ее рационального использование для технологических или хозяйствственно - бытовых целей. Однако, температурный потенциал отводимой теплоты небольшой, и потому для повышения ее термического потенциала целесообразно использовать теплонасосные установки.

Как известно, термодинамическая эффективность теплонасосных установок при производстве теплоты существенно выше по отношению к некоторым альтернативным способам. Например по отношению к электрическим генераторам теплоты , коэффициент преобразования энергии тепловых насосов в несколько раз выше. Опыт применения тепловых насосов в судовых энергетических системах свидетельствует о перспективности такого рода утилизационных технологий [1].

Как один из путей решения этих проблем может рассматриваться технология с использованием на судах теплонасосных установок (ТНУ) для выработки водяного пара. В качестве низкопотенциального источника теплоты в этом случае используются тепловые потоки, которые отводятся в промежуточных и концевых теплообменниках воздушных компрессорных установок.

Это позволяет, во-первых, утилизировать сбрасываемую теплоту, уменьшив тем самым тепловое загрязнения окружающей среды, во-вторых, отказаться от работы вспомогательного котла на ходовом и, возможно, стояночном режимах судна.

Принципиальная технологическая схема судовой компрессорной установки с утилизацией теплоты сжатия в паро генерирующей теплонасосной установке показана на рис.1.

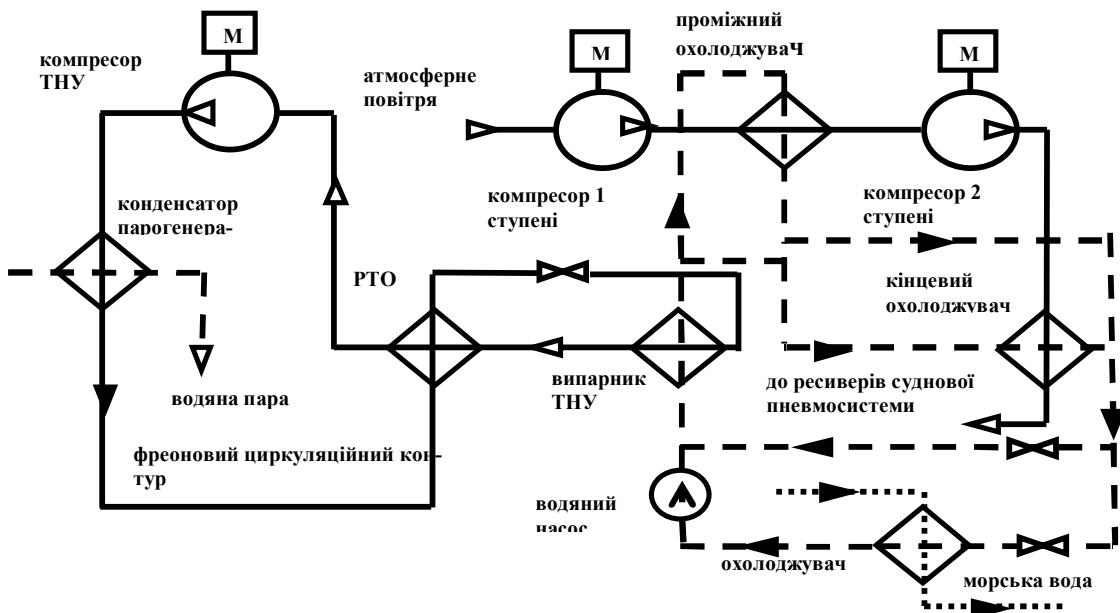


Рис.1. Схема парогенерирующей утилизационной теплонасосной установки.

Установка состоит из двух контуров: контур сжатого воздуха и контур паро генерирующей теплонасочной установки. После сжатия воздуха в компрессоре первой ступени до 0,56 МПа он охлаждается в промежуточном теплообменнике до температуры 40 ° С и направляется в компрессор второй ступени сжатия где сжимается до 3 МПа и после охлаждения в концевом теплообменнике направляется в судовым потребителям(как правило, сжатый воздух накапливается в ресиверах) [3].

Пресная вода, которая циркулирует в системе охлаждения воздуха, нагревается в теплообменниках до уровня 30- 35 °С и направляется в испаритель тепло насосной установки, где она с охлаждается до 25 ° С и направляется в теплообменники системы сжатого воздуха.

Теплота, которая отводится от воды в испарителе ТНУ используется для испарения фреона (хладагента) при температуре 15 ° С. Пары хладагента проходят через РТО и всасываются компрессором. В компрессорной системе ТНУ пар фреона сжимается и направляется в конденсатор, где конденсируется при температуре 150 °С. Теплота конденсации используется для производства сухого насыщенного водяного пара с температурой 140 ° С. и соответствующим его давлением 0,36 МПа [1].

Как известно технико – экономическая целесообразность любой технологии зависит от уровня ее термодинамической эффективности, который в свою очередь является категорией технико-экономической. Обычно повышение термодинамической эффективности процесса связано со снижением уровня его необратимости, что в свою очередь обуславливает дополнительные технико-эксплуатационные расходы, увеличивает себестоимость энергетического продукта установки. Поэтому при выборе оптимальной конструкции установки или ее элементов необходимо установить оптимальное (ком-

промиссное) соотношение между требованиями энергетической эффективности (термодинамической) и технико-экономической целесообразностью, которая базируется и рассчитывается на основе минимальных обобщенных затрат на производство энергетического продукта.

Так как воздушные компрессорные установки работают по так называемой замкнутой технологии, то в таком случае целесообразно использовать эксергетический метод термодинамического анализа, который в данном случае является более простым с точки зрения его практического применения [2].

Термодинамическая эффективность компрессорной установки с утилизацией теплоты в этом случае определяется с помощью эксергетического коэффициента полезного действия, который рассчитывается как отношение эксергетической производительности установки (выходной эксергии) к электрической мощности двигателей, используемых для привода компрессоров. При использовании паровых или газовых турбин или ДВС необходимо соответствующим образом рассчитать эксергетический потоки, которые используются в качестве внешней энергии для привода компрессоров.

Эксергетический коэффициент полного действия системы

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{вых}}{Ex_{вх}} = \frac{\Delta Ex_1 + \Delta Ex_2}{\sum_{i=1}^{i=n} N_{kП} + \sum_{i=1}^{i=n} N_{kTH} + \sum_{i=1}^{i=n} N_H}$$

где:  $\Delta Ex_1$  - приращение общей эксергии воздуха в результате его сжатия, кВт;

$\Delta Ex_2$  - приращение эксергии водяного пара в парогенераторе ТНУ, кВт

$\sum_{i=1}^{i=n} N_{kП}$  - общая мощность привода воздушных компрессоров, кВт;

$\sum_{i=1}^{i=n} N_{kTH}$  - общая мощность привода компрессоров ТНУ, кВт;

$\sum_{i=1}^{i=n} N_H$  - общая мощность насосов, кВт

Прирост эксергии сжатого воздуха рассчитывается как произведение массовой производительности воздушной компрессорной установки на удельный прирост эксергии потока воздуха

$$\Delta Ex_1 = G_B \Delta e_B = h_{1B} - h_{0B} - T_0(S_{1B} - S_{0B})$$

Прирост эксергии водяного пара рассчитывается как произведение производительности установки по водяному пару на удельный прирост эксергии пара

$$Ex_2 = D_n \cdot \Delta e_n = h_{1n} - h_{0n} - T_0(S_{1n} - S_{0n})$$

где:  $G$  - массовая производительность воздушной компрессорной установки, кг / с;

$D$  - массовая производительность системы по водяному пару, кг / с;

To - абсолютная температура внешней среды, K;

$h_{1v}$ ,  $h_{1n}$ ,  $h_{0v}$ ,  $h_{0n}$  - удельные энталпии, соответственно сжатого воздуха, водяного пара при заданных параметрах и энталпии воздуха и пара при равновесии с окружающей средой;

$S_{1v}$ ,  $S_{1n}$ ,  $S_{0v}$ ,  $S_{0n}$  - удельные энтропии соответственно сжатого воздуха, водяного пара при заданных параметрах и энтропии воздуха и пара при равновесии с окружающей средой;

Величины, необходимые для расчета эксергетического коэффициента полезного действия установки, определялись с теплотехнического расчета парогенерирующей утилизационной теплонасосной установки, соответствующих диаграмм состояния водяного пара или рассчитывались по известным аналитическим зависимостям. При определении эксергетического КПД установки мощность водяных насосов в соответствие с рекомендациями выбирались как 2% от общей мощности компрессоров.

Основные расчетные характеристики парогенерирующей ТНУ:

Эксергетическая производительность по сжатому воздуху  $\Delta Ex_1 = 96,1 \text{ кВт}$ .

Эксергетическая производительность по водяному пару  $\Delta Ex_2 = 126,5 \text{ кВт}$ .

Мощности, потребляемые воздушными компрессорами  $N_{kP} = 179,6 \text{ кВт}$ .

Мощности, потребляемые компрессорами ТНУ  $N_{kTH} = 301,6 \text{ кВт}$ ;

Расчеты судовой системы сжатого воздуха показывают, что наиболее существенные потери эксергии имеют место в процессах его охлаждения в промежуточном (13,7%) и концевом теплообменниках (13,1%), что подтверждает термодинамическую целесообразность утилизации теплоты.

Эксергетическая эффективность утилизационной парогенерирующей установки в расчетном режиме составляет 46%, что свидетельствует о достаточно высоком уровне ее энергетической эффективности.

Однако, к основным достоинствам выбранной схемы утилизации следует относить не термодинамические, а технико-экономические и экологические факторы, так как при этом:

1. В окружающую среду не сбрасывается тепловой потоки з судовой системы сжатия воздуха, а, следовательно, не увеличивается ее энтропия.

2. Уменьшается загрузка на вспомогательный котел и при этом экономится котельное топливо и уменьшаются выбросы продуктов сгорания в окружающую среду.

Эксергетический метод термодинамического анализа позволяет не только определять общую термодинамическую эффективность установки (общий эксергетический КПД), но и рассчитывать эксергетические КПД ее элементов с определением их термодинамической эффективности и уровня влияния на общую эффективность установки. Таким образом можно определять те элементы установки, которые в первую очередь нуждаются в модернизации и повышению термодинамической эффективности процессов, которые протекают в этих элементах.

## **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

- 1.Андреев А.А., Калиниченко И.В. Экологическая и энергетическая целесообразность утилизации низкопотенциальной теплоты на судах с помощью теплового насоса : Сб. Научный вестник ХДМИ – Харьков , 2009. – № 1, с.174 - 183
- 2.Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К. Енергетический метод и его приложения в технике. М.; Енергоатомиздат, 1988.
3. Голиков А.А., Занько О.И., Логищев И.В. Технология использования газообразных рабочих тел в судовых энергетических установках и устройствах. Одесса, 2008, стр. 128

УДК 629.123.56: 628.394.6:628.515

Николаев П.С., рук. доц. Абрамов В.А.  
Одесская национальная морская академия

### **СНИЖЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ЗАТРАТ НА СТАБИЛИЗАЦИОННУЮ ОБРАБОТКУ КИСЛОТНЫХ ПРОМЫВОЧНЫХ ВОД ИЗ СИСТЕМ ИНЕРТНЫХ ГАЗОВ ТАНКЕРОВ ПЕРЕД ИХ УДАЛЕНИЕМ ЗА БОРТ**

В связи с быстрым развитием новых технологий и техники всё большее значение в научно-исследовательских и инженерных проработках приобретают вопросы, связанные с защитой окружающей среды от загрязнений и, главным образом, атмосферного воздуха и водного бассейна. Существенной составной частью общей проблемы является предотвращение загрязнения моря. В настоящее время во всех странах, имеющих флот, в соответствии с Международной конвенцией по предотвращению загрязнения моря с судов — МАРПОЛ 73/78 [1], уделяется большое внимание проблеме по защите окружающей среды от загрязнения отходами, возникающими во время эксплуатации судов и, в частности, при сливе отработанных вод за борт.

Морские суда используют забортную воду в качестве технологической жидкости для различных нужд [2]. После такого использования она возвращается в морскую среду качественно измененной. Например, забортную морскую воду используют для охлаждения и очистки топочных (дымовых) газов в системе инертных газов (СИГ) танкеров [2 - 4]. СИГ обеспечивает поддержание в грузовых танках инертной газовоздушной среды с содержанием кислорода не более 5 % по объему. Это, в свою очередь, предотвращает образование взрывоопасной смеси в грузовых танках танкеров при погрузке и выгрузке, во время балластных переходов и в период мойки танков.

В качестве источника инертных газов на танкерах, в основном, используются отработавшие газы, отбираемые из газоходов главного и вспомогательного котлов, автономного газогенератора, а в некоторых случаях и газотурбинной установки, если она снабжена камерой дожигания топлива. Ис-

пользование выпускных газов дизелей на современных судах распространение не получило из-за высокого содержания в них кислорода. Схематичные изображения судовой СИГ с отбором топочных газов из дымохода котла и автономного генератора газа (камера сгорания для получения газов и скруббер для их очистки и охлаждения скомпонованы в одном агрегате) приведены, соответственно, на рис. 1 и 2.

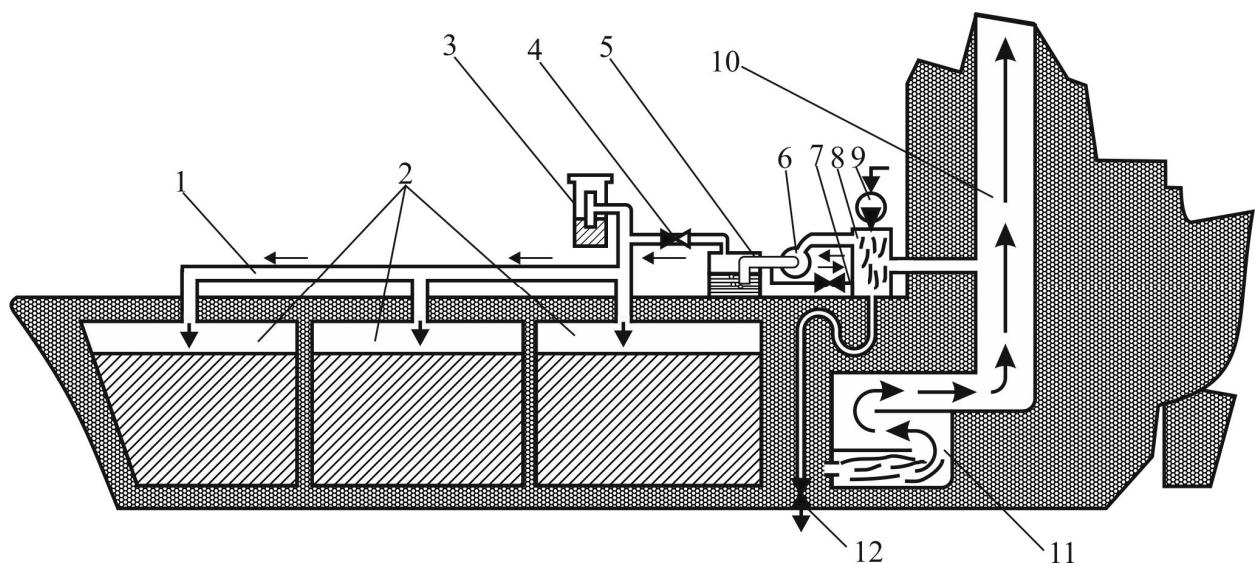


Рис. 1. Схема судовой системы инертных газов с отбором топочных газов из дымохода котла: 1 — магистраль подачи инертных газов; 2 — грузовые цистерны (танки); 3 — жидкостное предохранительное устройство для сброса давления и снятия вакуума; 4 — невозвратный клапан; 5 — палубной гидравлический затвор; 6 — нагнетатель инертных газов; 7 — рециркуляционный трубопровод; 8 — скруббер для промывки и охлаждения газов; 9 — насос забортной промывочной воды; 10 — дымоход котла; 11 — судовой паровой котел; 12 — слив отработанной промывочной воды из скруббера за борт.

Перед подачей в грузовые танки, дымовые газы пропускают через скруббер (охладитель-очиститель), в котором отработавшие газы промывают забортной водой, непрерывно подаваемой в скруббер специальным насосом. Примерный состав топочного газа из типовых морских котлов и очищенного инертного газа после скруббера СИГ (%) приведен в таблице.

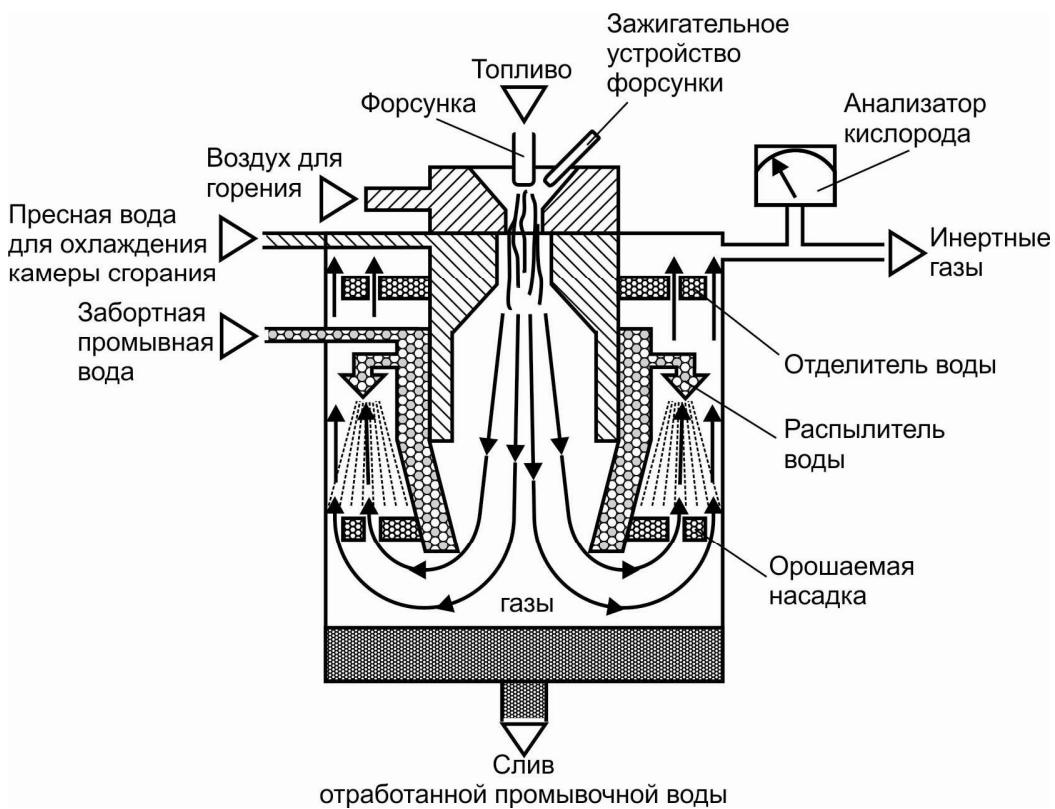


Рис. 2. Схема автономного генератора газа

Очищенный и охлажденный таким образом газ, с помощью нагнетателя подают в грузовые помещения танкера, а отработанную промывочную воду (ОПВ) сливают из скруббера за борт. При контакте воды в скруббере с дымовыми газами происходит её насыщение окислами серы (прежде всего,  $\text{SO}_2$ ), содержащимися в отработавших газах с образованием раствора сернистой ( $\text{H}_2\text{SO}_3$ ) и частично серной ( $\text{H}_2\text{SO}_4$ ) кислот. При этом величина pH сливаемой из скруббера воды снижается до  $2,5 \div 4,0$ , т.е. вода становится кислой. Это, в свою очередь, приводит к закислению акваторий портов, нефтегаваней и морей, что несовместимо с возрастающими требованиями по охране окружающей среды от загрязнений при сливе отработавших растворов за борт. Устранение этого недостатка известными методами невозможно без значительных дополнительных затрат.

Все известные решения по удалению ОПВ из СИГ танкеров можно условно разбить на две основные группы – без обработки ОПВ и с дополнительной обработкой газов или ОПВ перед её удалением за борт, принципиальные схемы которых приведены на рис. 3.

1. В первом случае (рис. 3 «а») очистка и охлаждение газов в скруббере производится только забортной промывочной водой. Это наиболее простые и дешевые, так называемые, стандартные системы инертных газов, получившие наибольшее распространение на флоте.

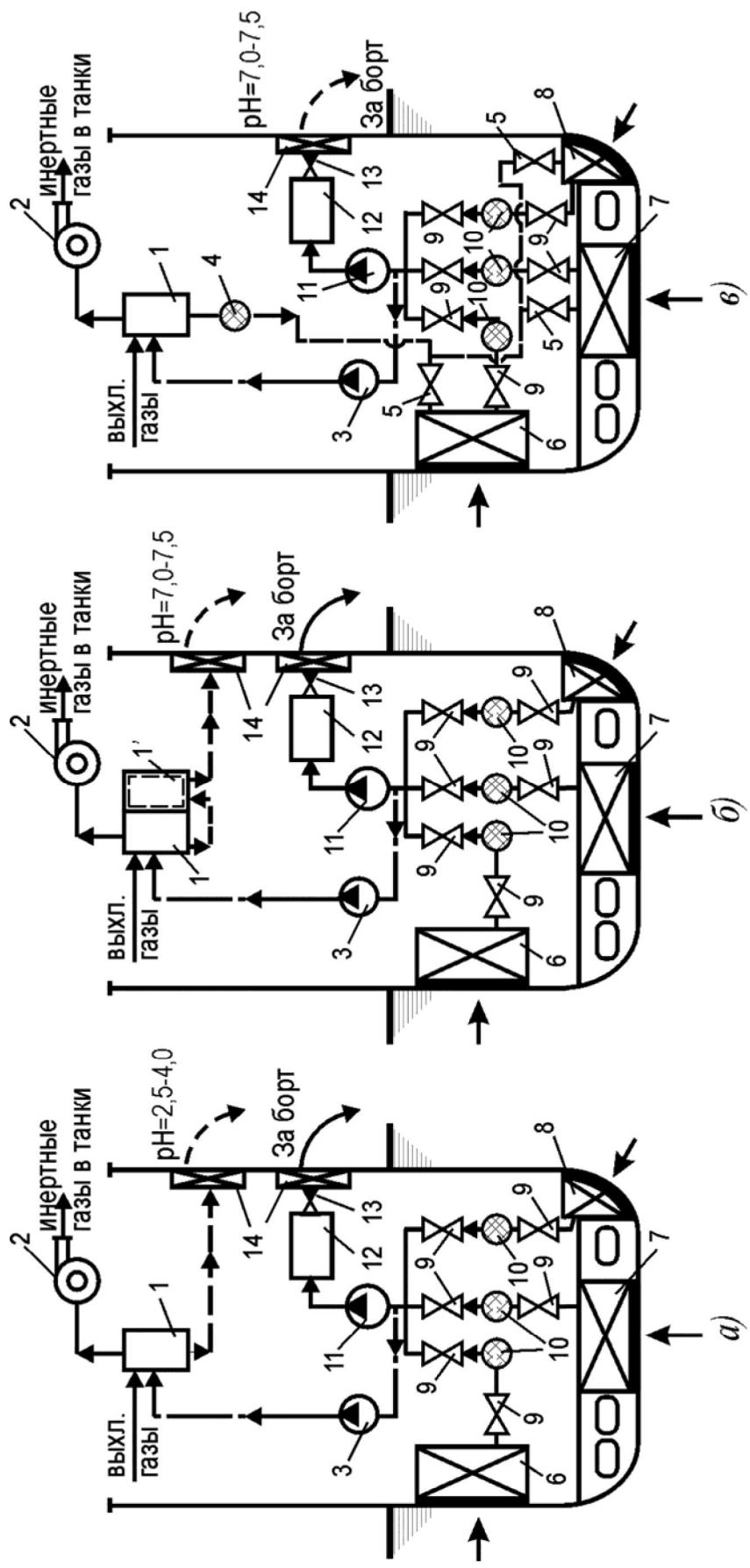


Рис. 3. Схемы удаления отработанной промывочной воды из системы инертных газов танкеров за борт:

1 — скруббер для обработки промывочной водой выхлопных газов; 1' — дополнительно включенные устройства для нейтрализации отработанной промывочной воды хим. реагентами, 2 — газовый нагнетатель; 3 — насос забортной промывочной воды системы инертных газов; 4 — фильтр отработанной промывочной воды; 5 — клапаны подачи отработанной промывочной воды в кингстонные ящики; 6, 7 и 8 — бортовой, днищевой и скуловой кингстонные ящики; 9 — секущие водоприемные клинкеты; 10 — вододоприемные фильтры; 11 — конденсаторы, холодильники, подогреватели, испарители и т.д.); 12 — элементы судовой системы забортной воды (конденсаторы, холодильники, подогреватели, испарители и т.д.); 13 — невозвратно-запорный отливной клапан; 14 — отливные выгородки; — · · · · — промывочная вода системы инертных газов, — — — — отработанная промывочная вода

Таблица. Примерный объёмный состав топочного и очищенного инертного газов

Компонент	Объёмный состав, %	
	Топочный газ	Очищенный инертный газ
Азот ( $N_2$ )	Около 80,0	76,2...83,4
Двуокись углерода ( $CO_2$ )	До 15,0	12,0...14,0
Кислород ( $O_2$ )	До 5,0	2,0...4,0
Двуокись серы ( $SO_2$ )	0,1...0,3	0,0...0,1
Окись углерода ( $CO$ )	0,1	следы
Водород ( $H_2$ )	0,05	следы
Водяные пары ( $H_2O$ ) и твердые частицы (сажа)	Остальное по балансу	Остальное по балансу

Примечание: Газ, аналогичный составу топочного газа, получается и при применении автономных генераторов инертного газа, однако в случае использования топлива, очищенного от серы, содержание двуокиси серы ( $SO_2$ ) будет значительно меньше.

