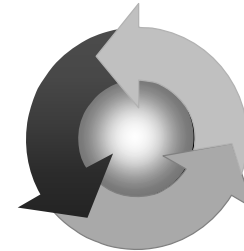


Министерство образования и науки Украины
ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Судовые энергетические установки:
научно-технический сборник.
Выпуск 14.

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 14

Подписано к печати 11.12.2005 г. Формат 60×84/16.

Уч.-изд. л. 8,87. Тираж 100. Зак. № 694.

ОНМА, центр „Видавінформ”

Свидетельство ДК № 1292 от 20.03.2003

65029, г. Одесса, ул. Дидрихсона, 8

тел./факс: (0482) 34-14-12

publish@ma.odessa.ua

Одесса
2005

УДК 621.43

Трибусян Ю.Н., Ханмамедов С.А. Механический шум цилиндропоршневой группы дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 14. – Одесса: ОНМА. – С. 49-55.

Рассмотрен способ снижения на 7-10 дБ механического шума деталей ЦПГ тронкового двигателя внутреннего сгорания путем использования полусинтетического смазочного материала, содержащего кремнийорганические соединения.

Илл. 5. Список лит. 2.

Tribusian Y.N., Khanmamedov S.A. Mechanical Noise of Piston-Cylinder Group // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 14. – Odessa: ONMA. – P. 49-55.

The way to decrease noise of piston-cylinder group of trunk combustion engine by 7...10 decibel using semisynthetic lubricant with organic-silicon compounds are shown.

Fig. 5. Bibl. 2.

УДК 629.5.064

Харин В.М. Оценка устойчивости электрогидравлических рулевых машин // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 14. – Одесса: ОНМА. – С. 62-65.

Разработаны математическая модель и метод оценки устойчивости электрогидравлических рулевых машин.

Илл. 2. Список лит. 3.

Kharin V.M. Estimation of Stability of Electro-Hydraulic Steering Boosters // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 14. – Odessa: ONMA. – P. 62-65.

Mathematic model and method of estimation of electro-hydraulic steering boosters stability are elaborated.

Fig. 2. Bibl. 3.

УДК 621.867.72

Щедроловцев А.В. Оптимизация производительности и времени выгрузки грузовых насосов на танкерах-продуктовозах // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 14. – Одесса: ОНМА. – С. 66-71.

Впервые методом математического моделирования определена оптимальная производительность винтовых грузовых насосов по времени выгрузки загрузке судовой электростанции, организации работы грузовой системы, затратам топлива на подогрев и выгрузку высоковязких грузов на танкерах-продуктовозах.

Илл. 4. Табл. 2. Список лит. 4.

Shchedrolovcev A.V. Optimization of Productivity and Unloading Time of Cargo Pumps on Tank Vessels // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 14. – Odessa: ONMA. – P. 66-71.

For the first time method of mathematical modelling defines optimal performance of screw cargo pumps on time to discharging to a stuffing of a ship's electric power plant, organization of work of a cargo piping system, expenditures of combustible on a preheating and discharging of high-viscosity cargoes on tank vessels.

Fig. 4. Tabl. 2. Bibl. 4.