Недостатком указанных систем, как уже указывалось выше, является то, что величина pH сливаемой из скруббера ОПВ непосредственно за борт достигает значений  $2,5\div4,0$ . Поэтому, отличаясь простотой реализации и дешевизной, использование данных систем приводит к нарушению требований по охране окружающей среды от загрязнений при сливе кислотосодержащих вод с низкими значениями pH за борт.

2. Системы второго типа (рис. 3, «б») отличаются от стандартных систем дополнительными устройствами для нейтрализации кислотной ОПВ перед её удалением за борт щелочными химическими реагентами, например, карбонатом натрия –  $Na_2CO_3$ . Возможно также обрабатывать сразу топочные газы путем орошения щелочным раствором  $Na_2CO_3$  непосредственно в скруббере СИГ для их очистки от двуокиси серы ( $SO_2$ ) и, следовательно, предотвращения образования сернистой кислоты ( $H_2SO_3$ ) в удаляемой за борт промывочной воде. В любом случае, при использовании этих систем в первую очередь необходимо значительное количество щелочного реагента для обработки ОПВ или газов, запас которого должен находиться на судне.

Известно [4], что для нейтрализации  $1\text{ m}^3 SO_2$ , содержащейся в отработавших газах, расходуется около 4,73 кг карбоната натрия ( $Na_2CO_3$ ), т.е.  $g_{x.p.}=4,73 \text{ кг}/\text{м}^3$ . Учитывая это, а также количество генерируемых инертных газов –  $V_{\text{газ}}$  ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ), концентрацию двуокиси серы в топочных газах –  $n_{SO_2}$  (доли) и время работы СИГ в течение года (в основном, при разгрузках) –  $t_{\text{раб}}^{\text{СИГ}}$  (час/год), можно определить общий расход щелочных химических препаратов по одному судну в течение года (кг/год) по формуле

$$G_{\text{судну}} = g_{x.p.} \cdot V_{\text{газ}} \cdot n_{SO_2} \cdot t_{\text{раб}}^{\text{СИГ}}, \text{ кг/год.}$$

Нетрудно подсчитать, что за время работы СИГ этого типа в течение года (в основном при разгрузках) на нейтрализацию  $SO_2$  в отработавших газах будет расходоваться несколько десятков тонн карбоната натрия. Это являет-

ся основным недостатком таких систем и сдерживает их более широкое применение на судах. Поэтому разработка альтернативных, экономически эффективных и одновременно экологически безопасных мероприятий стабилизационной обработки кислотных ОПВ из СИГ танкеров перед их удалением за борт приобретает важное значение и актуальна. И от того, как этот необходимый процесс удаления ОПВ за борт будет осуществляться (без обработки, с обработкой и т.п.), зависят и затраты на его проведение и техногенное влияние на окружающую среду.

Основой предложенной для реализации технологии стабилизационной обработки кислотной ОПВ перед её удалением за борт (со значительным снижением при этом эксплуатационных затрат), является подача ОПВ из скруббера СИГ в начальный участок штатной судовой системы забортной воды и конкретно работающий в этот момент приёмный кингстонный ящик (рис. 3 «в»). Это позволяет использовать ОПВ в смеси с основным потоком, поступающей через кингстонный ящик чистой забортной воды, в качестве технологической жидкости, а штатную судовую систему забортной воды со всеми входящим в неё элементами (киngstonные ящики, водоприёмные фильтры, трубопроводы, различные теплообменники и т.п.) – в качестве устройства для удаления ОПВ из СИГ танкеров за борт. Такая стабилизационная обработка сливаемой за борт ОПВ приводит к её нейтрализации (т.е. снижению кислотности и, соответственно, повышению величины pH) без использования специальных химических реагентов и дополнительно созданных для этого устройств, т.е. в итоге к значительному снижению эксплуатационных затрат за счет следующих процессов [5].

В полости работающего кингстонного ящика ОПВ разбавляется при смешивании с основным потоком поступающей на судно чистой морской воды, как правило, в 10÷50 раз (в зависимости от режимов работы судовых насосов). Так осуществляется ее первичная обработка с уменьшением концентрации кислоты в смеси и увеличением её величины pH. Причём величину pH смеси ОПВ с исходной морской водой ( $pH_{общ}$ ) можно определить из преобразованного для нашего случая уравнения смешивания [6], которое приобретает следующий вид:

$$pH_{общ} = \lg n + pH_{скр},$$

где  $pH_{общ}$  – величина pH смеси ОПВ с исходной морской водой;  $pH_{скр}$  – величина pH ОПВ после скруббера;  $n = V_{общ}/V_{скр}$  – кратность разбавления отработанной промывочной воды после скруббера;  $V_{общ} = (V_{скр} + V_{исх})$  – общий расход забортной воды, поступающей в судовую систему (смесь ОПВ с исходной морской водой), м<sup>3</sup>/ч;  $V_{скр}$  – расход промывочной воды через скруббер, м<sup>3</sup>/ч;  $V_{исх}$  – расход чистой исходной забортной воды, м<sup>3</sup>/ч.

Для удобства практического использования при реализации предлагаемой технологии были вычислены значения  $\text{pH}_{\text{общ}}$  в зависимости от кратности разбавления ОПВ ( $n$ ) и для различных значений величин  $\text{pH}$  воды после скруббера ( $\text{pH}_{\text{скр}}$ ). Расчётные данные графически представлены на рис. 4.

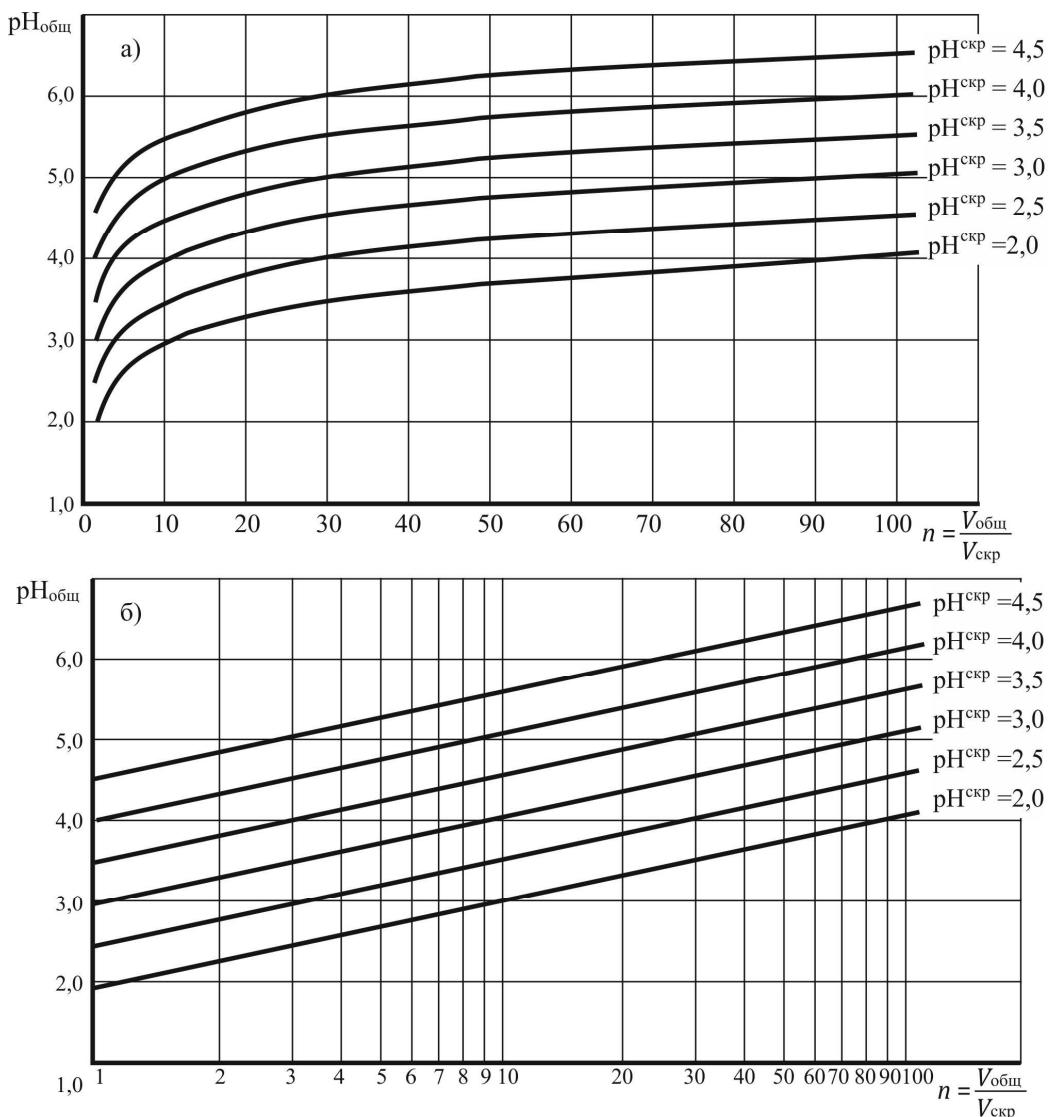


Рис. 4. Зависимость величины  $\text{pH}$  после смещивания отработанной промывочной воды с исходной морской водой ( $\text{pH}_{\text{общ}}$ ) от кратности разбавления ( $n$ ) и для различных значений  $\text{pH}$  воды после скруббера ( $\text{pH}_{\text{скр}}$ ):  $a$  – в обычных координатах;  $\bar{b}$  – в полулогарифмических координатах

2. Протекая далее через различные теплообменники, подкисленная вода нагревается, что приводит к её термической дегазации и, одновременно, гидротермальному разложению кислот? что в свою очередь, уменьшает кислотность воды и повышает её величину  $\text{pH}$ .

3. Проходя последовательно через кингстонный ящик, водоприёмный фильтр, трубопроводы и различные теплообменники, входящие в контур системы забортной воды, ОПВ в смеси с чистой морской водой контактирует со створками раковин организмов обрастателей (балянусы, мидии и т.п.) и

накипными отложениями, в результате чего происходит дополнительная стабилизационная обработка смеси с увеличением её величины рН. Одновременно эти элементы системы забортной воды очищаются от накипи и организмов обрастателей, образовавшихся во время длительных переходов между портами (когда СИГ обычно не работает), что в итоге повышает эффективность работы СЭУ, также без затрат химических реагентов и специально созданных для этого устройств.

Таким образом, проведенный анализ и сравнение различных схем судовых СИГ и способов удаления ОПВ за борт, позволяют сделать вывод об перспективности использования предлагаемой технологии снижения эксплуатационных затрат на стабилизационную обработку кислотных ОПВ из СИГ танкеров, перед их удалением за борт (без применения специальных химических препаратов), в практике технической эксплуатации флота.

#### *СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ*

1. Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов 1973 г. и протокол к ней 1978 г. – М.: ЦРИА "Морфлот", 1980. – 364 с.
2. Нунупаров С.М. Предотвращение загрязнения моря с судов: Учебное пособие для вузов. – М.: Транспорт, 1985. – 288 с.
3. Крыштын Л.К., Тимченко О.И. Техническая эксплуатация танкера. – М.: Транспорт, 1980. – 280 с.
4. Хордас Г.С. Техническое кондиционирование воздуха и инертных газов на судах. – Л.: Судостроение, 1974. – 264 с.
5. Абрамов В.А. К вопросу о технологии удаления отработанной промывочной воды из системы инертных газов танкеров /В.А. Абрамов, Б.А. Павленко, Н.А. Мамкичев // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3. – Одесса: ОГМА. – С. 68-76.
6. Зиммер К. Аккумулятор знаний по химии/Пер с нем. П.Б. Тарасова, под. ред. В.М. Потапова. – М.: Мир, 1977. – 295 с.

УДК 621.6.058

Карасев Р.П., рук. доц. Анфиногентов В.В.  
Одесская национальная морская академия

#### **ОЦЕНКА ЭНЕРГОЗАТРАТ НА ПОДОГРЕВ ТОПЛИВА СУДОВЫХ ДВС**

В последние годы на мировом бункерном рынке наметилась устойчивая тенденция поставки высоковязких мазутов, полученных путём более глубокой переработки нефти с включением в топливо доли тяжёлых остаточных фракций. Указанное требует решения ряда эксплуатационных задач, связанных с работой дизелей на остаточных тяжёлых топливах вязкостью 180...700

сСт, которые требуют подогрева до  $110 \div 130$   $^{\circ}\text{C}$  перед подачей на форсунки для достижения необходимой вязкости, указанной заводом-изготовителем. Понятно, что это связано со значительными энергозатратами на подогрев судового топлива в танках запаса, отстойных цистернах и подогревателях перед сепараторами и форсунками.

Статистика приводит следующие данные относительно потребляемого топлива за различные временные промежутки: мировой бункер за 2001 год составлял примерно 278 миллионов тонн топлива, из которых 212 миллионов тонн были тяжёлыми мазутами. По данным прогноза агентства US Environmental Protection Agency, за период с 2001 по 2020 год, ежегодное потребление топлива вырастет на 3,1% (в период с 2006 по 2020 рост составит 2,6%). На сегодняшний день мировой флот составляет порядка 90000 судов, которые сжигают около 280 миллионов тонн тяжелых мазутов в год. Учитывая, что для подогрева одного килограмма топлива всего на 1 градус необходимо затратить около 2 килоджоулей теплоты, то для подогрева 280 млн тонн топлива на 1 градус потребуется около  $5,6 \cdot 10^{11}$  килоджоулей теплоты, что эквивалентно  $14 \cdot 10^6$  тоннам топлива. При средней цене на сегодняшний день 220 долларов за тонну, затраты на подогрев указанного количества топлива только на 1 градус составит 3,1 миллиарда долларов. [4], [5]

На рисунке 1 представлена типичная схема системы отстоя и транспортировки топлива на судне.

Топливо из отсеков и цистерн основного запаса перекачивающим насосом подаётся в отстойную цистерну. В цистерне запаса температура тяжёлого мазута должна поддерживаться на уровне  $40 \div 50$   $^{\circ}\text{C}$ , при этом как минимум на  $10$   $^{\circ}\text{C}$  ниже температуры вспышки топлива в закрытом тигле. Температура в отстойных цистернах автоматически поддерживается на уровне  $70 \div 80$   $^{\circ}\text{C}$ , так как от вязкости в значительной мере зависит скорость осаждения механических примесей, а также способность топлива отстаиваться от воды. После отстаивания топливо принимается насосом центробежного сепаратора и через подогреватель подаётся на очистку в барабан сепаратора. В сепараторы поступает предварительно нагретое в паровом или электрическом подогревателе топливо до температур, обеспечивающих вязкость менее 40 сСт. Температура выше  $98^{\circ}\text{C}$  недопустима, поскольку такой нагрев может привести к интенсивному испарению воды и нарушению водяного затвора сепаратора. Отсепарированное топливо подаётся в расходную цистерну. Расходные цистерны должны быть оборудованы подогревателями, а их стенки должны быть теплоизолированы.

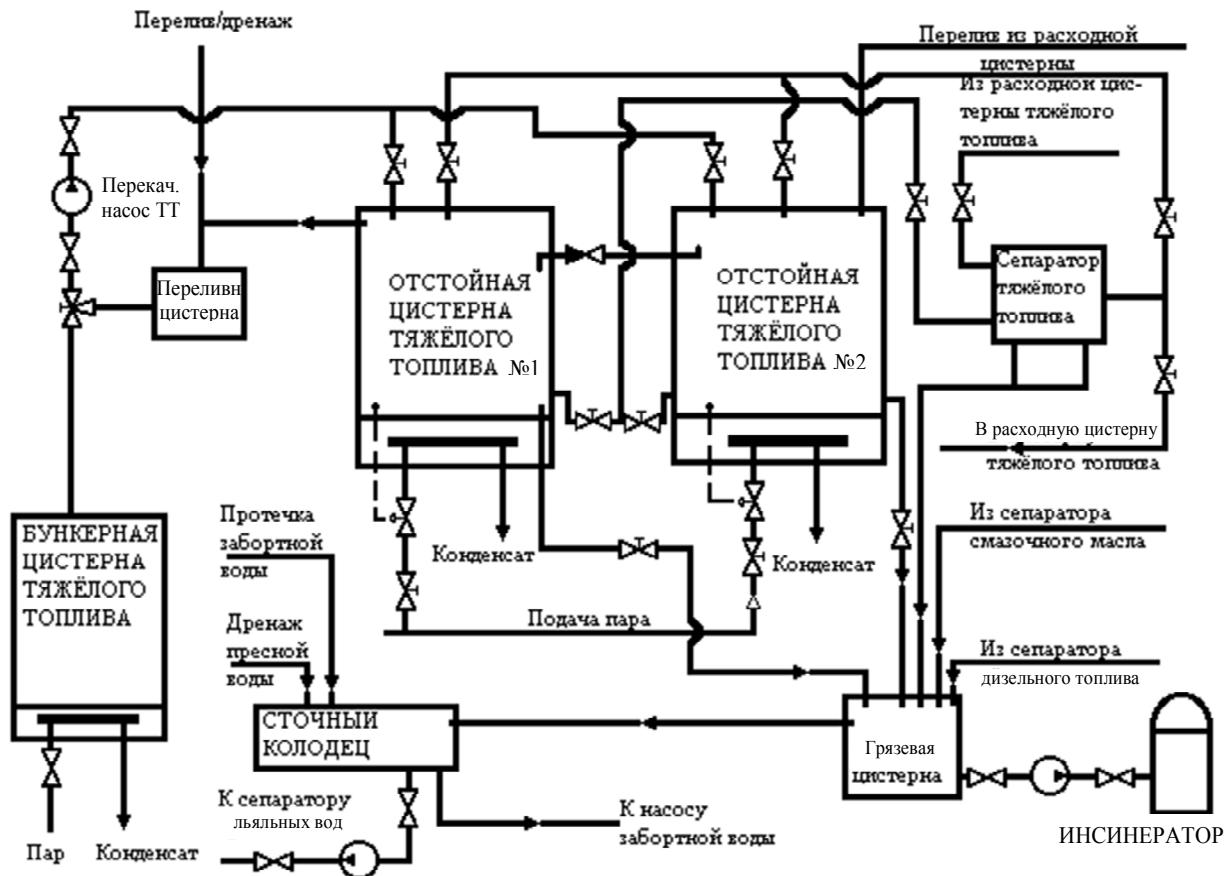


Рис. 1 Система отстоя и транспортировки топлива на судне.

Вязкость впрыскиваемого в цилиндр ДВС топлива регламентируются инструкциями завода-изготовителя, и обычно составляет 12-14 сСт [3]. Требуемую для этого температуру топлива определяют по номограмме, представленной на рисунке 2.

Рекомендованная продолжительность нахождения топлива в отстойных цистернах составляет не менее суток, сопровождается при этом теплопотерями в окружающую среду, что приводит к снижению температуры топлива не менее, чем на 20°C, и требует дополнительных затрат теплоты на поддержание температуры топлива в танке.

Например, пусть судно, оборудованное ДВС мощностью 20000 кВт, в течение года потребляет около 24000 тонн топлива. При этом на компенсацию теплопотерь топлива в отстойных танках нужно затратить около  $850 \cdot 10^6$  кДж тепловой энергии. Это эквивалентно теплоте сгорания 21,25 тонн топлива, что в стоимостном выражении составит около 4,7 тысяч долларов.

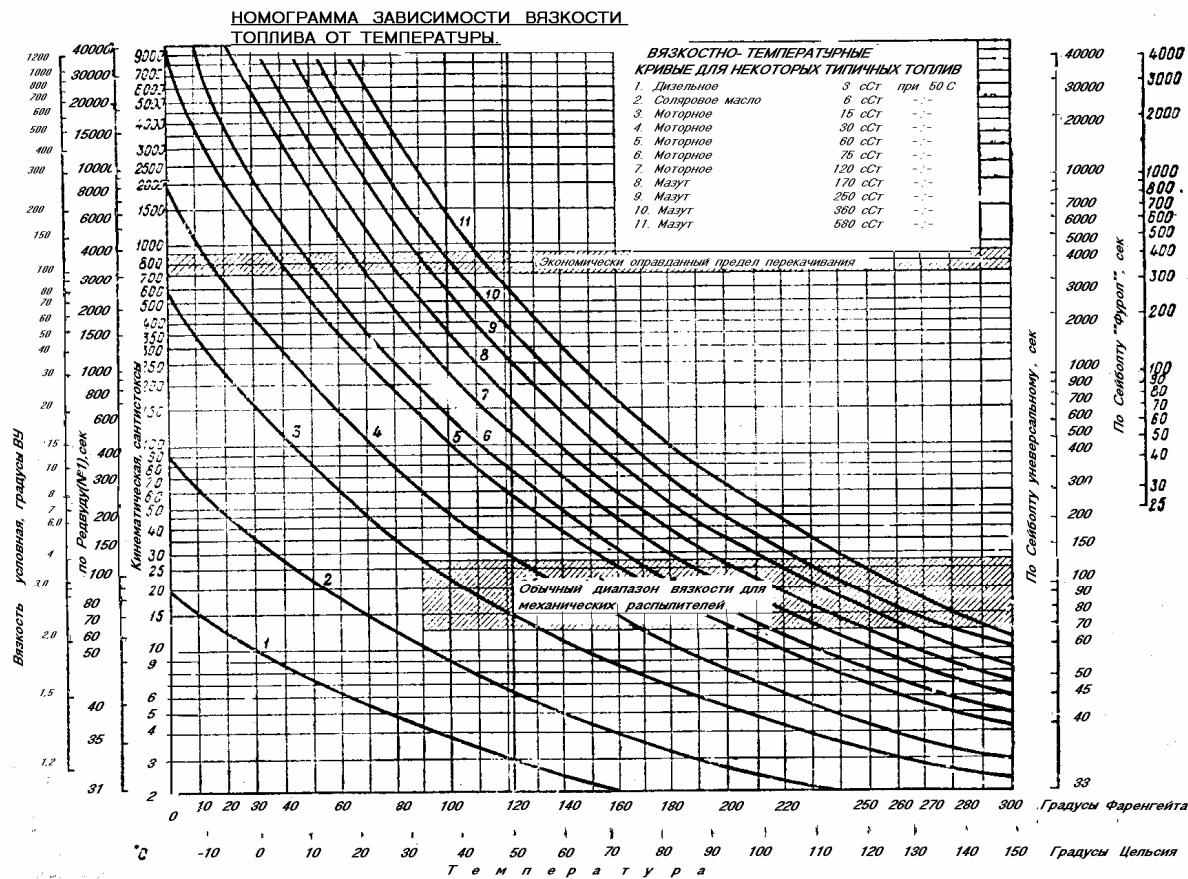


Рис. 2 Номограмма зависимости вязкости топлива от температуры.

В процессе отстаивания топлива скорость осаждения механических примесей и отделения воды описывается следующим уравнением [2]:

$$v = \frac{d^2(\rho_m - \rho_f)g}{18\mu} = \frac{d^2\Delta\rho g}{18\mu},$$

где  $\mu$  — динамическая вязкость мазута,  $d$  — диаметр частицы,  $\rho_m$  — плотность мазута,  $\rho_f$  — плотность отделяемой фазы,  $g$  — ускорение свободного падения.

Из уравнения следует, что определяющими параметрами скорости разделения фаз являются диаметр частицы и разность плотностей  $\Delta\rho$ . При стремлении разности плотностей к нулю, что имеет место при использовании тяжёлых мазутов, процесс отстаивания следует признать непродуктивным. К примеру, разность плотностей топлива RMK 700 и морской воды в отстойной цистерне при температуре 75 °C равна 0,03, что в свою очередь делает гравитационное отстаивание топлива нецелесообразным. Учитывая указанное, при топливоподготовке рационально было бы отказаться от отстаивания тяжёлых мазутов, тем самым сократить теплопотребление за счёт исключения теплопотерь в отстойных цистернах.

Наибольший эффект в процессе топливоподготовки может дать снижение температуры топлива перед подачей на форсунку, однако, для решения этой задачи требуются довольно обширные исследования. Об их целесооб-

разности свидетельствует тот факт, что снижение подогрева топлива на 10 градусов приводит к росту его вязкости всего на 3 сСт.

### *СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ*

1. Ханмамедов, С. А. Энергетические затраты на топливоподготовку дизелей, работающих на тяжелых топливах [Текст] / С. А. Ханмамедов, В. В. Добровольский // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – Одесса : ОНМА, 2010. – Вып. 25.
2. Корнилов Э.В. Технология топливоподготовки на судне / Э.В. Корнилов, П.В. Бойко, В.П. Смирнов // Одесса: Негоциант, 2006. – 246 с., ил.
3. Возницкий И.В. Практика использования морских топлив на судах. Издание 3-е (переработанное и дополненное) [Текст] / И.В. Возницкий — С.-Петербург: Элмор, 2005. – 121с.
4. Bunkerworld. [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.bunkerworld.com/prices>, свободный.
5. Viscopedia. A free encyclopedia for viscosity. [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.viscopedia.com/viscosity-tables/substances/bunker-oil-marine-fuel-oil>, свободный.

УДК 629.12+621.69

Калуга О.О., кер. к.т.н., доц. Козьміних М. А.  
Одеська національна морська академія

### **РОЗРОБКА ПРОПОЗИЦІЙ ПО РЕТРОФІТУ У СУДНОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВКАХ**

Холодильна установка – це невід'ємна частина морського транспорту. Холодильні машини використовуються для транспортування вантажів, кондиціонування повітря, збереження провізійних запасів судна. Одним з найбільш актуальних у галузі СХУ є питання застосування холдоагентів, що відповідають сучасним екологічним вимогам.

Досліджуючи концентрацію озону в земній атмосфері, вчені звернули увагу на зниження на початку 80 -х рр.. загального змісту стратосферного озону (ЗЗО). Виявилося, що кожної весни протягом 1986-1991 рр. ЗЗО над Антарктидою було в середньому на 30-40% нижче, ніж за період 1967-1971 рр., а в 1993 р. цей показник знизився більш ніж на 60 %.

Наступний крок до захисту озонового шару Землі був зроблений в жовтні 1987 р. в Монреалі, де 36 країн підписали Протокол по речовинах, що руйнують озоновий шар. Наша країна приєдналася до Монреальського протоколу в 1988 р. Ця міжнародна угода передбачала заморожування виробництва п'яти найбільш використовуваних ХФУ на рівні з 1986 до 1993 р. Їх виробництво мало скоротитися на 20 %, а до 1998 р. - на 30 %. До червня 1995

Монреальський протокол підписали близько 150 країн, а на ювілейній монреальській зустрічі у вересні 1997 р. таких країн було вже 163

У листопаді 1992 року в Копенгагені були прийняті нові поправки, відповідно до яких з'явилася вимога про поетапне виведення з виробництва метилброміду і гідрохлорфторуглеводів ( ГХФВ ).

Сьогодні найбільш розповсюдженим холодильним агентом, який підлягає подальшій заміні є холодаагент R134a. У зв'язку з цим постає гостра необхідність дослідження нових холодаагентів, їх властивостей та їх впливу на експлуатаційні показники ХУ.

Альтернативні холодаагенти групи ГФВ мають різний хімічний склад, фізичні властивості, а отже у кожного з них є безліч термодинамічних особливостей. Тому для дослідження можливості заміни холодаагенту за схемою «drop-in» або його використання у новому обладнанні необхідно знати як впливає на експлуатаційні показники ХУ кожен з холодаагентів.

Для рішення питання пошуку найбільш оптимального альтернативного холодильного агенту для ретрофіту було проведено порівняльний аналіз енергетичних характеристик при умові використання холодильних агентів R134a, R407c, R410a, R401a в інтервалі температур випарювання  $-25 \div -5^{\circ}\text{C}$ , який охоплює практично майже весь діапазон роботи суднових холодильних установок, провізійних камер та рефрижераторних контейнерів, впритул наблизуючись до режимів роботи холодильних установок, систем комфорто-го кондиціювання повітря.

Для оцінки теплової ефективності використовуються дійсний холодильний коефіцієнт та дійсний електричний холодильний коефіцієнти. Для оцінки енергетичних затрат на експлуатацію використовується показник ефективної потужності компресора.

По зазначеним показникам аналіз результатів розрахунків показує наступне:

На рис. 1 показані Графічні залежності величин розрахованих експлуатаційних показників від холодильного агента при температурі  $t_0 = -25^{\circ}\text{C}$

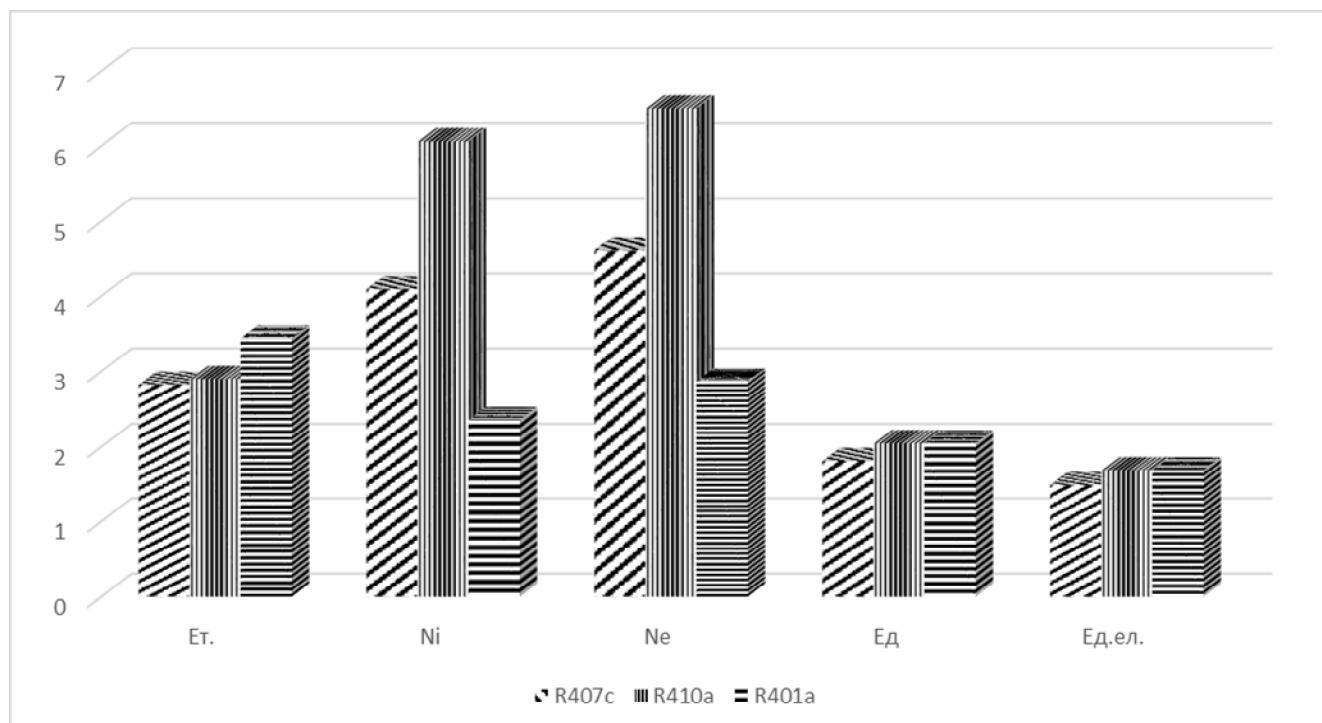


Рис. 1. Графічні залежності величин розрахованих експлуатаційних показників від холодильного агента при температурі  $t_0 = -25^{\circ}\text{C}$

Найбільше значення холодильного коефіцієнту характерне для R410a та R401a, а найбільша потуга КМ характерна для R410a, найменша для R401a

У діапазон температур випарювання  $-25 \div -5^{\circ}\text{C}$  можна зробити інші висновки :

На рис 2, 3,4,5 показані графічні аналізи експлуатаційних показників для окремих холодильних агентів при різних температурах випарювання.

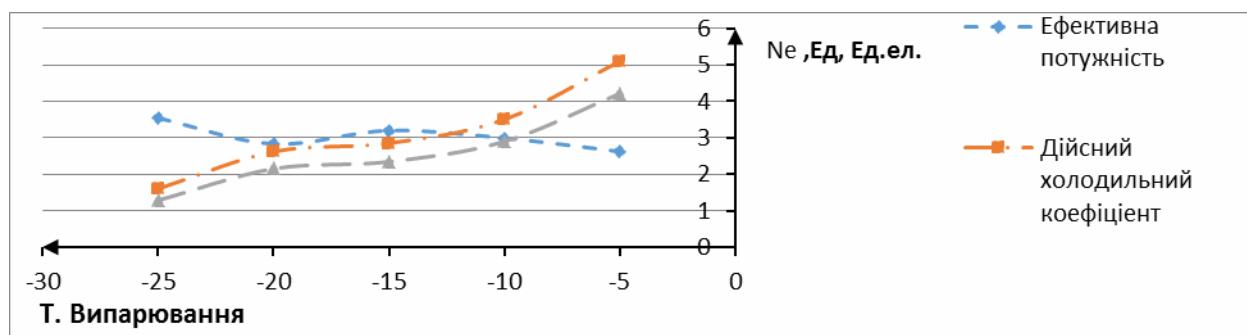


Рис. 2. Графічний аналіз експлуатаційних показників для холодильного агента R134a у діапазоні температур випарювання  $-25 \div -5^{\circ}\text{C}$

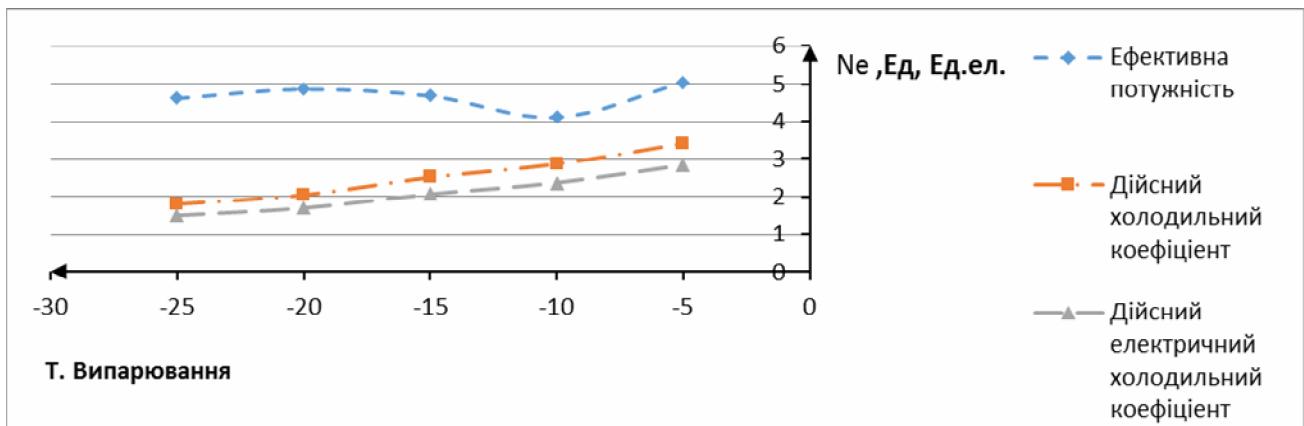


Рис. 3. Графічний аналіз експлуатаційних показників для холодильного агенту R407c у діапазоні температур випарювання  $-25 \div -5^{\circ}\text{C}$

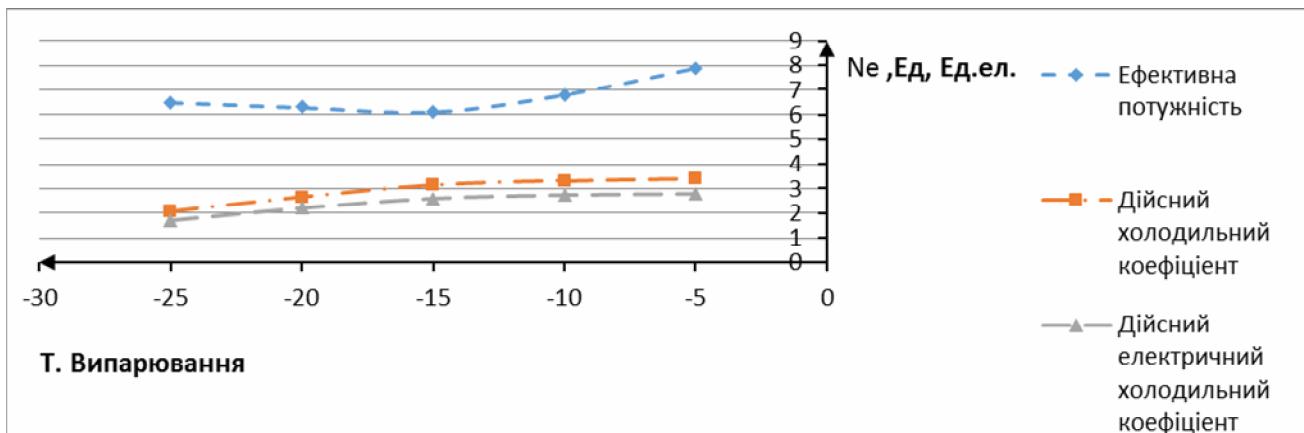


Рис. 4. Графічний аналіз експлуатаційних показників для холодильного агенту R410a у діапазоні температур випарювання  $-25 \div -5^{\circ}\text{C}$

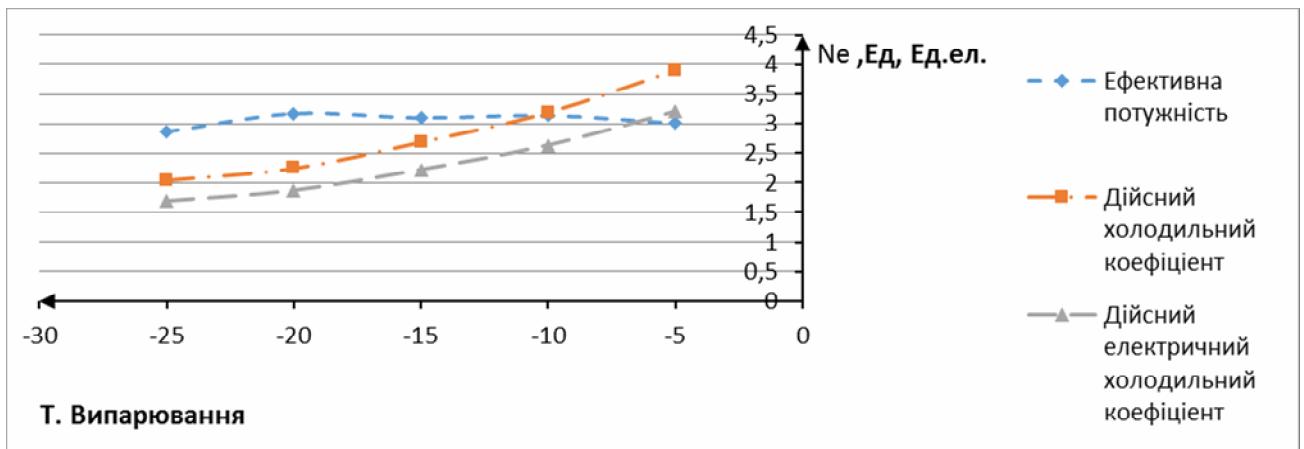


Рис. 5. Графічний аналіз експлуатаційних показників для холодильного агенту R401a у діапазоні температур випарювання  $-25 \div -5^{\circ}\text{C}$

З наведених графіков можна зроби наступні висновки :

По величинам холодильних коефіцієнтів спостерігається зростання пропорційно зростанню температур кипіння, що повністю відповідає основним теоретичним положенням. Однак для R134a при підвищенні температури випарювання до величини  $-15^{\circ}\text{C}$  швидкість росту холодильного коефіцієнту відчутно зростає, а для R401a вона вище ніж для R407c та R410a

По величині ефективної потужності компресора :

-для R134a – в інтервалі температур випарювання  $-25 \div -20$  °C наблюдається зниження, потім деякий зрост, а при перевищенні відмітки  $-15$  °C стабільно повільне зниження

-для R401a можна вважати ефективну потужність в даному діапазоні температур відносно постійною, так як її зміна не перевищує 4 %.

Таким чином, одразу здається, що холодильний агент R401a на основі представлених гістограм має перевагу. Але при виборі рекомендуемого до використання холодильного агенту необхідно враховувати температурний режим роботи установки та простоту проведення операцій ретрофіту.

Так, для температур кипіння близьких до  $-25$  °C, для нових холодильних установок безумовно можна рекомендувати до використання R401a, але у випадку проведення заміни холодильного агенту в установці, яка вже находилась у експлуатації до чинного часу використовується холодильний агент R134a, у зв'язку з спрощеною процедурою заміни холодильного агенту.

На основі вищесказаного можна зробити наступні висновки :

1. В наш час задача захисту навколошнього середовища при експлуатації технічних систем, у тому числі судових холодильних установок є задачею надзвичайної важливості.

2. В якості холодильних агентів, які можна використовувати у нових холодильних установках, доцільно розглядати холодильні агенти R407c, R410A и R401a

3. Результати проведеного у роботі аналізу свідчать про те, що при проектуванні нових установок доцільно розглядати R401A, а при організації ретрофіту діючих установок може бути використаний холодильний агент R134a

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Бабакин Б.С., Стефанчук В.И. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе. - М.: "Колос", 2000.
2. Белозеров Г.А., Медникова Н.М., Кусляйкин Г.А., Немчинова Н.И. Рекомендации по применению хладоносителей на предприятиях АПК. - М.: Россельхозакадемия, 2007.
3. Харлампи迪 Д.Х., Братута Э.Г., Шерстюк А.В., Крупова Е.Г. Эколого-энергетические аспекты перевода действующих холодильных машин и тепловых насосов на современные хладагенты. – Харьков, 2012.
4. Тетенко В. Аналіз можливостей використання альтернативних хладонів у суднових холодильних установах. – матеріали науково-технічної конференції молодих дослідників «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт», Одеса, ОНМА, 2013.
5. Монреальский протокол 1987г. по веществам, разрушающим озоновый слой, Монреаль, 1987 г.

УДК 629.12.565.3

Добрэв Я.Г., кер. к.т.н., доц. Козьміних М.А.

Одеська національна морська академія

## **ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ НАВАНТАЖЕНОГО РЕЗЕРВУ**

Вибір напряму досліджень обумовлен передусім стійкою тенденцією зростання морських контейнерних перевезень, у тому числі і рефрижераторний контейнерів. Одночас, питання надійності холодильного обладнання в умовах морського судна залишається на одному з найважливіших місць. Оскільки відмова холодильної установки в період знаходження на борту судна може викликати псування вантажу і спричинити штрафні санкції до перевізника.

В якості об'єкту визначеного для детального розгляду обрано питання технічного стану холодильної установки. Головне призначення холодильної установки рефрижера-торного контейнеру полягає у забезпеченні та підтримці необхідного температурного режиму у вантажному об'ємі, при цьому температура залежить від виду вантажу, що перевозиться та зовнішніх умов.

Обираючи обладнання необхідно визначити в якості базового експлуатаційного режиму режим що відповідає найбільш низькій температурі об'єкту, і з урахуванням того . що в рефконтейнерах використовуються повітряні конденсатори, найвищої температури навколошнього повітря. Враховуючи наявність різних схем і конструктивних рішень холодильних установок рефрижераторних контейнерів. зупинитися на аналізі найбільш поширених 3-х схемах, таких як MITSUBISHI, TRANSICOLD і THERMOKING.

Особливості згаданих конструкцій можливо проаналізувати за допомогою наведених нижче малюнків.