СОДЕРЖАНИЕ

Памяти Анатолия Петровича Радченко	4
<i>Колесник Д.В.</i> Тенденции развития пропульсивных комплексов судов эксплуатирующихся во внутренних водных путях.....	5
<i>Колтакчи Э.М., Коханский А.И.</i> Использование двухконтурного охладителя воздуха наддува для уменьшения теплонапряженности дизелей в условиях мелководья.....	11
<i>Дорошенко А.В., Корейшиа О.В., Лисин В.В.</i> Использование солнечной энергии в судовых системах термовлажностной обработки воздуха.....	21
<i>Луковцев В.С., Юхименко С.В.</i> Исследование режима работы судового дизель-генератора с перегрузкой 10%	26
<i>Никольский В.В., Багдасарян Л.Б.</i> Определение реологических характеристик топлив и масел, используемых в СЭУ	31
<i>Слыньченко А.А., Клюев К.М.</i> Линейный дизель-генератор для судовых пропульсивных комплексов.....	36
<i>Ткач М.Р.</i> Эффективность газотурбинных энергетических установок с дополнительной камерой сгорания для специализированных судов	43
<i>Трибусян Ю.Н., Ханмамедов С.А.</i> Механический шум цилиндропоршневой группы дизеля	49
<i>Руденко В.И.</i> Совершенствование утилизационных котлов судовых двухтактных ДВС	56
<i>Харин В.М.</i> Оценка устойчивости электрогидравлических рулевых машин.....	62
<i>Щедроловцев А.В.</i> Оптимизация производительности и времени выгрузки грузовых насосов на танкерах-продуктовозах.....	66
<i>Васильев А.Е.</i> Интенсификация работы системы очистки обводненных масел СДВС.....	72
<i>Задорожный А.А.</i> Повышение эффективности систем смазывания цилиндров судовых дизелей	79
<i>Пизинцали Л.В., Ханмамедов С.А.</i> Прогнозирование технического состояния судовых аварийных дизель-генераторов	92
<i>Логвиненко В.В., Коханский А.И.</i> Моделирование энергетических процессов в судовом морозильном аппарате в период замораживания рыбопродуктов.....	101
<i>Положаенко С.А.</i> Синтез законов управления объектами с выраженным запаздыванием.....	110
<i>Богач В.М., Задорожный А.А., Колиев И.Д.</i> Особенности процесса истечения масла в цилиндры судовых дизелей MAN-B&W.....	116
<i>Слободянюк И.М., Молодцов Н.С.</i> Повышение надежности восстановленных головок поршней судовых дизелей путем повышения их эксплуатационных свойств при ремонте	127
<i>Кривощёков В.Е.</i> Методика оценки остаточного ресурса судовых технических средств в эксплуатации	134
<i>Аболешкин С.Е., Каложный В.О.</i> Методы оценки эксплуатационных качеств судовой энергетической установки	141
Рефераты	146
Правила оформления и представления рукописей для сборника «Судовые энергетические установки».....	151

УДК 621.431.74

Луковцев В.С., Юхименко С.В. Исследование режима работы судового дизель-генератора с перегрузкой 10% // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 14. – Одесса: ОНМА. – С. 26-30.

Приведены результаты исследования ненормального процесса внезапной перегрузки дизель-генератора на 10% с помощью моделирования в Simulink/MATLAB.

Илл. 5. Список лит. 2.

Lukovtsev V.S., Yukhimenko S.V. The Study of Ship Diesel-Generator Mode with Overloading 10% // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 14. – Odessa: ONMA. – P. 26-30.

It's brought results of study of abnormal process of sudden overloading a diesel-generator on 10% by means of modeling in Simulink/MATLAB.

Fig. 5. Bibl: 2.

УДК 681.586.773:537.228.1

Никольский В.В., Багдасарян Л.Б. Определение реологических характеристик топлив и масел, используемых в СЭУ // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 14. – Одесса: ОНМА. – С. 31-35.

Рассмотрена конструкция проточного вискозиметра на соосных цилиндрах с пьезоэлектрическим приводом. Приведены экспериментальные реологические характеристики топлив и масел, используемых в СЭУ.

Илл. 5. Список лит. 9.

Nikolsky V.V., Bagdasarian L.B. Determination of Flow Characteristics of Fuels and Oils, Used in Marine Power Plants // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 14. – Odessa: ONMA. – P. 31-35.

The construction of flow viscosimeter based on coaxial cylinders is described. Experimental flow characteristics of fuels and oils used in marine power plants are presented.

Fig. 5. Bibl. 9.

УДК 621.436.12

Пизинцали Л.В., Ханмамедов С.А. Прогнозирование технического состояния судовых аварийных дизель-генераторов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 14. – Одесса: ОНМА. – С. 92-100.