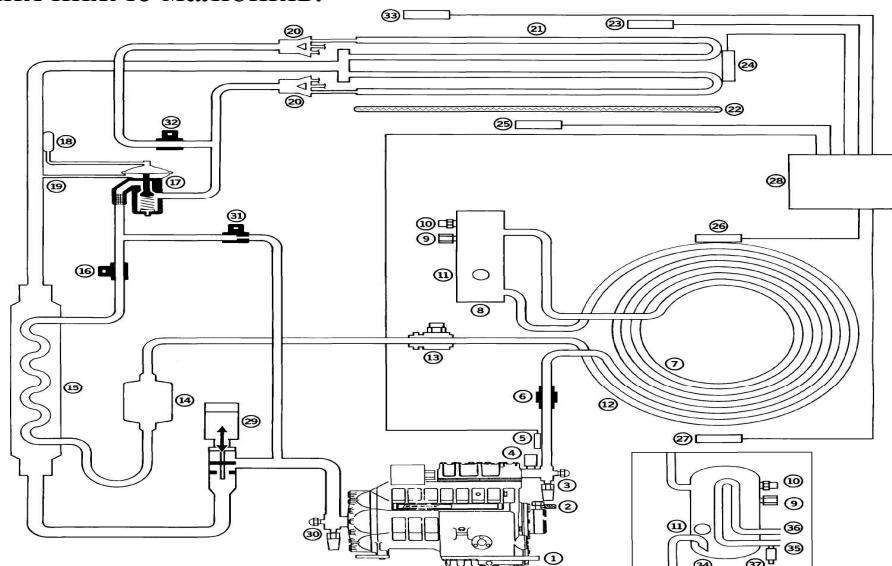


Рис. 1. Принципова схема установки Thermo King

### Компоненти системи охолодження:

1 - компресор; 2 - лінія наповнення/зливу масла; 3 - нагнітальний вентиль; 4 - реле високого тиску; 5 - температурний датчик лінії нагнітання компресора; 6- контрольний вентиль конденсатора; 7 - теплообмінник конденсатора; 8 - ресивер; 9 - плавкий запобіжник (високий тиск); 10 - роз'єм для обслуговування ресивера; 11 - оглядове скло; 12 – переохладітель конденсатора; 13 - вентиль на рідинній лінії; 14 - осушувач (фільтр-осушувач); 15 - теплообмінник; 16 - соленоїдний вентиль; 17 – розширювальний клапан (твр); 18 - чутливий елемент твр; 19 - зрівняльна лінія; 20 – дистрибутор; 21 - котушки випарника; 22 електричні обігрівачі; 23 - датчик поворотного повітря; 24 - датчик розморожування; 25 - датчик припливного повітря; 26 – датчик конденсатора; 27 - датчик навколошнього середовища; 28 - mp-3000 контролер; 29 - kvq-вентиль (регулятор тиску випарника ); 30 – всмоктуючий вентиль; 31 - вентиль рідкого упорскування; 32 – осушувальний електромагнітний клапан; 33 - датчик вологості; 34 - конденсатор-ресурсер з водяним охолодженням; 35 - муфта подачі води; 36 - муфта виходу води; 37 - реле тиску води.

Виключно позитивними сторони цієї схеми:

- передова конструкція холодильної системи;
- контролер, що дозволяє зручно регулювати необхідні параметри;
- опціональне наявність функціональних елементів системи, що дозволяють безпечно і безперебійно оперувати системою.

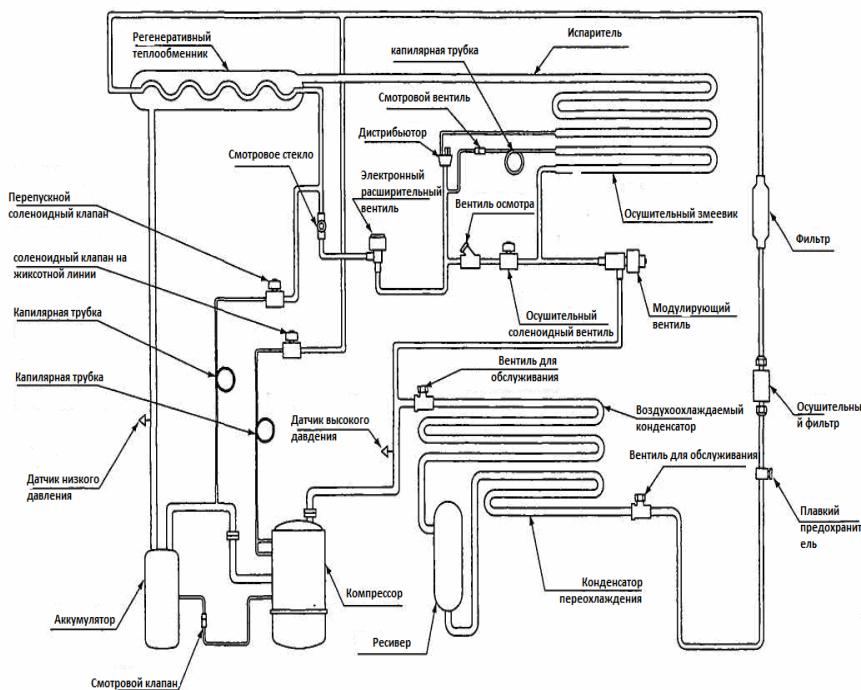


Рис. 2. Принципова схема холодильної установки Mitsubishi.

Як переваги конструктивно-схемного рішення запропонованого фірмою Mitsubishi можуть бути поименованні такі:

установка має передові і загальноприйняті методи регулювання холодопродуктивності;

можливість регулювання енергоспоживання є вагомим аргументом з точки зору економії;

застосування електронного дросельного вентиля веде до підвищення точності регулювання.

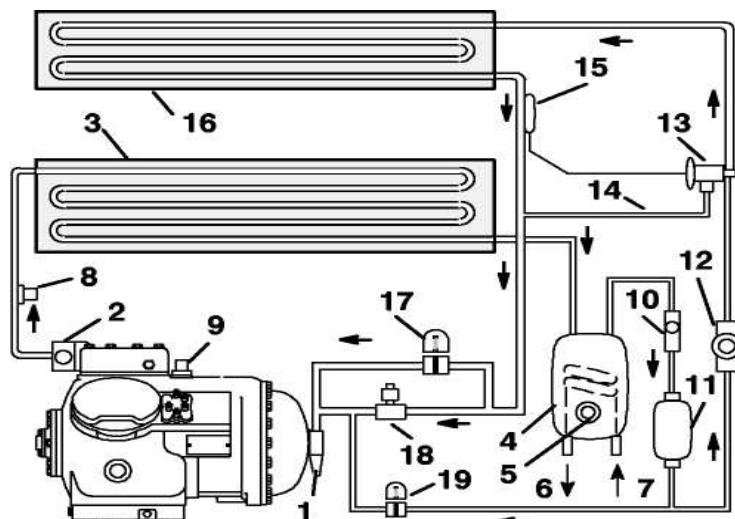


Рис. 3. Схема установки Carrier transicold

Складові установки Carrier transicold: 1 - всмоктучий вентиль; 2 - нагнітальний вентиль; 3 - конденсатор з повітряним охолодженням; 4 - конденсатор з водяним охолодженням (або ресивер); 5 - оглядове скло; 6 - вихід води; 7 - вхід води; 8 - запобіжний вентиль (сторона високого тиску); 9 - запобіжний вентиль (сторона низького тиску); 10 - клапан рідинної лінії; 11 - фільтр-осушувач; 12 - індикатор вологість-рідина; 13 - розширювальний вентиль; 14 - урівнює лінія; 15 - чутливий елемент; 16 - випарник; 17 - всмоктучий електромагнітний вентиль; 18 - модулюючий електромагнітний вентиль; 19 - гасящий вентиль (електромагнітний або терmostатичний).

До достоїнств розглянутої схеми можна віднести:

- традиційну і просту в обслуговуванні схему холодильної машини,
- гнучку систему настройки регульованих параметрів .

До недоліків :

- відсутність очевидних переваг над установками того ж типу та вартості.

Суднові холодильні установки різного призначення в даний час експлуатуються велику частину часу без безпосереднього втручання оператора. Внаслідок чого кваліфіковане технічне обслуговування стає можливим тільки при заході судна в порт має відповідну технічну базу і фахівців, у зв'язку з цим питання надійності суднових холодильних установок та систем охолодження продовжують залишатися актуальними, Одночасно необхідно

враховувати особливі вимоги до надійності цих об'єктів, зумовлені специфікою умов експлуатації.

Під надійністю слід розуміти властивість об'єкта зберігати в часі працездатність в заданих умовах застосування, технічного обслуговування, ремонту, зберігання і транспортування називають.

Для визначення надійності об'єктів необхідно розглянути кількісні характеристики цієї властивості, які називають показниками надійності. Для холодильного обладнання вибирають показники надійності характеризують три властивості - безвідмовність, довговічність і ремонтопридатність.

Оскільки на суднову холодильну установку, як правило, діють недетерміновані фактори, то і стан її буде невизначеним.

При вирішенні завдань забезпечення надійності складних систем, що складаються з великої кількості ланок, коли кожна ланка може мати відмінну від сусідніх схему і властивості, процедура розрахунку показників надійності досить складна. Як правило, реальна система має таку структуру сполучки та взаємодії елементів, яка не може бути зведена ні до паралельно-послідовною, ні до послідовно-паралельної схемами для яких розроблено принципи розрахунку показників, що визначають надійність.

У зв'язку з цим при вирішенні задач надійності в складних системах доцільно використовувати логіко-імовірнісний розрахунок за допомогою дерева відмов. Розглянутий метод заснований на логіко-імовірнісної моделі причинно-наслідкових зв'язків відмов системи з відмовами її елементів та іншими подіями (впливами).

При аналізі виникнення відмов, дерево відмов складається з послідовностей і комбінацій порушень і несправності і являє собою багаторівневу графологічну структуру причинних взаємозв'язків, отриманих в результаті простежування небезпечних ситуацій у зворотньому порядку. Доцільно виділяти складові частини системи (вузли холодильної установки) імовірність безвідмовної роботи яких нижче ніж в інших і, розглядаючи їх більш детально, визначати період нормальної роботи для всієї установки.

У розглянутому способі реалізований дедуктивний метод (причинно-наслідку), що наділяє метод самими серйозними можливостями пошуку кореневих причин відмови системи, так як дає наочну і докладну схему взаємозв'язків елементів і подій, які впливають на їх надійність.

При використанні дерева відмов слід враховувати, що воно являє собою схему булевої логіки, на якій показують тільки два стани: Робочий і відмовила, важко врахувати стан часткової відмови, оскільки при використанні методу вважають, що система знаходиться або в справному стані, або у стані відмови.

До головних частин холодильної установки рефрижераторного контейнера відносяться:

компресора ;

Повітряний конденсатор;

Повітряохолоджувач;

Регенеративний теплообмінник (РТО);

Ресівер – водяний конденсатор;

Терморегулюючий вентиль (TPB);

«Регулюючі клапана» ;

Мікропроцесор;

Фільтр – осушувач.

Зі всіх вузлів холодильної установки рефрижераторного контейнера найчастіші откази пов'язані з виходом з ладу компресора. Середній робочий час складає 50%. Статистичні данні що наведені у відкритих джерелах дозволяють визначити наступні середні значення основних показників надійності холодильних компресорів:

- параметр потоку відмов  $\lambda$ , 1/рік – 0,015;
- середній час відновлення  $\tau_B$ , год – 20;
- інтенсивність відновлення  $\mu$ , 1/год -  $5 * 10^{-2}$ .

Вони найбільш кретичні, у порівнянні з іншими елементами холодильної установки.

Виходячи із цього можливо зробити висновок, що у першу чергу потрібно забезпечити підтримку температурного режиму в вантажному об'ємі контейнера під час ремонту. Для цього можливо запропонувати схему, що передбачає підключення компресора від сусіднього контейнера, яка наведена на рис. 4.

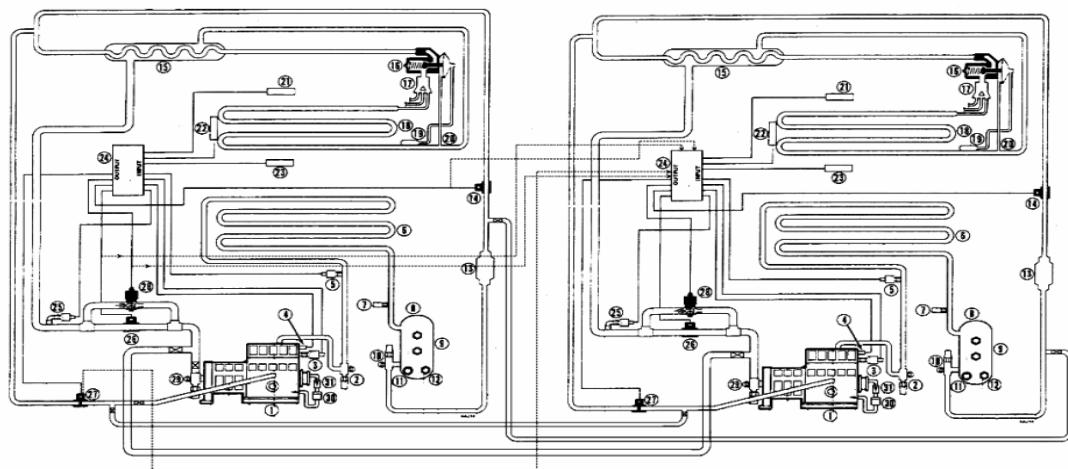


Рис. 4. Схема підключення компресора від сусіднього контейнера.

На ній показані: компресор; повітряний конденсатор; повітряхолоджувач; регенеративний теплообмінник (РТО); ресівер – водяний конденсатор; терморегулюючий вентиль (TPB); «регулюючі клапана» ; мікропроцесор; фільтр – осушувач. Для цього робимо врізки, приєднуємо кабельне керування, об'єднуючи обидві холодильні установки, перевіряємо надійність вузлів.

Таким чином можливо запропонувати введення у суднову систему охолодження рефрижераторного контейнеру ланки навантаженого резерву, як

одного із заходів підвищення надійності як самої системи так і її окремих елементів.

Ланка навантаженого резерву дає змогу забезпечити збереження потрібної якості вантажу, що транспортується в контейнері .

#### *СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ*

1. Межгосударственный стандарт ГОСТ 27.301-95. Надежность в технике. Расчет надежности. Основные положения.
2. Танирбергенова А.А. Расчет надежности многоэлементных систем. - Сб. Трудов Кар.ГТХ, 2011, с.с. 83-85.
3. Военный справочник по стандартизации США MIL-HDBK-472. Прогнозирование ремонтопригодности.
4. Козьминых Н.А., Андрианов Д.В. Методы оценки надежности судовых холодильных установок в процессе эксплуатации. Научно-технический сборник "Судовые энергетические установки", вып. 28, Одесса 2011
5. Капур К., Ламберсон Л. Надежность и проектирование систем., Москва 1980

УДК 629.123.06

Шихов Е.Р., рук. к.т.н., доц. Козьминых Н.А.

Одесская национальная морская академия

### **СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СУДОВЫХ СИСТЕМ КОМФОРТНОГО КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

Основная задача всех комфортных систем кондиционирования воздуха - надежно поддерживать заданные параметры микроклимата в помещениях независимо от внешних метеорологических условий.

Исходя из основной задачи формулируются требования к судовым системам комфорtnого кондиционирования воздуха (ССКВ), которые можно разделить на технологические и конструктивные.

К технологическим требованиям относятся следующие :

- ССКВ должна обеспечивать отвод тепло и влагоизбытков в теплых климатических условиях (режим охлаждения) и компенсацию тепло и влагопотерь в холодных ( режим обогрева);

- должна обеспечиваться подача необходимого, в соответствии с санитарными нормами и правилами, количества свежего воздуха в судовые помещения;

система должна обладать высокой маневренностью, соответствующей изменению районов плавания судна;

- характеризоваться экономичностью, соответствующей судовым условиям, т.е. масса, габариты и энеогозатраты должны быть минимальными;

быть малошумной (нормы допустимого уровня шума на морских судах лежат в пределах 45...85 дБ);

- устройство ССКВ должно исключать возможность распространения пожара и не нарушать водонепроницаемость переборок;

- конструкция воздуховодов и производительность вентиляторов должны обеспечивать баланс между количествами приточного и вытяжного воздуха.

Конструктивные требования, в основном, относятся к размещению и конструкции центральных кондиционеров и холодильных машин обслуживающих их:

- центральные кондиционеры устанавливаются в отдельных помещениях;

- при наличии 2-х и более центральных кондиционеров необходимо предусматривать их взаимное резервирование;

- желательно располагать холодильную машину вблизи центрального кондиционера (на практике это условие не всегда выполнимо в связи с условиями эксплуатации ССКВ, центральные кондиционеры на транспортных судах, как правило устанавливаются в помещениях на шлюпочной палубе, а холодильная машина на платформе в машинно-котельном отделении);

- рекомендуется установка отдельных центральных кондиционеров для каждого борта с возможностью их взаимного дублирования;

- внешнее оформление системы кондиционирования, прежде всего каютных воздухораспределителей, должно соответствовать архитектуре и интерьеру судна.

Наиболее простой из возможных вариантов является одноканальная прямоточная система комфорtnого кондиционирования воздуха, принципиальная схема которой представлена на рис.1.

Наружный воздух в количестве  $M_{nv}$  засасывается вентилятором ЭВ через заборное устройство ЗУ, фильтр Ф и воздухонагреватель ВН1. Электро-вентилятор подает воздух в воздухоохладитель ВО, затем воздух проходит через второй воздухонагреватель ВН2 и увлажнительное устройство У, все перечисленные аппараты, как правило, входят в состав центрального кондиционера. На выходе из центрального кондиционера воздух проходит через каплеотделитель-элиминатор Э и подается в магистральные воздуховоды. По ответвлениям обработанный воздух подается к каютным воздухораспределителям ВР, через которые поступает в помещения. Воздух помещения в количестве  $M_{kv} = M_{nv}$  уходит в атмосферу через жалюзийные решетки ЖР. При работе в режиме охлаждения оба воздухонагревателя и увлажнительное устройство отключены и воздух охлаждается и осушается в работающем воздухоохладителе. В режиме отопления воздухоохладитель отключен, наружный воздух последовательно нагревается в двух воздухоохладителях, затем увлажняется и через элиминатор подается к каютным воздухораспределителям. Возможна компоновка центрального кондиционера с установкой увлажнителя перед вторым воздухонагревателем.

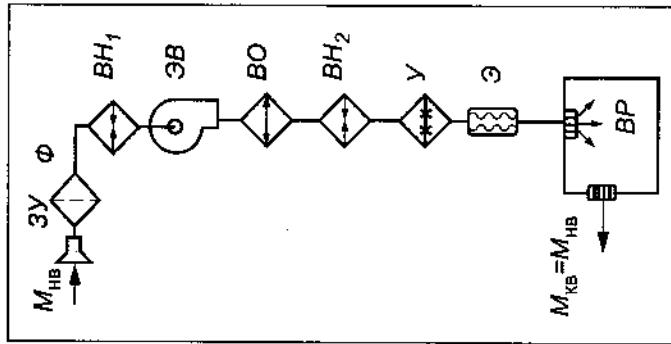


Рис.1. Одноканальная, прямоточная система кондиционирования воздуха.

Увлажнитель, при установке перед вторым воздухонагревателем, работает несколько хуже, так как ассимиляционная способность воздуха по отношению к водяному пару снижается с уменьшением температуры, однако образующиеся в случае конденсации пара при смешении с холодным воздухом капли могут испариться во втором воздухонагревателе.

Рассматриваемая схема будет энергетически и экономически оправдана при условии, если количество наружного воздуха  $M_{nb}$ , обеспечивающее ассимиляцию тепловлагопритоков в обслуживаемых помещениях, будет примерно равно санитарной норме наружного воздуха, необходимого для поддержания в помещениях санитарных норм концентрации кислорода  $O_2$  и углекислого газа  $CO_2$ . Однако в процессе эксплуатации обычными являются условия при которых для ассимиляции тепловлагопритоков необходимо подать в помещения значительно большее количество наружного воздуха, как следствие возрастают затраты энергии, тепла и холода при воздухообработке, что снижает энергетическую эффективность системы.

Для повышения экономичности систем подобного типа используется рециркуляция. Принципиальная схема одноканальной прямоточно-рециркуляционной системы показана на рис.2

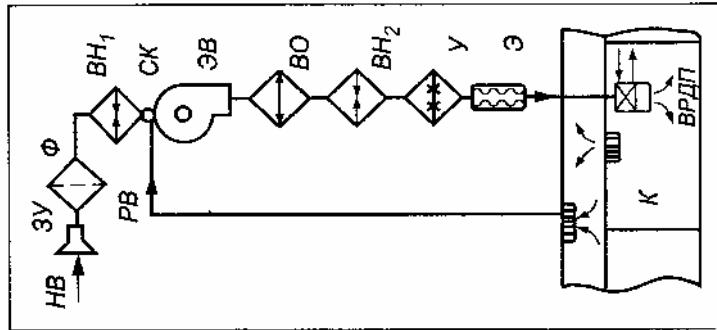


Рис.2. Одноканальная прямоточно-рециркуляционная система с каютными, доводочными воздухораспределителями.

Отличием систем такого типа является наличие рециркуляционного воздуховода РВ по которому в смесительную камеру СК подается как свежий наружный воздух (НВ), так и рециркуляционный «каютный» воздух (РВ), кроме того, используемая конструкция каютных воздухораспределителей,

позволяет обеспечить дополнительное регулирование температуры воздуха непосредственно перед подачей в помещение.

Использование рециркуляции позволяет уменьшить расход холода и тепла, так как через заборное устройство (ЗУ) на воздухообработку может подаваться свежий воздух, количество которого примерно равно санитарной норме, а остальная часть воздуха, необходимая для ассимиляции тепловлагопритоков, восполняется рециркуляционным воздухом. В этом случае также снижаются потери холода и тепла с уходящим в окружающую среду наружным воздухом. Однако «качество» воздуха подаваемого в каюты в целом снижается, что особо сказывается на микроклимате жилых помещений пассажирских судов в случае нахождения в помещении большого количества людей.

Системы рассмотренного типа позволяют повысить общую экономичность ССКВ, однако качество воздуха, подаваемого в помещения может значительно ухудшиться, кроме этого, в таких системах регулирование параметров микроклимата в помещениях путем изменения температуры подаваемого воздуха возможно только при наличии каютного доводочного воздухораспределителя, при использовании выпускных воздухораспределителей индивидуальное регулирование будет осуществляться только изменением количества воздуха, что нежелательно.

Решить задачи эффективного индивидуального регулирования параметров микроклимата в помещениях, путем количественного регулирования приточного воздуха и, одновременно, избавиться от достаточно габаритных коммуникаций теплохладоносителя необходимых для обслуживания доводочных каютных воздухораспределителей, позволяет применение двухканальных ССКВ.

На рис 3.а представлена принципиальная схема двухканальной прямоточно-рециркуляционной ССКВ.

Обработанный в центральном кондиционере воздух поступает к смесительным выпускным воздухораспределителям (ВРС) по двум каналам, что позволяет индивидуально регулировать параметры микроклимата в помещении путем смешивания воздуха с разными температурами, поступающего из каналов 1 и 2, в желаемых количественных соотношениях.