Показано, что одним из путей повышения эффективности работы АДГ является организация их эксплуатации по фактическому состоянию с использованием методов диагностирования. Работа посвящена разработке методики оценки технического состояния АДГ и методике поиска возникших дефектов, используя штатное оборудование. Основным сигналом для диагностирования АДГ является амплитудное и частотное изменение напряжения генератора в период его пуска.

Рис. 7. Библ. 4.

Pizintsali L.V., Khanmamedov S.A. Forecasting of Technique State of Emergency Diesel-Generators of Cargo Vessels // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 14. – Odessa: ONMA. – P. 92-100.

It is shown that one of the ways of improvement of efficiency of emergency diesel-generator is their maintenance by real state using testing methods. The work is devoted to development the method of estimation technical state of emergency diesel-generator and the method of finding their defects using standard equipment. Main signal used for diag-

УДК 629.12-8.001.63.004+629.12.037.21

Колесник Д.В.
ОНМА

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ПРОПУЛЬСИВНЫХ КОМПЛЕКСОВ СУДОВ ЭКСПЛУАТИРУЮЩИХСЯ ВО ВНУТРЕННИХ ВОДНЫХ ПУТЯХ

Специализация и эволюция архитектурно-конструктивных типов судов характеризуется с одной стороны развитием и усовершенствованием методов грузовых операций, а с другой стороны характерным для последнего времени всеобщим повышением удельной грузместимости, т.е. увеличением при заданной грузоподъёмности относительной внутренней кубатуры грузовых помещений [1].

Например, рост грузопотоков колёсной техники привёл к изменению архитектурно-конструктивных параметров традиционных судов типа RO-RO, что кардинально изменило конфигурацию судовых энергетических установок этих судов и всего пропульсивного комплекса.

В настоящее время всё большее значение приобретает малотоннажный флот смешанного река-море плавания. Обширная сеть внутренних водных путей объединяется в единую Евразийскую транспортную систему «река-море». Суда смешанного плавания позволяют вести доставку грузов «от двери к двери», минуя перегрузку в морских портах с их недешёвыми услугами. Использование внутренних водных путей для транспортировки грузов на всём евразийском континенте, обеспечивает экономию не менее 25% затрат по сравнению с железной дорогой и 30÷40% по сравнению с автомобильным транспортом [2].

Суда эксплуатирующихся во внутренних водных путях обладают рядом особенностей. Их габариты, как правило, ограничены по длине, ширине и осадке, в связи с чем, особую важность приобретает компактность и мощность СЭУ. Кроме того, существенное значение имеет высокая манёвренность, т.к. судам часто приходится работать в узкостях, проходить через многочисленные шлюзы.

Целью данной работы является проведение анализа существующих конфигураций пропульсивных комплексов судов внутреннего и смешанного река-море плавания, который позволит выявить преимущества и недостатки различных конструктивных решений, а также возможности совершенствования их эксплуатации.

Современные торговые суда оснащаются исключительно дизельными установками, благодаря их высокой надёжности и непревзойдённой термодинамической эффективности. Например, среди самоходных судов имеющих класс Российского морского регистра судоходства приблизительно 96% имеют дизельную энергетическую установку, 4% ди-

РЕФЕРАТЫ

УДК 629.12.03

Абоleshkin С.Е., Калюжный В.О. Методы оценки эксплуатационных качеств судовой энергетической установки // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 14. – Одесса: ОНМА. – С. 141-145.

Предложен обобщенный количественный показатель для оценки эксплуатационных качеств судовой энергетической установки

Список лит. 5.

Aboleshkin S.Y., Kaliuzhny V.O. Methods of Estimation Service Performance of Marine Power Plant // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 14. – Odessa: ONMA. – P. 141-145.

Generalized quantitative index for service performance estimation of marine power plant is proposed.