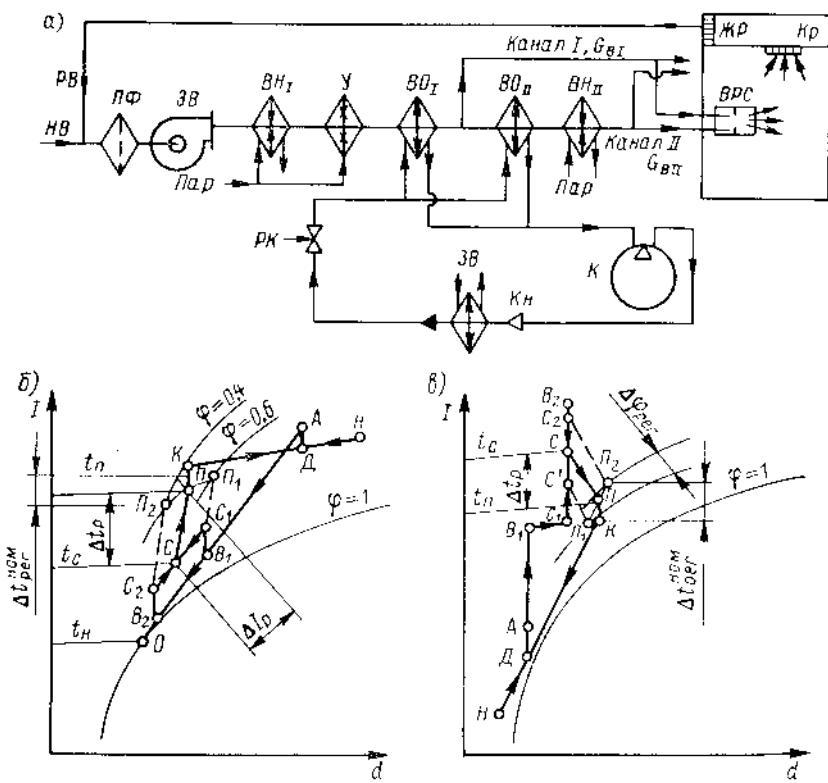


Рис.3. Двухканальная прямоточно-рециркуляционная ССКВ: а-принципиальная схема, б-процессы воздухообработки при работе в режиме охлаждения, в- процессы воздухообработки при работе в режиме обогрева.

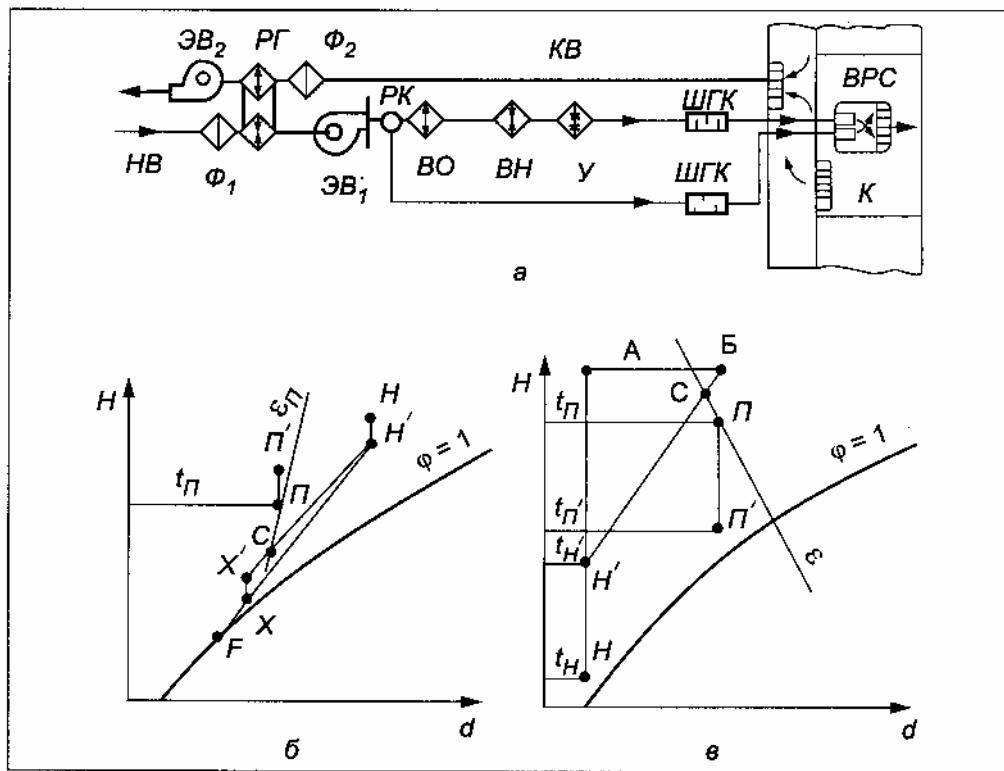


Рис.4. Двухканальная прямоточная ССКВ с регенерацией: а-принципиальная схема, б-процессы воздухообработки при работе в режиме охлаждения, в- процессы воздухообработки при работе в режиме обогрева.

Схемы рассматриваемого типа позволяют обеспечить достаточно широкий диапазон индивидуального регулирования температуры воздуха в отдельных помещениях, однако проблема качественного состава воздуха (содержания О<sub>2</sub> и СО<sub>2</sub>) полностью не решается из-за наличия рециркуляции. Для успешного решения как вопросов регулирования, так и вопросов качественного состава воздуха, обеспечивая возможно высокую энергетическую экономичность системы, следует рассмотреть вариант двухканальной прямоточной системы с регенерацией. Под регенерацией в таких системах понимают использование воздуха уходящего из помещений для предварительного охлаждения приточного наружного воздуха при высоких температурах окружающей среды и для предварительного нагрева при низких.

Такой подход позволяет объединить достоинства прямоточных систем, с точки зрения качества подаваемого в помещения воздуха, с достоинствами систем с рециркуляцией с точки зрения возможного снижения затрат тепла и холода.

Такой подход позволяет объединить достоинства прямоточных систем, с точки зрения качества подаваемого в помещения воздуха, с достоинствами систем с рециркуляцией с точки зрения возможного снижения затрат тепла и холода.

## *СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ*

1. Загоруйко В.О., Голіков О.А. Суднова холодильна техніка. Київ.
2. Наукова думка, 2002. -575 с.
3. 2 .О.А. Голіков. Суднові системи кондиціонування повітря. Київ:
4. Наукова думка, 2000. -222 с.
5. Захаров Ю.В.. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. С-П.: Судостроение, 1994. -503с.
6. Правила технической эксплуатации судовых технических средств.
7. РД 31.21.30 – 83. М.: В/О Мортехинформреклама, 1984. -388 с.
8. О.Н. Занько, В.Т. Писклов, В.Н. Белый. Расчет, комплектация и техническое обслуживание судовых систем кондиционирования воздуха.М.: В/О Мортехинформреклама, 1985. -48 с.
9. Дудко Н.В., Абрамчук В.В. Справочник механика по судовым рефрижераторным установкам. М.: Транспорт, 1979. -352 с.

Штапенко А.Д., кер. к.т.н., доц. Кардаш В.П.  
Одеська національна морська академія

## АНАЛІЗ ПРИЧИН САМОЗАПАЛЕННЯ ВАНТАЖУ НА НАФТОНАЛИВНИХ СУДНАХ

Важливим чинником змін в танкерному флоті стало посилення екологічних вимог відносно зменшення ризиків забруднення морських акваторій в результаті аварій танкерів. У 2003 році на сесії Комітету із захисту морського середовища ІМО резолюцією МЕРС III були прийняті поправки по приско-реному виводу з експлуатації однокорпусних танкерів і до змін правил перевезення нафти важких сортів. Поправки набрали чинності 05.04.2005 року.

При перевезенні рідких вантажів утворюються вибухонебезпечні концентрації парів рідких вантажів з атмосферним повітрям, особливо при на-ванта-жуально-розвантажувальних роботах та баластних переходах. Радикальним вирішенням питань пожежонебезпечності нафтоналивного флоту і суден-газовозів є створення у вантажних відсіках інертного середовища, позбавленого кисню. Це може бути забезпеченено за допомогою утворення ефективних судно-вих систем інертних газів.

Згідно вимогам Конвенції SOLAS-74, система інертних газів є обов'язковою для танкерів дедвейтом 20000 регистрових тонн і більше.

Джерелом займання можуть бути:

- іскра, що виникає при падінні якого-небудь металевого предмету;
- дизельний ефект;
- гарячі поверхні парових змійовиків обігріву вантажу;
- накопичення заряду статичної електрики, зв'язаної, зокрема, з тертям рухомого середовища об стінки трубопроводу.

Якщо перші три чинники піддаються певному контролю, то появу розрядів статичної електрики, особливо при митті вантажних цистерн великого об'єму, уникнути практично неможливо. Встановлено, що небезпечні розряди статичної електрики виникають тоді, коли вода, що подається відкритим способом, сильно розбризкується на залишки нафти або зрідженого газу, що знаходиться у вантажних цистернах.

Згідно правил Регістру [3] щодо морського перевезення нафти і нафтопродуктів наливом на танкерах:

- у вантажні танки повинен подаватися інертний газ з вмістом кисню не більше 5% за об'ємом;

- електростатичний захист повинен здійснюватися на всіх нафтоналивних суднах, призначених для перевезення сирої нафти, нафтопродуктів та інших органічних рідин з температурою спалаху нижче 60°C;

Електризація потоку рідини, тобто поява у потоці нафтопродукту надлишку зарядів одного знаку, пов'язана з існуванням подвійного електричного шару на межі розділу фаз [1]. Зіткнення нафтопродукту зі стінкою труб-

проводу призводить до утворення цього подвійного електричного шару. При цьому стінка труби виявляється зарядженою електричним зарядом одного знаку, а нафтопродукт, безпосередньо прилеглий до труби, рівним заряду протилежного знаку.

Подвійний шар на межі рідина-стінка складається з тонкого шару іонів одного знаку, жорстко пов'язаних з поверхнею стінки трубопроводу у результаті дії електричних і адсорбційних сил (шар Гельмгольца), і дифузійного шару іонів іншого знаку (шар Гуї). У шарі Гельмгольца товщиною приблизно  $\delta_0 = 10^{-10}$  м потенціал змінюється лінійно «див. рис. 1» від значення  $\varphi$  (потенціал стінки) до значення  $\Psi_1$  (потенціал нафтопродукту на відстані  $\delta_0$  від стінки трубопроводу), причому  $\varphi$  і  $\Psi_1$  можуть бути однаковими і протилежними за знаком.

Під час переміщення рідини відносно твердої поверхні ефективна товщина дифузійного шару  $d$  (відстань від поверхні розділу фаз до площини ковзання) завжди більше товщини шару Гельмгольца  $\delta_0$ .

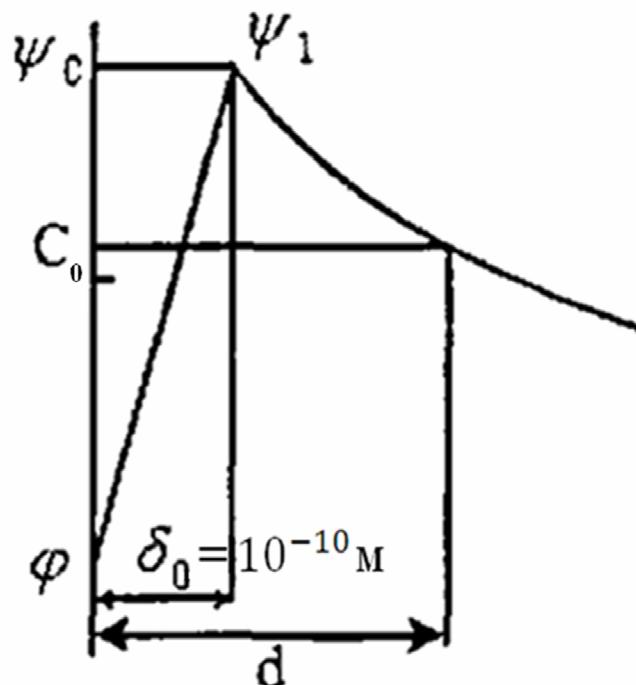


Рис. 1 Зміна потенціалу у подвійному електричному шарі на межі розділу рідина-стінка

Концентрація іонів у шарі Гуї (і зменшення цієї концентрації відносно відстані) визначається не тільки електричною взаємодією, а й участию в хаотичному тепловому русі, а також дифузією іонів з області з більшою концентрацією в область з меншою концентрацією, тобто від стінки в масу рідини. Кордон подвійного шару буде розмитим, можна лише говорити про умовне значення товщини подвійного шару  $\delta_c$ , який можна розрахувати за фор-мулою:

$$\delta_c = \sqrt{D_m \tau}, \quad (1)$$

де  $D_m$  – коефіцієнт дифузії іонів;

$\tau$  – час релаксації.

Час релаксації електричного заряду в свою чергу визначається формулою :

$$\tau = \varepsilon_0 \varepsilon \rho_v, \quad (2)$$

де  $\varepsilon_0$  – абсолютна діелектрична стала;

$\varepsilon$  – діелектрична проникність рідини;

$\rho_v$  – питомий об'ємний електричний опір рідини.

Спочатку при надходженні нафти в трубопровід вона приймається електрично нейтральною [2]. При протіканні нафти по трубі на поверхні труби утворюється подвійний електричний шар, причому метал поверхні труби заряджається негативно. У свою чергу в шарі нафти біля поверхні металу присутні заряджені конгломерати молекул – міцели, що складаються з позитивного іона в центрі і зчеплених з ним нейтральних молекул. Згаданий позитивно заряджений шар нафти підрозділяється на два підшари: мономіцелярний шар Гельмгольца, жорстко пов'язаний з поверхнею металу, і дифузійний підшар Гуї. У процесі руху нафтового потоку в трубі дифузійний підшар виноситься і в нафті, у цілому, починає переважати негативний заряд. Решта позитивних зарядів продовжують притікати до поверхні труби і утворюють два підшари (Гельмгольца і Гуї). Цей процес продовжується до практично повного стікання на трубу позитивних зарядів. У результаті нафта заряджається негативно.

Електризації нафти в першу чергу залежить від швидкості потоку (див. рис. 2) в трубі.

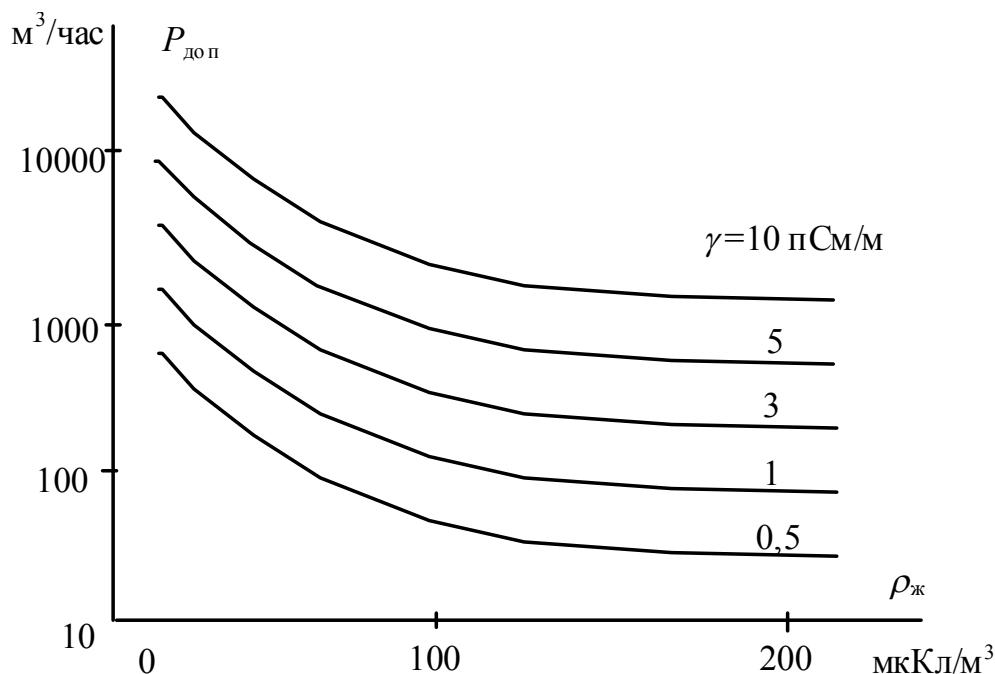


Рис. 2 Залежність допустимої швидкості перекачування нафтопродуктів від питомого заряду й провідності нафтопродуктів

Щоб запобігти розряду статичної електрики в парогазовій атмосфері танка нафтоналивного судна, необхідно знизити об'ємну густину електричного заряду в нафтопродуктах до безпечної величини.

Іскри з поверхні нафтопродукту, що надходить в танк з вхідною густиною заряду  $\rho_{\text{вх}}$ , визначаються значенням, яке утворилося в пароповітряному середовищі танка, критичної напруги електростатичного поля  $E_{\text{кр}}$ , при якому пробій пароповітряного середовища танка є можливим.

Відсутність іскроутворення можлива при виконанні наступної умови:

$$\rho_{\text{вх}} < \rho_{\text{кр}}, \quad (3)$$

де  $\rho_{\text{кр}}$  – вхідна густина заряду, при якій значення напруженості електростатичного поля  $E$  у пароповітряному середовищі танка стає рівним  $E_{\text{кр}}$ .

Густина електричного заряду  $\rho$  може бути виражена таким чином:

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{2\pi DFC_0}{adn} (1 - \exp^{-kx}), \quad (4)$$

де  $a$  – радіус труби;

$d$  – ефективна товщина дифузійного шару;

$x$  – поточна осьова координата труби;

$\rho_{\text{вх}}$  – вхідна густина електричного заряду;

$D$  – коефіцієнт дифузії іонів, який дорівнює  $10^{-9} \text{ м}^2 \cdot \text{с}^{-1}$ ;

$F$  – число Фарадея, яке дорівнює  $96500 \text{ Кл} \cdot \text{моль}^{-1}$ ;

$C_0$  – концентрація іонів, які визначають потенціал в об'ємі нафти;

$n$  – число переносів іонів, яке дорівнює 0,5;

$k$  – експонентний показник, що характеризує інтенсивність електризації.

З техніки високих напруг, напруженість електричного поля, при якій можливе іскроутворення для різних газових середовищ за нормальних температури і тиску, становить близько  $3 \cdot 10^6 \text{ В/м}$ .

Згідно ГОСТ 12.1.018-93 електростатична іскронебезпека об'єкта захисту виражається енергією розряду статичної електрики  $W_{\text{min}}$ , який може виникнути всередині об'єкта або з його поверхні.

Електростатична іскробезпека об'єкта захисту досягається за умови виконання співвідношення:

$$W_p \leq 0,4 W_{\text{min}}, \quad (5)$$

де  $W_p$  – максимальна енергія розрядів, які можуть виникнути всередині об'єкта або з його поверхні;

$W_{\text{min}}$  – мінімальна енергія запалювання речовин і матеріалів.

Мінімальна енергія займання парів нафтопродуктів у танку залежить від коливання атмосферного тиску і температури і визначається у наступному вигляді:

$$W(p, T) = \frac{w(p_0, T_0)}{p^2 p_0^2} \left( \frac{T_0}{T} \right)^3, \quad (6)$$

де  $p$  – тиск повітряного проміжку;

$T$  – температура;

$p_0 = 101,3$  кПа – нормальній атмосферний тиск;

$T_0 = 273\text{ K}^0$  – нормальні температура.

Найбільш критичною з точки зору пробою газової фази (вибухонебезпечності) є точка на поверхні нафти у танку на відстані максимального радіуса, де відстань до даху і стінок танка мінімальна.

Пробивна напруга може бути досягнута в точці на поверхні нафтового дзеркала при завантаженні нафтою з об'ємною електричною густинною заряду  $\rho = 10^{-6} \div 10^{-8}$  Кл/м<sup>3</sup>. При значенні вхідної об'ємної густини заряду  $\rho = 10^{-9}$  Кл/м<sup>3</sup> значення потенціалу у точках на поверхні нафти в танку при повному завантаженні можна вважати цілком безпечним.

Необхідним для обмеження граничного заряду, який може накопичуватися на матеріалах ізоляції передаватися на конструкції установок, є заземлення. Тим не менш, воно не являється достатнім захистом від статичної електрики.

Для зменшення заряду, який накопичується у танку, існують два шляхи. Перший полягає в зниженні часу релаксації заряду шляхом додавання спеціальних присадок у нафту, які збільшують її проводимість. Другий - у застосуванні спеціальних пристрій, які мають назву нейтралізаторів. Але обидва методи мають свої недоліки. Якщо перший потребує безперервного контролю кількості присадок у нафті й точну їх дозировку, то другий не має змоги повністю зняти заряд у потоці нафти.

На суднах-газовозах, нафтоналивних суднах та хімовозах розповсюдження набули системи інертного газу.

Найефективнішим є генератор інертного газу, який використовує спеціальні альфа мембрани для отримання чистого та сухого азоту.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- Бобровский С. А., Яковлев Е. И. Защита от статического электричества в нефтяной промышленности. – М., Недра, 1983, 160с.
- Максимов Б. К. и др. Электростатическая безопасность при заполнении резервуаров нефтепродуктами. – М.: Энергоатомиздат, 1989. –152 е., ил.
- Министерство морского флота СССР. Предотвращение образования зарядов статического электричества. // Библиотека нормативно-правовых актов

СССР. - 1990. [Электронный ресурс]. URL: [http://www.libussr.ru/doc\\_ussr/usr\\_10602.htm](http://www.libussr.ru/doc_ussr/usr_10602.htm) (дата обращения 09.12.2015).

УДК 621.436.13

Денисенко К.И., рук. доц. Бузовский В.А.  
Одесская национальная морская академия

## ОПТИМИЗАЦИЯ ТУРБОНАДДУВА ПРИ РАБОТЕ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ

Переходные режимы имеют место при переходе с одного эксплуатационного режима работы к другому. Такими режимами могут быть режим холостого хода, работа с перегрузкой, а также любой режим, отличный от номинального.

В отличие от стационарных режимов, характеризующихся постоянством во времени всех параметров и расхода рабочего тела, мощности, частоты времени и пр., переходные режимы характеризуются изменением всех параметров СДУ во времени. Продолжительность перехода от одного стационарного режима к другому определяет важное свойство СДУ – ее маневренность.

К числу характеристик переходных режимов судовой установки относятся: пуск, реверсирование, прием, сброс нагрузки и пр.

Обычно работа на малых нагрузках, и особенно на переходных режимах сопровождается ухудшением сгорания топлива и дымным выхлопом, связанным с ухудшением распыливания топлива, падения давления наддува и нарушением воздухоснабжения в результате инерционности ГТН, не успевающего увеличить подачу воздуха вслед за увеличением подачи топлива.

Рассмотрим процессы газообмена в цилиндре на примере двигателя MAN B&W 8 K90MC-C установленного в качестве главного на контейнеровозе «Zim Constanza» водоизмещением 67906 тонн. Мощность двигателя  $N_{eh}=36560 \text{ кВт}$ , частота вращения  $n=104 \text{ об/мин}$  и среднеэффективное давление  $P_e=18 \text{ бар}$ . Двигатель реверсивный, крейцкофный с прямоточно-клапанной продувкой, газотурбинным наддувом при постоянном давлении. Наддув осуществляется газотурбонагнетателями фирмы MAN B&W марки NA70/T09067 в количестве трех штук. Давление наддува  $P_k=0,272 \text{ МПа}$ .

С опережением  $70^\circ$  до НМТ открывается выпускной клапан и начинается свободный выпуск. В этот момент в цилиндре заканчивается расширение продуктов сгорания, давление составляет  $\sim 1,0 \text{ МПа}$ , а давление в выпускном коллекторе  $P_t \sim 0,29 \text{ МПа}$ . Поэтому продукты сгорания с большой скоростью устремляются в выпускную систему, давление в цилиндре  $P_u$  резко падает. К моменту, когда поршень, двигаясь вниз, открывает продувочные окна, оно выравнивается с давлением  $P_s$  в ресивере продувочного воздуха. Тут важно достигнуть условия  $P_u=P_s$ , или  $P_u < P_s$ . Это позволяет устранить риск

заброса горячих газов в ресивер и возможного воспламенения масляных паров. Продувочные окна открываются за  $40^\circ$  до НМТ.

Давление  $P_u$  достигнув значения  $P_s$  продолжает падать и, несмотря на начавшееся поступление воздуха в цилиндр, уменьшается ниже давления в выпускном коллекторе  $P_m$ . Это объясняется эжектирующим действием движущихся с большой скоростью газов в патрубке за выпускным клапаном.

Наполнение цилиндра воздухом происходит до тех пор, пока давление в цилиндре не будет равно давлению в ресивере  $P_u = P_s$ . Одновременно через открытый клапан продолжается выпуск из цилиндра продуктов сгорания под действием вытесняющего их воздуха, происходит дополнительная продувка цилиндра в сочетании с принудительным выпуском. Все эти процессы возможны при условии  $P_s > P_u > P_m$ .

За  $40^\circ$  от НМТ продувочные окна закрываются и поступление воздуха в цилиндр прекращается и давление в нем начинает падать из-за того же эжектирующего действия выпускных газов и воздуха, которые двигаются по выпускному каналу. Клапан постепенно закрывается, и по мере его закрытия сечение щели под ним уменьшается, клапан начинает дросселировать вытесняемый поршнем из цилиндра воздух. В итоге давление в цилиндре  $P_u$  начинает расти и к моменту закрытия выпускного клапана становится на  $0,01-0,05 \text{ MPa}$  больше  $P_s$ . Последняя фаза представляет собой фазу потери воздушного заряда.

Далее начинается процесс сжатия воздуха в цилиндре. Определим параметры воздушного заряда при работе двигателя на номинальном режиме и которые желательно поддерживать на переходных режимах.

Давление наддува рассматриваемого двигателя  $P_k = 0,279 \text{ MPa}$ . В начале такта сжатия плотность воздуха в цилиндре

$$\rho = \frac{M P_k}{R \cdot T} = \frac{0,0289 \cdot 279000}{8,314 \cdot 323} 3,0 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3},$$

где  $M$  – молярная масса сухого воздуха,  $\text{кмоль}$ ;  $P_k$  – давление наддува,  $\text{Па}$ ;  $T$  – температура воздуха,  $K$ ;  $R$  - газовая постоянная,  $\text{кДж}/(\text{кмоль}\cdot K)$ .

Давление в конце сжатия

$$P_e = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,284 \cdot 15,8^{1,369} = 12,42 \text{ MPa}.$$

Температура в конце сжатия

$$T_e = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} = 333 \cdot 15,8^{1,369-1} = 922 K,$$

где  $\varepsilon$  – степень сжатия;  $n_1$  – показатель политропы;  $T_a$  – температура начала сжатия,  $K$ ;  $P_a$  – давление начала сжатия,  $\text{MPa}$ .

Плотность воздуха в конце сжатия,  $\rho_{k.c}$

$$\frac{V_s}{V_c} = \frac{\rho_{k,c}}{\rho_k} \Rightarrow 15,8 = \frac{\rho_{k,c}}{3,0} \Rightarrow \rho_{k,c} = 47,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3},$$

где  $\frac{V_s}{V_c} = \varepsilon$  – степень сжатия;  $\rho_k$  – плотность воздуха в начале сжатия.

Рассмотрение значения играют важную роль в процессе газообмена на номинальном и особенно на переходных режимах. На рис. 1 показано изменение давлений наддува и давления сжатия в цилиндре в интервале нагрузки 50–100%. Указанные параметры при падении нагрузки значительно снижаются. В результате ухудшается качество распыливания и сгорание топлива, из-за недостатка воздуха падают Рс, Тс, растет коэффициент остаточных газов.

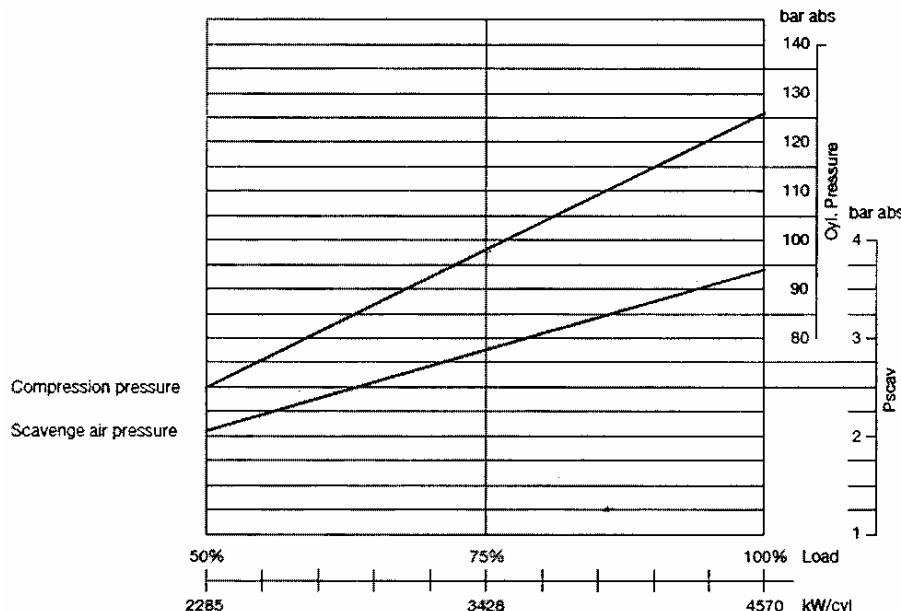


Рис. 1. Зависимость давления наддува и давления сжатия от нагрузки на двигатель

Падение давления, температуры воздуха и газов на переходных режимах неблагоприятно отражается на распыливании, задержке самовоспламенения и неполному сгоранию топлива.

Сгорание топлива представляет собой процесс окисления молекул топлива кислородом воздуха с выделением теплоты. Химическим процессам окисления предшествуют физические: прогрев капель топлива от воздуха в камере сгорания и их испаритель.

С увеличением давления воздуха в цилиндре и его плотности возрастает аэродинамическое воздействие сопротивления воздуха на топливный факел. Тонкость и однородность распыливания возрастают. С увеличением противодавления падает дальность струи и возрастает угол конуса струи.

Вследствие малых размеров капель распыленного топлива в факеле и высокой температуре в цилиндре эти процессы для каждой капли топлива составляют доли секунды. В связи с падением параметров воздуха на переход-

ных и долевых режимах период задержки самовоспламенения топлива  $\varphi$  увеличивается. Экспериментально установлено, что  $\varphi$  нелинейно обратно пропорционально зависит от давления и температуры. Увеличение давления и температуры приводит к сокращению  $\varphi$ .

Таким образом, в условиях эксплуатации при работе двигателя на не установленныхся режимах из-за задержки разгона турбокомпрессора от разгона коленчатого вала, происходит отставание снабжения цилиндров воздухом, снижаются эксплуатационные экономические и мощностные показатели.

Уменьшить вышеприведенные негативные последствия, обеспечить расчетные параметры и повысить эффективность работы двигателя на долевых режимах можно путем установки газотурбонаддувочного агрегата с изменяемой геометрией соплового аппарата VGT (variable—geometry turbochargers) (рис.2).

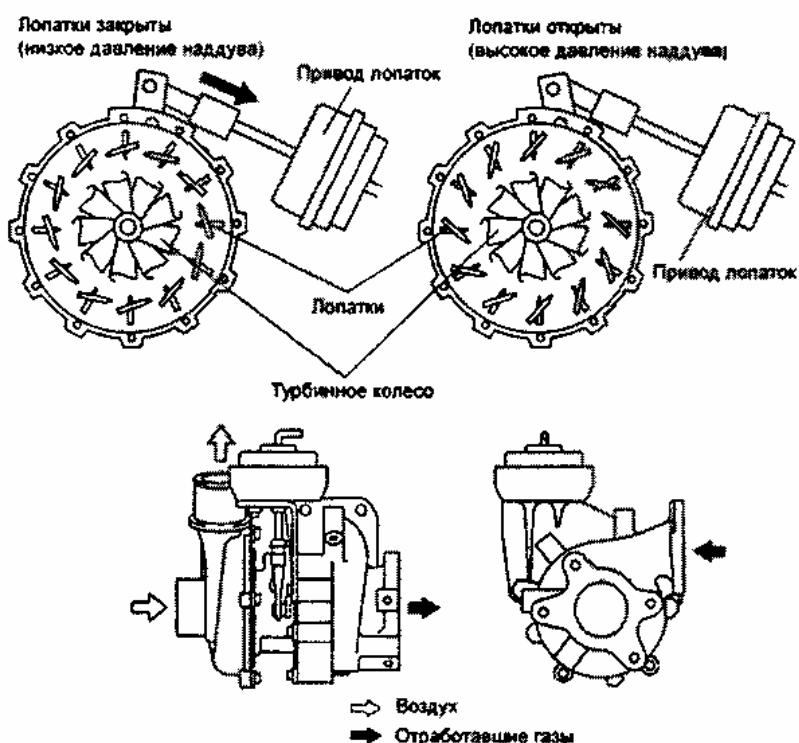


Рис. 2. Турбокомпрессор с изменяемой геометрией соплового аппарата

Его отличие от турбонаддувочных агрегатов классических компоновок состоит в наличии соплового аппарата с поворотными лопатками, что обеспечивает необходимую степень наддува практически на всех долевых режимах двигателя.

При работе на низких оборотах коленчатого вала поток отработавших газов недостаточен для вывода турбины, связанной непосредственно с компрессором, на рабочие обороты, на которых и эффективен компрессор. Следовательно, давление наддува падает, а с ним уменьшается и наполнение цилиндров воздухом. Использование турбокомпрессора с изменяемой геометрией позволяет компенсировать недостаток количества выпускных газов путем изменения проходного сечения в сопловом аппарате турбины.

На рис. 3 показан фрагмент соплового аппарата турбонагнетателя с изменяющейся геометрией турбины.

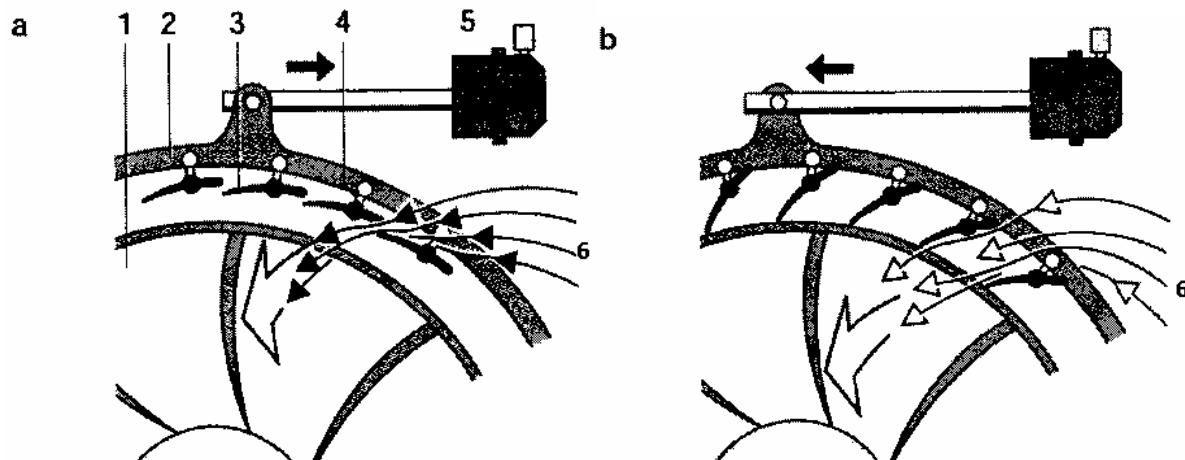


Рис. 3. Турбонагнетатель с изменяющейся геометрией турбины:  
 а – положение направляющих лопаток при высокой скорости потока отработавших газов;  
 в – положение направляющих лопаток при низкой скорости потока отработавших газов; 1 – крыльчатка турбины; 2 – управляющее кольцо; 3 – подвижные направляющие лопатки соплового аппарата; 4 – управляющий рычаг; 5 – управляющий пневматический цилиндр; 6 – поток отработавших газов.

Подвижные направляющие лопатки 3 соплового аппарата изменяют поперечное сечение канала, через которые отработавшие газы устремляются на крыльчатку турбины 1. Этим они согласовывают возникающее в турбине давление газа с требуемым давлением наддува. При низкой нагрузке на двигатель (а) подвижные направляющие лопатки 3 уменьшают проходное сечение в сопловом аппарате турбины, давление отработавших газов увеличивается, которые затем после прохождения через сопловой аппарат преобразуются в скорость потока, набегающего на колесо турбины. Скорость колеса турбины увеличивается, а следовательно, и давление наддува. Двигатель развивает более высокий крутящий момент при низкой частоте вращения коленчатого вала.

При высокой нагрузке (в) направляющие лопатки открывают большее поперечное сечение каналов, что уменьшает скорость течения потока 6 отработанных газов. Вследствие этого турбонагнетатель при большем потоке, но при равном количестве отходящих газов меньше ускоряется для предотвращения чрезмерно высоких оборотов, однако требуемое давление наддува по-прежнему поддерживается.

Поворотом управляющего кольца 2 изменяется угол направления лопаток, либо непосредственно отдельным управляющим рычагом 4, укрепленным на лопатках. Поворот кольца осуществляется при помощи управляющего пневматического цилиндра 5.

Таким образом, изменение угла потока выпускных газов, приводящего турбину в движение (управляющий аппарат), даже при малой нагрузке двигателя и его низких оборотах, работа турбокомпрессора очень эффективна.

Кроме того, возможно плавное регулирование давления наддува при этом не ощущается запаздывание в действии, а момент вращения достигает высоких значений при низких оборотах. Растет также мощность двигателя и эффективность его работы за счет улучшения процессов протекающих в цилиндрах.

Можно утверждать, что использование турбонагнетателей с изменяющейся геометрией является эффективным решением оптимизации наддува и повышении эффективности работы судовых дизелей на переходных режимах.

### *СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ*

1. И.В.Возницкий. Судовые двигатели внутреннего сгорания, т.2. –М.: Моркнига, 2008. -470 с.
2. Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 49 No. 2, 2012.
3. Egli, H., “Turbosupercharger”, US Patent 2,860827, 1958.

УДК 629.5.061-233.2

Макаренко Н.С., рук. доц. Кардаш В.П.  
Одесская национальная морская академия

## **ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ СУДОВЫХ УСТРОЙСТВ**

Современное морское судно является сложнейшим техническим сооружением, для создания которого используется накопленный веками опыт, а также новейшие достижения науки.

Судовые устройства (СУ) играют решающую роль в обеспечении надежной и эффективной эксплуатации морских судов, а также безопасности находящихся на борту людей.

Режимы работы традиционных и специальных СУ отличаются повышенной динамичностью, вызываемой ветром и волнением, а также силовыми воздействиями со стороны их приводов. Также СУ являются мощными источниками шума и вибрации.

В качестве опор валов СУ используются подшипники качения, обеспечивающие удержание и стабилизацию положения осей валов.

На площадках контакта тел качения реализуется граничный режим трения. Смазочный материал находится в жестких условиях, так, например, максимальное Герцовское давление может достигать 3-4 гПа, скорость ввлечения смазки достигает 1 м/с. Время прохождения зоны контакта составляет  $10^{-4}$  с, а скорость сдвига -  $10^7 \div 10^8 \text{с}^{-1}$ .

Исходя из конструкции подшипника качения, тела качения движутся по криволинейному пути. Как видно из рисунка 1, тело качения не может одновременно пройти путь по внутреннему и наружному кольцам, потому что дуги в зоне восприятия нагрузок имеют разные длины, это говорит о том, что тело качения скользит по дорожкам качения, а не катится.

При вращении внутреннего кольца на пятнах контакта «кольцо – тело качения» должна возникать сила трения  $F$ , которая преодолеет силы сопротивления движению тел качения, которые создаются за счет образования эксцентриситета  $\varepsilon$ , что детально рассмотрено в работе [1]. При этом скольжение тел качения носит прерывистый характер, также именуемый «Stick-slip motion», который детально описан в работе [2] и получил подтверждение исследованиями, проведенными в ОНМА на машине трения ДМ-28 (Рис. 2).

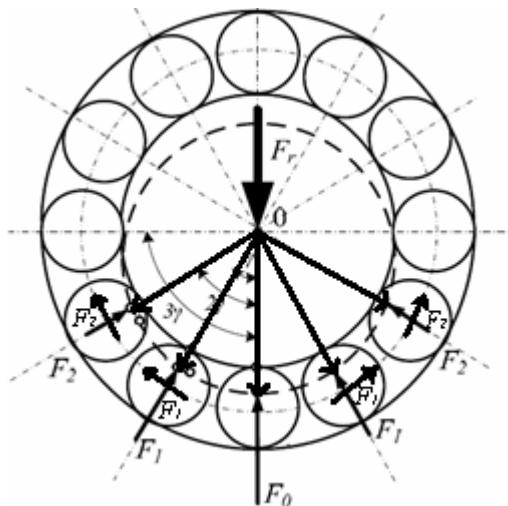


Рис. 1. Схема распределения сил на тела качения подшипника

Тепловыделение, обусловленное сдвигом, повышает температуру смазки на десятки и даже на сотни градусов и увеличивает температуру сопрягаемых тел вблизи зоны контакта, что приводит к неニュтоновскому поведению смазочного материала.

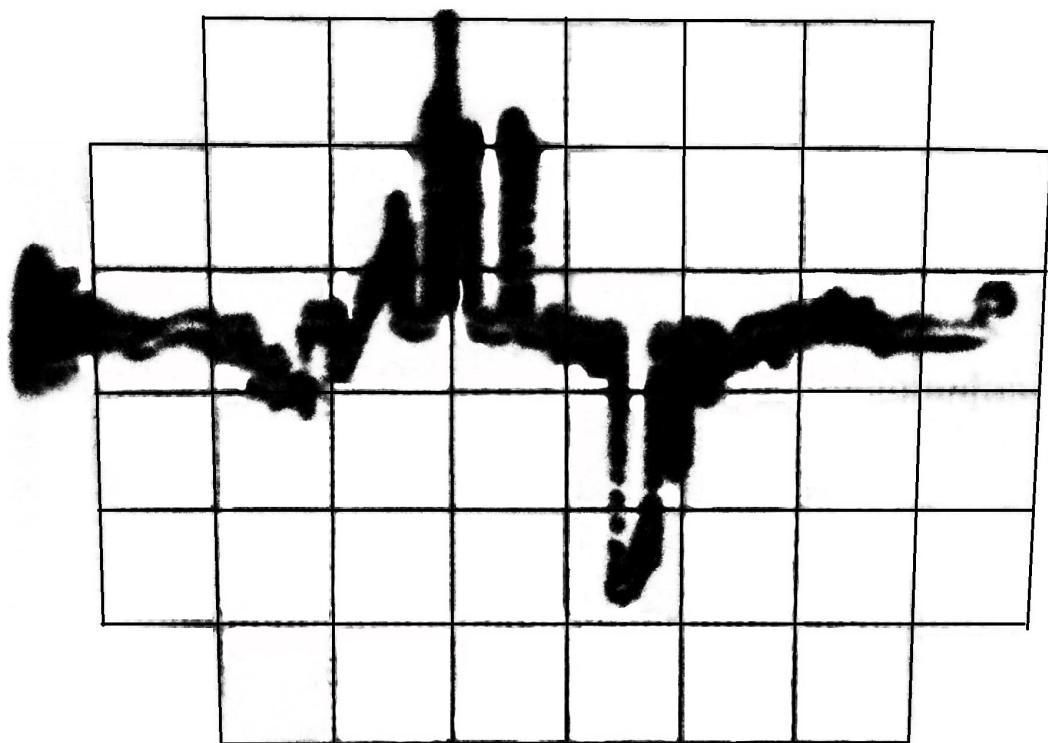


Рис. 2. Характер движения сепаратора подшипника качения №208

Процесс трения реализуется в смазочном слое узлов СУ, толщина которого колеблется от нескольких мономолекулярных слоев до 20 мкм. При этом обнаруживается физическая нелинейность коэффициента вязкости смазочного материала, который уменьшается с ростом скорости сдвига, а сам материал представляется дисперсными системами.

Характер контакта тел качения оказывает влияние не только на микрорельеф, но и субмикрорельеф, что связано с возникновением и развитием дислокаций. Разрушение подшипников качения можно рассматривать как процесс накопления дислокаций в результате повторного воздействия на микроструктуру поверхностного слоя.

Следует учитывать также и тот факт, что даже неподвижный подшипниковый узел подвержен динамической нагрузке, возникающей от вибрации корпуса судна, которая создаётся от работы приводного двигателя. Долговечность подшипниковых узлов судовых устройств представлена в таблице 1.

Таблица 1. Долговечность подшипниковых узлов судовых устройств

Место установки	Рекомендованная долговечность, г			
	Шариковые подшипники		Роликовые подшипники	
	от	до	от	до
Упорные подшипники судовых валов	-	-	20 000	50 000
Подшипники судовых валов	-	-	50 000	200 000
Вентиляторы, наддувы	21 000	46 000	35 000	75 000
Воздуходувки большие	32 000	63 000	50 000	110 000
Поршневые насосы	21 000	46 000	35 000	75 000
Центробежные насосы	14 000	46 000	20 000	75 000
Гидравлические радиальные и аксиальные поршневые насосы	500	7 800	500	10 000
Компрессоры, нагнетатели	4 000	21 000	5 000	35 000

Для повышения долговечности в настоящее время заводы, производящие СУ, работают преимущественно в двух направлениях.

Первое – это инженерия поверхности, второе – изменение реологических характеристик смазочных материалов.

В первом случае используется вакуумная ионная имплантация алюминия и серебра на рабочую поверхность, что позволяет в пристенном смазочном слое получить как гомеотропную, так и планарную структуру смазочного слоя.

Для создания заданных реологических характеристик в смазочном слое используется нанотехнология нанесения на рабочие поверхности тон-

копленочного ориентанта марки 6СФК-180-05, позволяющего получить структуру расположения молекул либо гомеотропно либо планарно.

Создание гомеотропной структуры пристенного слоя смазочного материала позволяет снизить интенсивность изнашивания до  $I_h=10^{-12}$ , что увеличивает долговечность подшипниковых узлов в три раза, обеспечивает гидрофобные свойства, а также снижает эксплуатационные затраты на обслуживание и ремонт СУ.

#### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:**

1. Гайдамака А.В. Распределение радиальной нагрузки между телами качения однорядного радиального подшипника: учёт углов контакта / Вісник НТУ «ХПІ». 2013. №37 (2010) - с. 27-34.
2. Лященко Я.А. Статистическая теория граничного трения атомарно-гладких твёрдых поверхностей при наличии смазочного слоя / Я.А. Лященко, А.В. Хоменко // Успехи физических наук, том 182, №10, - с. 1082-1100.
3. Кардаш В.П. Нанотрибология в судовой энергетике /С.А. Ханмамедов, Л.В. Пизинцали // Трение и смазка в машинах и механизмах: ежемесячн. науч.-технич. и производ. Журн. – 2011. – Вып. 6. – Изд. Машиностроение, - с. 23-28.

УДК 629.063.6

Мартия В.В., рук. доц. Афтаниук В.В.