Bibl. 5.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М., Задорожный А.А., Колиев И.Д. Особенности процесса истечения масла в цилиндры судовых дизелей MAN-B&W // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 14. – Одесса: ОНМА. – С. 116-126.

Представлены результаты стендовых и эксплуатационных испытаний существующих систем смазывания цилиндров судовых длинноходовых дизелей MAN-B&W. Установлены основные недостатки процесса движения масла в системе, и определены характеристики этого процесса.

Илл. 11. Список лит. 4.

Bogach V.M., Zadorozhnyy A.A., Koliyev I.D. Characteristics of Oil Flow to the Cylinders of MAN-B&W Marine Diesels // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 14. – Odessa: ONMA. – P. 116-126.

The outcomes bench and service tests of existing systems of lubrication of barrels of ship long-stroke MAN-B&W diesel engines are submitted. The main lacks of process of motion of oil in a system are established, and the characteristics of this process are determined.

Fig. 11. Bibl. 4.

УДК 621.896:621.43

Васильев А.Е. Интенсификация работы системы очистки обводненных масел СДВС // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 14. – Одесса: ОНМА. – С. 72-78.

Разработана комплексная автоматизированная система очистки обводненных масел СДВС, предложены технические рекомендации по ее эксплуатации.

Илл. 6. Список лит. 3.

Vasylyev A.E. Intensification of System Cleaning Watered Lubricating Oil of Ship's Internal-combustion Engine Performance // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 14. – Odessa: ONMA. – P. 72-78.

There was developed the integrated automatic system of cleaning watered lubricating oil of ship's internal-combustion engine and the proposal of technical recommendation for it maintenance.

Ill. 6. Bibl. 3.

ВРК является одновременно движителем и рулевым устройством. В настоящее время серийно производятся ВРК мощностью до 6000 кВт [5, 6].

ВРК (рис. 2) состоит из верхней части, неподвижно смонтированной в корпусе судна, баллера и нижней части, включающей гребной вал и винт. Нижняя часть крепится к баллеру и имеет возможность вращаться на 360°, что позволяет использовать полную мощность СЭУ для маневрирования.

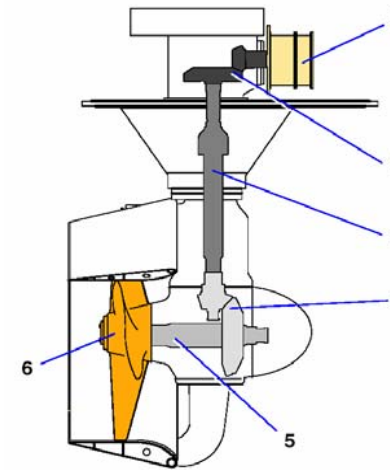


Рис. 2. Винторулевая колонка

Передача энергии осуществляется от силового входа 1, через верхнюю коническую зубчатую передачу 2 к вертикальному валу передачи энергии 3. Оттуда через нижнюю коническую зубчатую передачу 4 к гребному валу 5 и винту 6.

Пропульсивный комплекс с использованием ВРК состоит из двух среднеоборотных главных двигателей, соединённых с винторулевыми колонками промежуточными валами небольшой длины (рис. 3).

Концепция ВРК обладает рядом преимуществ по сравнению с традиционным пропульсивным комплексом.

Длина машинного отделения (МО) может быть сокращена на 20÷30%. Это достигается за счёт короткого валопровода, отсутствия дополнительного редуктора (роль редуктора выполняет ВРК), а также вследствие того, что гребные винты могут быть расположены дальше в корме в вёду отсутствия рулей. Укороченное МО позволяет увеличить объём грузовых трюмов [7].

Ещё одним следствием расположения гребных винтов дальше в корме является то, что диаметры винтов могут быть увеличены, что приводит к повышению пропульсивного КПД, а, следовательно, сокращению расхода топлива.

Масса пропульсивного комплекса с использованием ВРК ниже традиционного на 20÷30 %.