Одесская национальная морская академия

#### **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КАЧЕСТВА ТОПЛИВА НА ЭКСПЛУАТАЦИЮ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ ВЫХЛОПНЫХ ГАЗОВ СЭУ**

Проблемы, связанные с вопросом загрязнения окружающей среды на сегодняшний день являются первостепенными, требующими решения. По мнению ученых, бездумное использование природных ресурсов и неограниченный сброс отходов создали опасность необратимых процессов в биосфере, что влечет за собой угрозу жизни человека.

Большую роль в загрязнении атмосферного воздуха играют дизели морских судов, которые по-прежнему остаются наиболее эффективными в энергетическом смысле. Так при сгорании 1 кг дизельного топлива выделяется 80-100 г токсичных компонентов (20-30 г оксида углерода (II), 20-40 г оксидов азота, 4-10 г углеводородов, 10-30 г оксидов серы, 0,8-1,0 г альдегидов, 3-5 г сажи). Поэтому, из-за высокого содержания оксидов азота, оксидов серы, сажи и альдегидов, выхлопные газы ДВС являются достаточно токсичными.

При работе судовых энергетических установках в атмосферу выбрасываются отработавшие газы двигателей, токсичность которых определяется сортом топлива и условиями его сгорания. Применение тяжелого сернистого топлива способствует уменьшению эксплуатационных затрат на топливо, но при этом повышается выброс вредных веществ в атмосферу.

На водном транспорте существуют нормы согласно международным морским документом, несоблюдение которых влечет за собой неблагоприятные последствия, штрафы, аресты и т. д. Для минимизации загрязнений выхлопными газами с судов устанавливают специальные системы очистки. Наиболее широкое распространение получили системы мокрой очистки, основным элементом которых является скруббер.

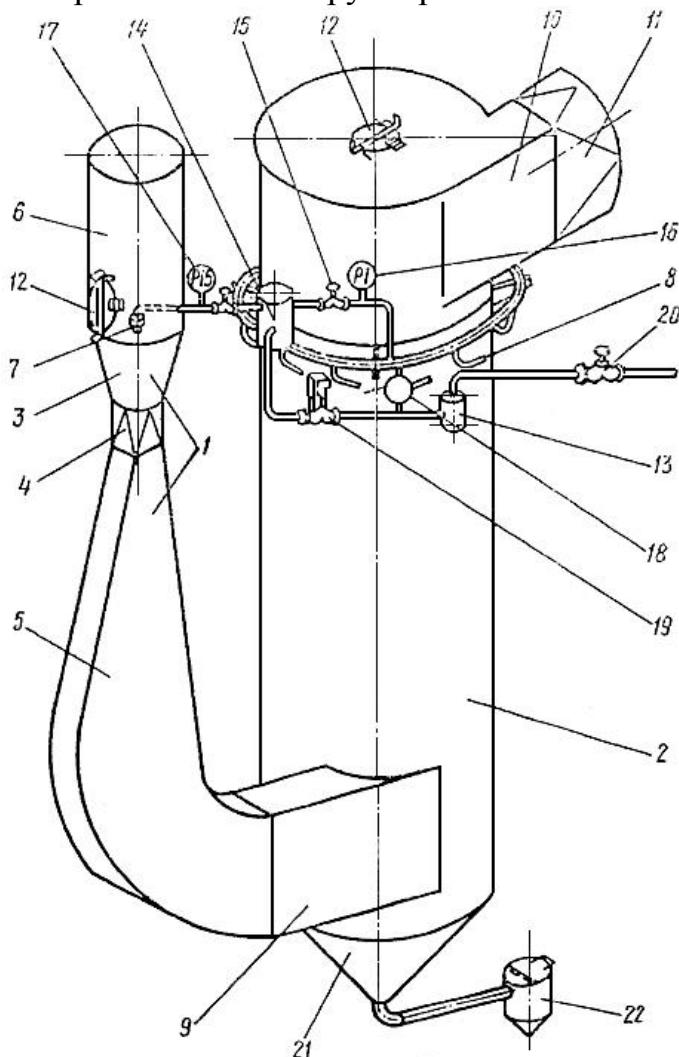


Рис.1. Скруббер:

1 - труба Вентури; 2 - каплеуловитель; 3 - конфузор; 4 - горловина;  
5 - диффузор; 6 - труба; 7 - форсунка; 8 - сопло; 9 - входной патрубок; 10 - выходной патрубок; 11 - переход; 12 - смотровой люк; 13 - фильтр; 14 - распределитель; 15 и 20 - муфтовые клапаны; 16 - манометр; 17-манометр; 18 - водосчетчик; 19 - электромагнитный клапан; 21 - днище; 22 – гидрозатвор

Скрубы Вентури - наиболее распространенные аппараты, эффективность которых во многом зависит от качества эксплуатации. Корпуса скрубо-

беров Вентури могут быть литыми, сварными, а при больших размерах сборными из нескольких элементов (на фланцевых соединениях). Перед монтажом все узлы скруббера Вентури подлежат проверке. На внутренних поверхностях не должно быть неровностей (уступов, вмятин, наплывов). При подготовке к пуску скруббера Вентури следует промыть коллекторы, удалить из них грязь и посторонние примеси.

Эксплуатация мокрых пылеуловителей и систем пылеулавливания следует рассматривать как составную часть технологической схемы. Остановки, поломки и плохая работа газоочистного аппарата в конечном счете вызывают значительное увеличение загрязнения атмосферы, а поэтому должны рассматриваться как аварийное состояние технологического цикла.

Брызгонос из аппаратов при отклонениях от расчетного режима работы или вследствие неисправностей вызывает зарастание отводящих газоходов мокрыми отложениями и увеличивает их гидравлическое сопротивление. Отложения на лопатках дымососов приводят к разбалансировке тягодутьевых машин. Для уменьшения отложений современные скрубберы имеют тефлоновое покрытие уязвимых частей. Коррозия газоходов, вызываемая брызгоносом, приводит к значительным подсосам воздуха. Одновременно следует иметь в виду, что повышенный брызгонос из мокрых аппаратов понижает температуру отходящих дымовых газов (ниже расчетной), ухудшая тем самым рассеивание их в атмосфере.

Отложения, образующиеся на внутренних стенках корпуса, периодически отваливаются и закупоривают выходной патрубок в днище аппарата. Это может привести к накапливанию воды в нижней части скрубберов и переливу ее во входной патрубок, прорыву пробки положений и выбросу избытка воды через гидрозатвор в МО. Эксплуатация скрубберов предусматривает необходимость вести наблюдения за форсунками и соплами и своевременно их прочищать. Чем качество топлива будет ниже тем чаще необходимо проводить осмотр и чистку. Для предупреждения конденсации водяных паров по газовому тракту пылеуловителя необходимо следить за температурой дымовых газов, выходящих из аппарата, которая должна быть выше температуры точки росы на 20-30°C. Необходимо также следить за непрерывностью вытекания шлама через гидравлический затвор и за состоянием внутренней поверхности пылеуловителя. Эксплуатация мокрых пылеуловителей скоростного газопромывателя особое внимание уделяет наблюдению за расходом и температурой газа, расходом воды, подаваемой на орошение, гидравлическим сопротивлением аппарата. Для этого установка должна быть оборудована соответствующими приборами контроля.

При остановке каплеулавливателя на ремонт или периодическую промывку доступ людей внутрь пылеуловителя должен производиться соблюдением правил безопасности, предусмотренных инструкцией по эксплуатации. Если необходимо попасть внутрь аппарата через люк, находящийся в цилиндрической части аппарата, осуществляют соответствующие мероприятия,ключающиеся либо в устройстве подмостков внутри аппарата (с закреплени-

ем опорных балок в отверстиях смотровых люков), либо в закреплении под люком монтажной люльки с пропуском цепей через отверстия смотровых люков.

Положительные стороны скрубберов:

- в качестве топлива можно использовать традиционный высокосернистый мазут;
- инфраструктура снабжения судов бункерным топливом не меняется;
- низкая стоимость топлива (ниже стоимости дизельного топлива или СПГ).

Отрицательные стороны:

- необходимость разместить на судне оборудование скруббера с удельным весом 4,9 кг/кВт мощности судовых силовых установок;
- необходимо держать на судне значительный запас 50%-го раствора каустической соды для работы скруббера;
- необходимость производить очистку водного раствора сульфатов образующихся в результате работы скруббера от механических примесей и частиц не сгоревшего топлива;

Вывод.

На сегодняшний день использование скрубберов является хорошей альтернативой перехода на малосернистые сорта топлива. Для надежной и постоянной работы скруббер нуждается в компетентной и грамотной эксплуатации. Достаточно быстро наступает его окупаемость и далее более низкая стоимость эксплуатации СЭУ.

#### *СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ*

1. Марков В.А. Токсичность отработавших газов дизелей / В.А. Марков, Р.М. Баширов, И.И. Габитов, В.Г. Кислов. М.: Изд-во Моск. гос. Техн. Ун-та им. Н.Э. Баумана, 2002. 376 с.
2. Волошин В.П. Охрана морской среды: учеб. пособие / В.П. Волошин. Л.: Судостроение, 1987. 208 с.
3. Иванченко А.А. Техника и технология нейтрализации в отработавших газах СЭУ / А.А. Иванченко: учеб. пособие. СПб.: изд-во СПГУВК, 2012. 111с.

# **ПОЗАСЕКЦІЙНІ ДОПОВІДІ**

УДК 531.1

Маликов И.А. , рук. ст. препод. Каштаков В.Д., доц. Касилов Ю.И.  
Одесская национальная морская академия

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ФИТОПЛАНКТОНА И ЗООПЛАНКТОНА В МОНИТОРИНГЕ МОРСКОЙ СРЕДЫ**

Мониторинг в широком смысле или экологический мониторинг определяется как комплексная система наблюдений, оценки и прогноза изменений состояния экосистем под влиянием антропогенных воздействий (Николаевский, 1981)

Биомониторинг предполагает создание системы наблюдений, оценки и прогноза любых изменений в биоте, вызванных факторами антропогенного происхождения (Бурдин, 1982). Иными словами, биомониторинг - это средство управления качеством среды с помощью живых организмов в качестве датчиков. (Егивеч, Е.А, 1981).

На уровне организмов биомониторинг должен сочетать морфологические, экологические, биохимические (АТФ, ферменты), физиологические (потребление кислорода, скорость роста, размножения и др.) характеристики.

Основы биологического мониторинга должны составлять лабораторные наблюдения, так как его главная задача установления эффектов хронического отравления (замедление роста, ускорение старения и другие), который трудно определить при полевых наблюдениях (Филиппова и другие, 1978).

Натурные наблюдения при проведении биологического мониторинга включает в себя работы с использованием физико-химических методов анализа и биоиндикации. Контроль помощью биоиндикаторов не заменит, а дополняет физико-химические методы анализа.

Биоиндикация базируется на чувствительности гидробионтов к изменениям окружающей среды. Для надежного использования биоиндикаторов они должны быть хорошо изучены, биоиндикация нуждается в строгом научном обосновании и стандартизации.

Предложено множество тест-объектов (более 180) Для оценки состояния гидросферы в зоне активного антропогенного воздействия человека. Однако, чтобы патологический эффект мог служить индикатором загрязнения, он должен быть специфичным, легко наблюдаемым, желательно - поддающимся количественному выражению

Наиболее надежные общебиологические показатели: выживаемость и плодовитость (Филенко, Исакова, 1981 рекомендуют использовать поведенческие реакции. Причем мониторинг водной системы должен осуществляться в период её наибольшей стабильности, а не в момент воспроизведения тест-организмов.

В решении задач биологического мониторинга морской воды особенно важно определить чувствительные индикаторы (виды и биоценозы) для ранней диагностики отклонений от нормы в жизни данного водоема (Зайцев, 1981).

В подборе организмов мониторов следует отдавать предпочтение низшим организмом как наиболее чувствительным.

Эти организмы должны быть доступны круглый год или как можно дольше, они должны быть экологически индикаторами или экономически важными видами. Необходима их генетическая и фенотипическая однородность, если возможно желателен клоновый материал. Авторы предлагают использовать культуры водорослей, ракообразных и др.

Как объект биотестирования предложили морские водоросли. Отмечены хорошие результаты по показателю "динамика интенсивности копепод" под действием антропогенного пресса.

С.А. Патин (1979) считает, что в число наиболее приемлемых и показательных тестов для контроля и прогноза биологического действия загрязняющих веществ на морские организмы и сообщества следует отнести выполнение унифицированных эколого-токсикологических экспериментов с массовыми видами фито- и зоопланктона в культуре и их природными сообществами *in situ*.

Исследования с планктонными ракообразными в качестве тест-объектов показывает высокую чувствительность по многим загрязняющим веществам. Наиболее удобен ракоч *Artemia salina*, легко культивируемый в воде различной солености. Однако в связи с экологической непредставительностью (обитания в солоноватоводных лиманах и озерах) и высокой токсикорезистентностью рекомендуют проводить параллельные исследования с более чувствительными зоопланктонными организмами. (Переладов, 1981).

В последнее время появляется работы с предложением использовать для изучения судьбы антропогенных загрязнителей модельные планктонные экосистемы в условиях, приближенных к естественным.

Многие авторы предлагают производить биотестирование природных вод на представителях разных звеньев трофической цепи - протококковых одноклеточных водорослей, брюхоресничных инфузориях и ветвистоусых раках.(Троздов и др.1981).

Проведение биотестирования на одноклеточных водорослях, простейших и ракообразных показало общую согласованность результатов биотестирования на гидробионтах различных таксономических групп.

Разработанные и используемые биотесты на одноклеточных водорослях, простейших и ракообразных характеризуется относительной простотой, чувствительностью и экспрессностью и могут быть рекомендованы для внедрения в практику биотестирования. (Патин, 1981).

## *СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.*

1. Николевский В.С., Биомониторинг, его значение и роль в системе экологического мониторинга и охране окружающей среды. В кн: «Методические и философские проблемы биологии» Новосибирск, 1981, 341-354.
2. Бурдин К.С. Теоретические и практические аспекты биологического мониторинга загрязнения морской среды. В кн. Разработка и внедрение на комплексных фоновых станциях методов биологического мониторинга, т. 1., Рига, Знание, 1982, с 46-61.
3. Угобань А.В. Научные аспекты организации биологического мониторинга состояния экосистемы Балтийского моря. «Комплексы глобального мониторинга загрязнения окружающей среды» «Тр. Международного Симпозиума, Рига, 1978» 1, 1980. 332-339.
4. Филиппова Г.М. и др. О структуре и задачах экологического мониторинга. В кн. «Проблемы Экологического мониторинга и моделирования экосистем» т. 1, 1978. С. 19-32.
5. Филенко О.Ф. Исакова Е.Ф. «Предсказание токсического эффекта загрязняющих веществ на гидробионтов в отдалённый период на основе данных опытов.
6. Зайцев Ю. П., Задачи гидробиологии в деле охраны и использования водных ресурсов гидроб. Ж. 1987, 17, №1, 11-13.
7. Патин С.А., 1979 глава 11.
8. Переладов М.В. и др., 1987. «Использование планктонных ракообразных в качестве тест-объектов в экологических экспериментах. «Биотестирование природных и сточных вод». М., 1981., 36-43.
9. Алексеев В.В., 1980 Теоретические и экспериментальные исследования экологических систем.. Итоги науки и техн. ВИНИТИ, Общ. Экологическая биоценология. «Гидрография» 5, 58-104.
10. Гвоздев А.О. и др. биотестирование поверхностно активных веществ. «Биотестирование природных и сточных вод». М., 1981, 64-69.
11. Патин С.Г. и др., 1987 Некоторые результаты токсикологического биотестирования сточных вод химического производства. «Биотестирование природных и сточных вод» М., 1987., 44-48.

УДК 531.1

Присяжнюк М.Р., рук. ст. препод. Каштаков В.Д., доц. Касилов Ю.И.  
Одесская национальная морская академия

## ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ СОБВ (СТАНЦИИ ОЧИСТКИ БАЛЛАСТНЫХ ВОД) НА АКВАТОРИЮ ОДЕССКОГО ЗАЛИВА

Украинское Причерноморье имеет уникальный природно-ресурсный потенциал, в составе которого высокооцененные агропромышленные ресурсы, уникальные биосферные ресурсы, которые охватывают заповедные природные комплексы, биоценозы и экосистемы низовья Дуная, Днестра, Днепра, лиманов, морских побережий, кос, морского шельфа и в то же время в данном регионе расположен громадный портово-промышленный комплекс. Тут в достаточной степени развиты все виды транспорта, что делает регион узловым в многочисленных проектах международных транспортных коридоров и в транспортной системе стран ЧЭС (Черноморское экономическое сообщество).

В приморской полосе региона расположены его главные экономические центры - портово-промышленные комплексы (ППК). Главный среди них - Одесский ППК, который включает морские порты Одесский, Ильичевский, Южный, Белгород-Днестровский, а также соответствующие города и промышленные зоны.

В новых политических условиях значение региона усиливается в связи с необходимостью развития на качественно новом уровне международного сотрудничества Украины, его транспортно-распределительных и транзитных функций, импорта нефти и экспорта сырьевых ресурсов и продуктов с Украины. Регион играет очень важную роль «морского фасада» страны, но при огромном желании оформить этот фасад, как можно лучше, в экономическом плане, «оформители» не замечают ухудшения экологической обстановки, в связи со своей деятельностью.

В данной работе проводится анализ деятельности станции очистки балластных (льяльных) вод на акваторию Одесского залива. Станция очистки балластных вод предназначена для очистки производственных нефтесодержащих сточных вод от нефтепродуктов, взвешенных веществ, анионных ПАВ с использованием современных физико-химических методов; в очищенной сточной воде содержание взвешенных веществ не должно превышать 2 мг/л; нефтепродуктов – 0,1 мг/л; А ПАВ < 2,0; pH 6,5-8,5.

СОБВ обеспечивает на протяжении двух месяцев стабильную очистку стоков до остаточных содержаний взвешенных веществ ~1мг/л, АПАВ <0,1 мг/л, нефтепродуктов -0,05 мг/л, pH -6,5-7,5. Кроме того, значение контролируемого показателя "содержание железа общего" в очищенном стоке находится на уровне и в отдельные периоды менее предельно допустимой концентрации для водоемов рыбохозяйственного значения.

Содержание растворенного кислорода (-6 мг/л) соответствует нормам сброса сточных вод в водоемы рыбохозяйственного значения.

Существует возможность возвращения неудовлетворительно очищенной воды на повторную обработку.

Отведение очищенных сточных вод осуществляется в Одесский залив Черного моря.

Анализ данных многолетнего мониторинга района сброса, свидетельствует об относительно удовлетворительном состоянии этой акватории:

концентрация большинства контролируемых показателей значительно ниже их предельно допустимых значений для водоемов рыбохозяйственного значения;

концентрация биологически окисляемых органических соединений, выраженная через БКПполн. находится в отдельные периоды на уровне и ниже ПДК;

периодически наблюдается повышение концентрации нефтепродуктов и железа общего, однако производственная деятельность СОБВ не является источником этого загрязнения воды.

Процессы самоочищения водоема протекают эффективно, что подтверждает высокая концентрация растворенного кислорода, отсутствие острой токсичности и эвтрофирующего эффекта морской акватории, ее микробиологический состав с преобладанием автохтонных микроорганизмов (собственное микронаселение морского водоема, обусловленное физическими и химическими свойствами воды и ее происхождением) и практически полном отсутствии аллохтонных микроорганизмов (-1,5%).

По совокупности химического и микробиологического состава морская акватория района сброса СОБВ относится к мезасапробной зоне (слабо загрязненная зона).

Аналогично можно охарактеризовать и фоновую акваторию ближнего рейда. Отличие заключается только в том, что в ней происходит уменьшение концентраций нефтепродуктов и железа общего, практически не обнаруживаются фенолы, АПАВ, нитраты, доля аллохтонных микроорганизмов составляет -0,5% в общем числе сапрофитов.

Таким образом, отрицательное влияние производственной деятельности СОБВ на акваторию одесского залива в районе сброса незначительно.

### Заключение

Существует пять методов обработки балластной воды для минимизации риска сброса нежелательных организмов и различных загрязняющих веществ.

Первый метод — исключение сброса балласта вообще. Он наиболее надежен и применяется в тех случаях, если сброс балластных вод запрещен полностью. Понятно, что этот способ не очень практичен.

Второй — уменьшение концентрации морских организмов в принимающей на борт балластной воде. Это может быть достигнуто путем ограничения количества принимаемой балластной воды, а также путем выбора места приема балласта.

Третий заключается в обработке балластной воды на борту судна. Разработаны определенные технологии этого процесса, рекомендуемые руководством ИМО по обработке балласта. Такая обработка может осуществляться следующими способами:

физическим (нагревание, обработка ультразвуком, ультрафиолетовым излучением, магнитным полем, ионизация серебром и т.п.);

механическим (фильтрование, внесение изменений в конструкцию судна, применение специальных покрытий танков и т.п.);

— химическим (озонирование, удаление кислорода, хлорирование, применение биореагентов и т.п.);

биологическим воздействием с целью уничтожения вредных микробов.

К сожалению, среди перечисленных способов пока нет достаточно эффективных и экономичных. Кроме того, такая обработка, как правило, включает применение химикатов (самый доступный пока способ), что может нанести урон окружающей среде.

Четвертый метод — береговая обработка.

Пятый заключается в смене балласта в водах открытого океана. Ее осуществляют последовательным способом либо путем прокачивания забортной воды через уже заполненные балластные танки.

Анализируя приведенные пять методов, можно сделать вывод, что практически применимыми и экономико-экологически эффективными является в настоящее время только четвертый.

#### *СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.*

1. Лиманчук С. Опасности балластных вод // Порты Украины. - 2000. - №6. - С. 60 - 62.
2. Сагайдак А., Торский В. Пути решения проблемы балластных вод // Порты Украины. - 2000. - №5. - С. 58 - 62.
3. Ступени роста // Порты Украины. - 2002. - №4. - С. 46 - 52.
4. Яценко В., Яценко А. Транзитные нефтепотоки // Порты Украины. - 2002. - №4. - С. 52 - 54
5. Долинский С. За чистое море // Порты Украины. - 2002. - №2. - С. 34 — 36
6. Проект временно согласованных сбросов загрязняющих веществ, поступающих в акваторию Черного моря с очищенными сточными водами СОБВ: ЮжНИИМФ. - Одесса, 1998. - 73с.

**РАБОТА МЕЖДУНАРОДНОГО МОРСКОГО СООБЩЕСТВА ПО  
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ ЗАЩИТЫ МОРСКОЙ СРЕДЫ ОТ  
ЗАГРЯЗНЕНИЯ БАЛЛАСТНЫМИ ВОДАМИ С СУДОВ. ВОПРОСЫ  
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ МЕТОДОВ И СРЕДСТВ ОЧИСТКИ  
БАЛЛАСТНЫХ ВОД НА СУДАХ**

Технология перевозки грузов морским транспортом предусматривает наличие на борту судна определенного количества забортной воды (от нескольких сотен литров до более чем ста тысяч тонн в зависимости от типа судна и его размера). Это необходимо для того, чтобы при отсутствии на борту груза, обеспечить остойчивость судна и его посадку, а также достаточно заглубление винта и руля судна, необходимое для эффективного их использования. Таким образом достигается обеспечение управляемости судна и его безопасности. Некоторые типы судов требуют постоянного наличия достаточно больших количеств балласта для регулировки посадки судна (кrena и дифферента) в процессе рейса.

Естественно, в забортной воде могут содержаться различные живые существа – от бактерий и мелких водорослей до моллюсков, медуз и даже небольших рыб, то есть все, что может проникнуть на судно через заборники балластной воды и насосную систему. Кроме того, в забортной воде, используемой в качестве балласта, могут содержаться вредные для человека или природной среды водные организмы. По приблизительным оценкам ежедневно во всем мире может транспортироваться с балластной водой до трех тысяч различных видов морских живых существ.

Как правило, такие организмы сохраняют способность к жизнедеятельности даже после продолжительных морских переходов. Сброс балласта, содержащего чужеродные для данного района организмы, может нанести ущерб рыболовству, местным кораллам, аквакультурным фермам и другим сферам деятельности, и даже стать причиной возникновения инфекций. Следует отметить, что вредными могут являться в данных обстоятельствах не только возбудители инфекций или, например, хищные рыбы, но и вполне мирные в своей нормальной среде обитания существа.

Стремительно возрастающая интенсивность морского судоходства за последние десять лет обострила эту проблему до предела – только в водах США ежегодно сбрасывается 57 миллионов тонн балластной воды. Сброс балласта, как правило, не заметен зрительно, его трудно обнаружить без применения специальных исследований (в отличие, скажем, от сброса нефтесодержащих вод), однако последствия могут быть даже неизмеримо более катастрофичными.

Ущерб, нанесенный чужеродными морскими организмами новой среде обитания происходит из-за нарушения природного баланса морской экосистемы.

стемы, что грозит зачастую полным вымиранием каких-либо местных видов флоры и фауны. Это происходит вследствие того, что чужеродные организмы, как правило, не имеют в новой среде обитания естественных противников, которые поддерживают баланс экосистемы, в результате чего происходит интенсивное размножение таких «пришельцев» и угнетение ими местных форм жизни. Таким образом, можно сделать неутешительный вывод о том, что нанесенный чужеродными морскими организмами ущерб ликвидировать практически невозможно, по крайней мере, на сегодняшний день науке неизвестны достаточно эффективные и безвредные способы восстановления баланса морской экосистемы.

В качестве подтверждения этого приведем характерные примеры ущерба, нанесенного в результате сброса балласта, содержащего чужеродные морские организмы.

Еще в 1903 году было отмечено появление в Северном море типично азиатского вида фитопланктона – водоросли *Odontella*. Считается, что этот вид был перенесен в новую среду обитания именно с балластной водой. Это было первое официально зафиксированное явление такого рода, которое привело к угнетению аналогичных местных форм.

Вплоть до 70-х годов данной проблеме не уделялось должного внимания, пока последствия не стали поистине катастрофическими. Совершенно безобидные на первый взгляд европейские полосатые мидии за десять лет нанесли американским Великим Озерам ущерб, приближающийся к пяти миллиардам долларов США. Эти моллюски блокируют водозаборы пресной воды, приводят к обрастианию навигационных буев, что ведет к их притоплению и делает невозможным использование в навигационных целях, а также береговых сооружений. По мнению специалистов, полное их удаление уже невозможно, на борьбу с ними правительства США и Канады уже потратили пять миллионов долларов (данные 2000 года).

Другой организм, который наносит вред Великим Озерам – миноги, ущерб от которых достигает миллионов ежегодно, так как они разрушают коммерческие рыбные запасы. Появление в конце 90-х годов круглых бычков и ершей, агрессивно вытесняющих местную рыбу, причинило серьезное беспокойство и вызвало необходимость принятия дорогостоящих ограничительных мер.

Занесенные в южную Австралию североазиатские бурые водоросли получили столь широкое распространение, что практически вытеснили местные формы. Кроме того, в австралийских водах были обнаружены: бычки из северо-восточной Азии, японские окунь, лещи из Аравийского моря, беспозвоночные из Новой Зеландии и Чили, азиатские моллюски, японские и средиземноморские морские слизни, японские ламинарии, морские звезды с Аляски и пр.

Наиболее пострадавшей от вторжения инородных морских организмов акваторией мирового океана считается залив Сан-Франциско. В его водах было обнаружено более 220 видов морских организмов чужеродного проис-

хождения, которые составляют 90% биомассы залива. Во многих его местах даже трудно найти местные водные организмы.

В залив Сан-Франциско впадает река Сакраменто, которая снабжает водой для орошения один из самых плодородных в мире сельскохозяйственных районов – Центральную Долину Калифорнии. Появление вредных пресноводных организмов (например, полосатых мидий) может привести к потере миллиардов долларов ежегодно. Кроме того, внедрение нежелательных организмов (4-5 новых видов в год) существенно осложняет процесс управления водными ресурсами, так как вносит в него погрешности и делает невозможным сравнение ежегодных результатов этого процесса [6].

Эта проблема касается не только США. Рыболовство в Черном море теряет сотни тысяч тонн рыбы в год из-за привнесенного в середине 80-х годов с балластной водой из Америки желеобразного медузоподобного гребневика Мнемиопсис. Добыча рыбы здесь снизилась с 650 000 тонн рыбы в год в начале 80-х до менее чем 15 000 тонн в год в настоящее время.

К сожалению, Черным морем эта история не ограничилась. Начиная с 1996 года, туркменские рыбаки начали замечать в своих сетях «странных медуз». Это был тот же самый Мнемиопсис, который уже создал такие грандиозные проблемы в Черном море. В Каспийское море он был занесен с балластной водой танкеров, перевозящих нефть с Каспийских нефтяных разработок по Волго-Донскому каналу (естественно, что обратно на Каспий танкера идут в балласте).

Для Каспийского моря это может окончиться громадной экологической катастрофой – за миллионы лет в этом море сложилась уникальная, не имеющая аналогов в мире экосистема, эндемизм (содержание уникальных видов) которой составляет 42%, а для некоторых групп животных – 100%. Экономике стран Каспийского бассейна также может быть нанесен невосполнимый ущерб – только в этом регионе производится и экспортируется наиболее качественная икра осетровых рыб.

Устричные плантации во всем мире были поражены красными приливыми, также вызванными перемещениями небольших одноклеточных водорослей с судовым балластом. Эти водоросли приводят к гибели устриц, известно также много случаев отравления людей и даже смертельных случаев, вызванных употреблением таких устриц в пищу.

Предполагается, что холерный вибрион был завезен из Азии в Латинскую Америку именно с балластной водой.

Увеличение размеров судов, скорости и частоты рейсов приводит к необходимости более частой балластировки судов, а также к увеличению объемов принимаемого балласта (ежегодно перемещается около 10 миллиардов тонн балластной воды). Это, в свою очередь, приводит к увеличению вероятности загрязнения прибрежных вод сбрасываемым балластом [6].

Как видно из приведенных примеров, транспортировка чужеродных морских организмов на морских судах является не только большой биологической проблемой, но и проблемой безопасности мореплавания, рыболовства и

рыбоводства, сельского хозяйства, а в конечном счете – огромной экономической проблемой.

Таким образом, можно сделать вывод о необходимости принятия серьезных мер для избежания неприятных последствий заражения прибрежных вод.

#### Международные документы

Возрастающее международное значение решения проблемы переноса морских организмов с водяным балластом не могло не привести к созданию определенных документов на уровне ООН и ИМО. Так, например, Конвенция ООН по морскому праву требует от подписавших ее государств «принимать все необходимые меры для предотвращения, ограничения и контроля намеренного или случайного внедрения биологических организмов, чужеродных или новых, в любую часть морской среды, которое может вызвать существенные изменения или вредные последствия».

Для частичного решения этой проблемы в ИМО разработано “Руководство по предотвращению переноса опасных и патогенных водных организмов с судовым водяным балластом” (“Guidelines for the control and management of ship's ballast water”). Его переработанная редакция принята резолюцией А.868(20).

ИМО принято ряд документов регламентирующих правила защиты морской среды от загрязнения балластными водами с судов.

Основными являются:

1. Международная конвенция о контроле судовых балластных вод и осадков и управления ими 2004 года.
2. Приложение. Правила контроля судовых балластных вод и осадков и управления ими.
3. МКУБ, принят Организацией резолюцией А.741(18), с поправками.
4. Резолюция А.868(20) принятая 27 ноября 1997 года. Руководство по контролю и управлению балластными операциями на судах в целях сведения к минимуму переноса вредных водных организмов и патогенов.
5. Резолюция МЕРС.124(53) Принята 22 июля 2005 года Руководство по замене балластных вод (Р6).
6. Инструкция по разработке судовых руководств па безопасной замене балласта в море. НД № 2-029901-003С.П. 2006г

**МЕЖДУНАРОДНАЯ КОНВЕНЦИЯ О КОНТРОЛЕ СУДОВЫХ БАЛЛАСТНЫХ ВОД И ОСАДКОВ И УПРАВЛЕНИИ ИМИ 2004 ГОДА .**  
Документ в силу не вступил. Дата принятия:13 февраля 2004

Настоящая конвенция была одобрена Дипломатической конференцией в феврале 2004 года. Разработана в рамках деятельности Международной морской организации (ИМО) и содержит нормы и правила обращения с балластными водами и осадками с целью предотвращения переноса с ними нежелательных водных организмов и патогенов.

Водяной балласт необходим для безопасной и эффективной эксплуатации современного судна, но в то же время, он может представлять серьезную угрозу экологии, экономике и здоровью.

Внесение нежелательных видов в морские экосистемы признано международным сообществом одной из четырех основных угроз Мировому океану.

Конвенция нацелена на внедрение в практику:

- более безопасных и эффективных методов управления водяным балластом, которые позволяют предотвратить и свести к минимуму опасность для окружающей среды и здоровья человека, связанную с переносом вредных водных и патогенных организмов;
- посредством контроля водяного балласта и осадков судов и управления ими предупредить загрязнение морской среды;
- избежать нежелательного побочного воздействия этого контроля;
- поощрять разработки в области науки и технологий по тематике, связанной с обращением с балластными водами.

Конвенция распространяется на все суда, которые имеют право плавания под флагом Стороны, за исключением судов, которые не спроектированы или не построены для перевозки балластных вод, или которые эксплуатируются в водах под юрисдикцией этой Стороны, если не решено иное [1].

**Конвенция регулирует следующие основные группы вопросов:**

- предотвращение, сведение к минимуму и окончательное устранение опасности для окружающей среды, здоровья человека, имущества и ресурсов, связанной с переносом вредных водных и патогенных организмов, посредством контроля судовых балластных вод и осадков и управления ими;
- обязательства государства порта в части освидетельствования судов и выдачи необходимых свидетельств, а также контроля выполнения требований конвенции;
- обязательства государства флага в части обеспечения выполнения требований конвенции на судах.

Для реализации положений Конвенции в водах, под юрисдикцией Сторон, будут установлены районы замены балластных вод.

В портах должен быть организован отбор и анализ проб балластных вод, которые будут проводиться по решению портовых властей, без вынужденной задержки судов (Статья 9). В портах и на терминалах, где производится очистка или ремонт балластных танков, будут предоставляться достаточные сооружения приема осадков из балластных танков (Статья 5).

Страна Конвенции, может предоставлять изъятия (Правило А-4) из правил Конвенции, если судно эксплуатируется исключительно между конкретными портами, такие изъятия предоставляются с учетом Руководства по оценке риска.

Стоит упомянуть, что Конвенцию приняли уже 42 государства, чей общий тоннаж флота составляет 32% от общемирового.

По состоянию на Октябрь 15, 2014 9:41 Конвенция еще не вступила в силу:

-необходимое количество стран участниц достигнуто и составляет 42 (при необходимых 30), но тоннаж торгового флота присоединившихся стран составляет только 32 % (при необходимых 35 %).

Вступление конвенции в силу произойдет через 12 месяцев после достижения указанных условий.

Дипломатическая конференция в феврале 2004 года, на которой была принята Международная конвенция о контроле судовых балластных вод и осадков и управления ими 2004 года, обратилась к государствам членам, в сотрудничестве с ИМО, другим заинтересованным государствам и международным органам, компетентным международным или региональными организациям, содействовать оказанию поддержки государствам, которые обращаются за технической помощью, и, непосредственно или через ИМО, оказывать такую поддержку для:

а) оценки значения ратификации, принятия, утверждения Конвенции или присоединения к ней, а также ее осуществления и обеспечения выполнения;

б) разработки национального законодательства и организационных мероприятий для введения в действие Конвенции;

в) подготовки научного и технического персонала для проведения исследований, мониторинга и обеспечения выполнения (например, оценка опасностей балластных вод, наблюдение за инвазивными морскими видами, системы мониторинга и раннего предупреждения, отбор проб балластных вод и их анализ), включая, при необходимости, поставку требуемого оборудования и средств, с целью укрепить национальные возможности;

г) обмена информацией и технического сотрудничества в отношении сведения к минимуму опасностей для окружающей среды и здоровья людей в результате переноса вредных водных и патогенных организмов посредством контроля судовых балластных вод и осадков и управления ими;

д) исследований и разработки усовершенствованных методов управления балластными водами и их обработки; и

е) установления специальных требований в определенных районах в соответствии с разделом С правил Конвенции;

Конференция

- просит далее международные учреждения и организации по развитию поддерживать, в том числе путем предоставления необходимых ресурсов, программы технического сотрудничества в области контроля судовых балластных вод и осадков и управления ими в соответствии с Конвенцией;
- предлагает Комитету по техническому сотрудничеству ИМО продолжить осуществление деятельности по созданию потенциала в области контроля судовых балластных вод и осадков и управления ими в рамках Объединенной программы технического сотрудничества Организации для под-

- держки эффективного осуществления и обеспечения выполнения Конвенции развивающимися странами;
- настоятельно призывает все государства предпринять действия в связи с вышеупомянутыми мерами в области технического сотрудничества, не дожидаясь вступления в силу Конвенции [1].

Всемирная программа по обработке водяного балласта Борьба с переносом водных организмов с водяным балластом является большой и трудной задачей даже для развитых стран, тем более она является сложной для стран развивающихся, поскольку требует в первую очередь больших финансовых затрат.

Для организации помощи развивающимся странам в решении вопросов, связанных с водяным балластом, была создана специальная Всемирная программа по обработке балластной воды (Global Ballast Water Management Programme - GloBallast). С целью осуществления этих задач во всем мире создано шесть центров по изучению и решению этой проблемы:

- Далянь (Китай) – Восточная Азия;
- Мумбай (Индия) – Южная Азия;
- Остров Харг (Иран) – Ближний Восток;
- Кейптаун (Южная Африка) – Африка;
- Одесса (Украина) – Восточная Европа;
- Сепитиба (Бразилия) – Южная Америка.

В будущем, в случае успешной работы этих центров, планируется расширить их сеть и создать подобные центры в каждом регионе.

Финансирование программы осуществляется через специальный фонд – GEF (The Global Environmental Facility), который был создан для осуществления различных международных программ в области защиты окружающей среды (борьба с разрушением озонового слоя, глобальным потеплением, загрязнением моря и т.п.). Руководство этим фондом осуществляется Мировым банком, и программами ООН: Программой Развития и Программой охраны природной среды.

Программа технической помощи ИМО GloBallast позволит оказывать такую помощь менее развитым странам для выполнения требований ИМО в отношении водяного балласта. Её цели сводятся к следующему:

- помощь развивающимся странам в уменьшении вероятности переноса нежелательных водных организмов с водяным балластом;
- содействие тем странам, которые уже заявили о добровольном соблюдении положений ИМО об обработке водяного балласта, увеличение количества таких стран;
- помощь таким странам после вступления в силу обязательных требований ИМО.

Всемирная программа по обработке водяного балласта проводится под эгидой Организации Объединенных Наций, ее непосредственное осуществление возложено на ИМО. Для достижения перечисленных целей ИМО через упомянутые региональные центры проводит ряд определенных

мероприятий, к ним относятся:

- координация осуществления программы и руководство ее выполнением;
- связь, обучение и уведомления;
- оценка риска;
- меры по управлению водяным балластом;
- соответствие, введение в действие и мониторинг программы;
- помочь в разработке и введении в действие национального законодательства по данному вопросу;
- региональное сотрудничество и расширение зоны действия программы;
- ресурсы и финансирование.

Особо важным фактором при осуществлении данной программы является налаживание международного сотрудничества по этой проблеме. Это возможно только путем введения общепринятых международных стандартов, поскольку введение какими-либо странами односторонних мер может сорвать выполнение данной программы. Вот почему столько внимания уделяется обмену информацией по проблеме водяного балласта между странами – членами ИМО.

Программа GloBallast показала свою эффективность и необходимость, в связи с чем срок ее действия продлен до марта 2004 года.

#### Методы обработки балластной воды

Поскольку балластировка судов является в настоящее время неотъемлемой частью морских перевозок и избежать этого процесса невозможно, то основным путем пресечения распространения нежелательных микроорганизмов является предотвращение их сброса с судов в портах. В соответствии с опубликованными в последнее время Записками Американского Бюро Судоходства, посвященным процедурам смены балласта, существует пять методов обработки балластной воды для минимизации риска сброса нежелательных организмов, причем каждый из них имеет свои недостатки.

При выборе метода обработки балласта всегда следует помнить, что он должен отвечать следующим критериям:

- он должен быть безопасным;
- он не должен наносить вред окружающей среде;
- он должен быть экономичным;
- он должен быть эффективным.

**Первый метод** – исключение сброса балласта вообще. Это самый надежный способ, он применяется в тех случаях, если сброс балластных вод запрещен полностью. Понятно, что этот способ не очень практичен.

**Второй путь** – уменьшение концентрации морских организмов, содержащихся в принимаемом на борт водяном балласте. Это может быть достигнуто путем ограничения количества принимаемого водяного балласта, а также путем выбора мест приема балласта (не следует принимать балласт на

малых глубинах, районах застоя воды, поблизости от мест слива сточных вод и дноуглубительных работ и районов обнаружения патогенных микроорганизмов).

**Третий метод** заключается в обработке водяного балласта на борту судна. Уже разработаны определенные технологии этого процесса, рекомендуемые Руководством ИМО по обработке балласта. Такая обработка может осуществляться следующими способами:

- физический (нагревание, обработка ультразвуком, ультрафиолетовым излучением, магнитным полем, ионизация серебром, и т.п.);
- механический (фильтрование, внесение изменений в конструкцию судна, применение специальных покрытий танков и т.п.);
- химический (озонирование, удаление кислорода, хлорирование, применение биореагентов и т.п.);
- биологическое воздействие – добавление в балластную воду хищных или паразитных организмов с целью уничтожения вредных микроорганизмов.

К сожалению, среди перечисленных способов пока нет достаточно эффективных и экономичных. Так, например, механическая обработка путем сепарирования или фильтрования занимает много времени и не обеспечивает отделение микроорганизмов. Есть необходимость удаления осадков, образующихся в результате фильтрования.

Применение химикатов (самый доступный пока способ) само по себе влечет ряд проблем: в первую очередь это очевидный риск для здоровья экипажа, неизбежная коррозия балластных насосов, трубопроводов, покрытий танков и других частей балластной системы, а также, разумеется, загрязнение этими химикатами морской среды в результате их сброса вместе с балластом.

Физическое же воздействие ультрафиолетовыми лучами, ультразвуком, нагревание балластной воды также несет большой риск для здоровья экипажа, может вызвать эффект коррозии, а в случае сброса горячей воды – повредить местную морскую экосистему. Большой минус при использовании физического воздействия – оно не дает стопроцентной гарантии уничтожения патогенных микроорганизмов.

**Четвертый метод** – береговая обработка – по мнению Американского Бюро Судоходства имеет ряд преимуществ. Однако необходимо учесть, что многие суда не имеют возможности сдавать водяной балласт на береговые приемные сооружения. Что касается портов, то далеко не все из них могут предоставить судну соответствующие приемные сооружения. При этом мало вероятно, что в ближайшее время порты начнут строить приемное оборудование для водяного балласта, имея еще много не решенных проблем с приемным оборудованием, требуемым правилами Конвенции МАРПОЛ.

Существует также идея возврата балластной воды в тот порт, где она была принята на борт. Разумеется, серьезно об этом говорить не приходится,

кроме, возможно, применения на пассажирских судах, где (пока теоретически) такой вариант можно рассмотреть.

**Пятый метод** заключается в смене балласта в водах открытого океана или его разбавлении.

**Другие методы.** Существуют и другие методы решения проблемы. К ним относятся:

- **Сертификация чистого балласта** – заключается в получении судном лабораторного сертификата в порту приема балласта. В таком сертификате должно оговариваться, что в судовом балласте отсутствуют водные организмы, которые могут быть опасны в порту сброса. Очевидно, что не может быть достаточно эффективным.

- **Сохранение балласта на судне в течение длительного времени** – в воде, которая находится в судовых танках более 100 суток, практически все водные организмы погибают ввиду отсутствия света и высокого содержания железа в воде. Однако абсолютное большинство судов не имеет возможности сохранять балласт на борту в течение более чем трех месяцев.

- **Электролитическое генерирование ионов меди и серебра** – метод достаточно эффективен, однако некоторые организмы могут адаптироваться к воздействию ионов меди и серебра, кроме того воздействие высокой концентрации этих веществ на природную среду еще недостаточно изучено[1.2.3.4.7].

Существуют и предложения по региональному решению проблемы: морская администрация Нидерландов, например, предложила странам Персидского залива организовать перевозку пресной воды в балластных танках танкеров во время балластных переходов из Европы в страны Залива.

Справедливости ради необходимо отметить, что руководство программы GloBallast получает новые предложения по решению проблемы водяного балласта каждую неделю. Среди которых есть и экзотические. Например, строительство судов с подъемным днищем (после выгрузки днище судна перемещается вверх до уровня твиндечной палубы для уменьшения погруженного объема корпуса).

Анализируя основные методы , можно сделать вывод, что практически применимыми и эффективными являются в настоящее время только второй и пятый методы. Второй метод, безусловно, наиболее прост и логичен, а с точки зрения хорошей морской практики его необходимо применять во всех случаях планируемого приема балласта. Однако он не дает гарантированных 100-процентных результатов. Поэтому применять его нужно только в сочетании с другими методами. Что касается пятого метода, то он заслуживает более подробного рассмотрения.

## *СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ*

1. Международная конвенция о контроле судовых балластных вод и осадков и управления ими 2004 года.
2. Приложение. Правила контроля судовых балластных вод и осадков и управления ими.
3. МКУБ, принят Организацией резолюцией А.741(18), с поправками.
4. Резолюция МЕРС.124(53) Принята 22 июля 2005 года Руководство по замене балластных вод (Р6).
5. Инструкция по разработке судовых руководств па безопасной замене балласта в море. НД № 2-029901-003С.П. 2006г
6. Зубик С. В. Техноекологія : джерела забруднення і захист навколишнього середовища : нвіч. посіб. / С. В. Зубик. - Львів : Орієнта-Нова, 2007. - 400 с.
7. Проблема водяного балласта и пути ее решения. По материалам доклада на I-м Научно-практическом семинаре по проблеме управления судовыми балластными водами (для специалистов учебных заведений), г. Одесса. Кап. Сагайдак А. И.

Матеріали  
науково-технічної конференції молодих дослідників  
"Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт",  
17.12.2015

Підписано до друку 16.03.2012. Формат 60×84/16.  
Обл.-вид. арк. 9,85. Тираж 100. Зам. № И14-12-29.

ОНМА, центр „Видавінформ”  
Свідоцтво ДК № 1292 от 20.03.2003  
65029, г. Одеса, вул. Дідрихсона, 8  
тел./факс: (0482) 34-14-12  
[publish@ma.odessa.ua](mailto:publish@ma.odessa.ua)