ВРК позволяет направить упор в любом направлении, обеспечивая отличную управляемость на всех режимах, включая режимы малого и заднего хода и тем самым, повышая безопасность судна.

метров сравниваемых образцов двигателей достаточно близки по величине. Если сравниваются два двигателя, часто превосходство некоторых качеств одного компенсируется высоким значением иных качеств у другого. Ясно, что не все из сравниваемых параметров имеют одинаковую значимость в оценке уровня технического совершенства двигателей, т.е. им следует приписывать различный коэффициент значимости веса K_z , учитывая при этом класс и назначение двигателя. Для судовых дизелей целесообразно из большого числа общепринятых параметров выбрать наиболее важные и объединить их в одну характеристику, всеобъемлющим образом оценивающую технико-экономические свойства двигателей определенной группы. Приводимые ниже примеры относятся как к главным, так и вспомогательным двигателям, хотя общий подход может быть распространен на дизели любого назначения [1, 2].

Определение технико-экономического уровня дизеля включает следующие основные этапы.

В связи с назначением и типом двигателей находится перечень параметров, по которым будет производиться оценка.

В зависимости от значимости тех или иных параметров в оценке уровня каждому из них присваивается коэффициент значимости ($0 < K_z < 1$). Высший присваивается наиболее важным с точки зрения технических и эксплуатационных свойств дизеля параметрам. Количественное значение этих коэффициентов для каждого параметра должно определяться с учетом экономических факторов и назначения судна,

В каждом конкретном случае коэффициент K_z может быть определен с помощью метода экспертных оценок. В определениях эксперта значительное место занимают профессиональный опыт и развитая на его основе интуиция.

Под коэффициентом технического уровня (или коэффициентом технической эффективности) будем понимать формализованное обобщение отобранных технико-экономических и эксплуатационных показателей:

$$K_{\text{ту}} = \sum_{i=1}^n K_{zi} \frac{a_{ik}}{a_{i\text{опт}}},$$

где a_{ik} — значение i -го показателя оценки рассматриваемого k -го типа дизеля; $a_{i\text{опт}}$ — наилучшее значение i -го показателя в группе типов дизелей рассматриваемого класса; K_{zi} — коэффициент значимости (веса) i -го показателя в общей оценке технического уровня (эффективности); n — число показателей, отобранных для оценки.

В случае если $a_{i\text{опт}}$ в сравнительном ряду имеет минимальное значение, в формуле должно быть взято обратное отношение показателей, т. е.

позволяет раньше освободить слип. Кроме того, закупка и монтаж оборудования винторулевого комплекса может быть осуществлена позже на несколько месяцев, что также приводит к экономии средств.

Закупочная цена с учётом монтажа пропульсивного комплекса с использованием ВРК ниже традиционного за счёт отсутствия таких элементов как редукторы, валолинии, дейдвудные устройства, рули, рулевые машины.

Таким образом, при использовании пропульсивного комплекса с ВРК достигается увеличение грузовместимости, повышение манёвренности, снижение капиталовложений и эксплуатационных расходов.

Анализ существующих пропульсивных комплексов позволил сделать вывод, что при всех очевидных преимуществах концепции ВРК для судов эксплуатирующихся во внутренних водных путях, в пропульсивных комплексах с использованием ВРК имеется ряд недостаточно исследованных эксплуатационных процессов, в частности:

- отсутствует методика расчёта необходимой мощности главного двигателя;
- отсутствует методика настройки регулятора частоты вращения;
- отсутствует методика выбора параметров защиты;
- не изучена совместная работа главных двигателей и ВРК при значительных углах поворота колонок;
- методика номинирования расхода топлива требует уточнения;
- не исследована вибрация на различных эксплуатационных режимах.

Таким образом, очевидна необходимость проведения исследований, направленных на решение вышеперечисленных вопросов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кохановский К.В. Основные направления развития мирового морского флота. – Одесса: ОИИМФ, 1969. – 159 с.
2. ЕТС «река-море» — новая идеология водных перевозок // Судостроение. – 2003. – №7-8. – С. 40-41.
3. Регистровая книга судов // Российский морской регистр судоходства. – 2003.
4. Кацман Ф.М., Дорогостайский Д.В. Теория судна и движители: Учебник. – Л.: Судостроение, 1979. – 280 с.
5. SCHOTTEL for the Shipping World. Standard Types. Информационный материал фирмы SCHOTTEL GmbH & Co. KG, Германия, 2005.
6. LIPS Steerable Thrusters. Информационный материал фирмы WARTSILA, Нидерланды, 2004.

$$a_{ji} = \frac{m_{ji}}{m_{j0} \tau_i},$$

где m_{ji} — число отказов для j -го элемента, отказавшего при наработке $0 - \tau_i$ как из первоначального комплекта, так и из поставленных взамен; m_{j0} — первоначальное число отказов этого элемента.

Эмпирическая формула распределения отказов:

$$Q_{ji} = \frac{m_{ji}}{m_{j0}} = a_{ji} \tau_i.$$

Технологичность двигателя оценивается по трудоемкости изготовления и удельной материалоемкости. Удельная материалоемкость дизеля оценивается по формуле, кг/(кВт·ч):

$$P_G = \frac{m_{двс}}{N_e R_x}$$

где $m_{двс}$ — масса дизеля, кг; N_e — эффективная мощность дизеля, кВт; R_x — назначенный ресурс работы до капитального ремонта, ч.

Показатели унификации характеризуют насыщенность дизеля стандартными, унифицированными для данного ряда двигателей оригинальными деталями и узлами.

К экологическим показателям относятся дымность и токсичность отработавших газов.

В соответствии с Международным стандартом ISO используются следующие характеристики для измерения эмиссии вредных СДВС: скорость выделения выбросов E_i , кг/год; удельный выброс e_i , кг/(кВт·ч); выброс вредных компонентов на 1 кг топлива ε_i , кг/кг топлива; состав газообразных выбросов C_i , %.

Характеристики вредных выбросов связаны между собой следующими соотношениями:

$$E_i = \varepsilon_i G_T;$$

$$e_i = E_i / N_e;$$

$$\varepsilon_i = \varepsilon_i g_e;$$

$$C_i = k E_i / G_T \cdot 100,$$

где G_T — расход топлива на двигатель, кг/ч; N_e — эффективная мощность двигателя, кВт; g_e — удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт·ч); G_T — массовый расход газов, кг/ч; k — коэффициент, равный отношению молекулярной массы газов к молекулярной массе вредных компонентов, $k = \mu_T / \mu_i$.

УДК 621.431.74.038

Колпакчи Э.М., Коханский А.И.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДВУХКОНТУРНОГО ОХЛАДИТЕЛЯ ВОЗДУХА НАДДУВА ДЛЯ УМЕНЬШЕНИЯ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТИ ДИЗЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ МЕЛКОВОДЬЯ

Данная работа направлена на исследование и разрешение одной из важнейших проблем, касающейся работы речных пассажирских судов ОАО "УДП" типа "Украина" в летнее, жаркое время года. Высокие скорости судов, плотные графики туристических фирм, гонки между пассажирскими судами за лучшую позицию при прохождении многочисленных шлюзов на верхнем Дунае, выгодной швартовке в портах Европы, длинные скоростные переходы на мелком среднем Дунае заставляют порой эксплуатировать судовые дизеля с максимально возможными оборотами.

Одна из главных задач эксплуатации двигателей речных пассажирских судов — сохранить основные параметры дизеля на уровне оптимальных при работе судна на малых глубинах, при высокой температуре забортной воды. Для ее решения немаловажную роль играет наддув дизеля. В связи с этим весьма актуальным является исследование охлаждения наддувочного воздуха в системе воздухообеспечения дизеля как фактора, оказывающего влияние на общую теплонапряженность, топливную экономичность и на улучшение параметров рабочего процесса двигателя.

При выходе судна на мелководье при фиксированном положении рейки топливных насосов высокого давления (ТНВД), вследствие увеличения сопротивления движению из-за повышенной турбулизации потока воды между дном реки и днищем судна, частота вращения главных двигателей падает, что ведет к падению давления наддува. Теплонапряженность дизелей при этом не уменьшается, а температура наддува при этом немного увеличивается, что ведет к дополнительной потере расхода воздуха через цилиндр. В холодное и умеренное время года атмосферные условия позволяют снимать повышенную теплонапряженность дизелей из-за понижения температур воздуха в машинном отделении (МО) и существует возможность регулировки температуры забортной воды в большом диапазоне. В жарких условиях работы, когда забортная вода на мелких участках прогревается до 28-30 °С, а температура воздуха в машинном отделении достигает 45-50 °С, воздействуя на параметры наддувочного воздуха на входе в цилиндр дизеля, приводит к значительному уменьшению коэффициента избытка воздуха α .

На рис. 1 показаны винтовые характеристики и основные параметры дизеля MWM TBD 440-8K т/х "Украина" на различных глубинах при

7. Кривошеков В.Е. Моделирование и прогнозирование отказов подшипников скольжения коленвалов судовых дизелей: Тр. Межд. конф. «Надежность машин и прогнозирование их ресурса – «RoM-2000» (20-22 сентября 2000 г., Ивано-Франковск-Яремча, Украина) в 2-х т. – Т. 1. – Ив.-Франковск, ИФГТУНГ: Факел, 2000. – С. 104-111.
8. Кривошеков В.Е. О проектах новых отраслевых стандартов по надёжности судовых технических средств в эксплуатации // Сб. докл. Всеукр. науч.-практ. семинара «Судоремонт в Украине – перспективы развития» (6-7 декабря 2001 г., г. Николаев). – Николаев: ЮАПК Минпромполитики Украины, 2002. – С. 79-90.
9. Кривошеков В.Е. Надежность судовых технических средств и новые отраслевые стандарты // Проблемы техники. – 2002. – № 1. – С. 91-102.
10. Кривошеков В.Е. Отраслевые стандарты по надёжности техники на основе диффузионных распределений // Качество, стандартизация, контроль: теория и практика: Материалы 2-й Международной научно-практической конференции, 23-27 сентября 2002 г., г. Ялта. – Киев: АТМ Украины, 2002. – С. 106-109.
11. Кривошеков В.Е. Новые отраслевые стандарты по надёжности судовых технических средств в эксплуатации // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Междунар. сб. науч. тр. – Донецк: ДонНТУ, 2002. – Вып. 19. – С. 96-106.
12. Кривошеков В.Е. Новые модели отраслевого нормирования надёжности техники в судоходстве Украины // Стендовый доклад 6-й Междунар. научной конференции «Перспективы развития судоходства в 21-м веке», 16-17 октября 2002 года, г. Одесса. – Одесса: ВЦ «Морские технологии», 2002. – 10 с.
13. Кривошеков В.Е. Метод технического диагностирования судовых дизелей по параметру потока отказов // Современные методы и средства неразрушающего контроля и технической диагностики: Мат. 11-ой ежегодной междунар. конф. и выставки, 6-10 октября 2003 г., Ялта-Киев: УИЦ «Наука. Техника. Технология», 2003. – С. 56-57.
14. Кривошеков В.Е. Оценка и прогнозирование остаточного ресурса судовых технических средств в эксплуатации // Современные методы и средства неразрушающего контроля и технической диагностики: Мат. 12-ой ежегодной междунар. конф., 20-24 сентября 2004 г., Ялта-Киев: УИЦ «Наука. Техника. Технология», 2004. – С. 41-44.

Таблица 1. Параметры дизеля MWM TBD 440-8K при разных глубинах фарватера, фиксированном положении топливной рейки h и температуре забортной воды $25\text{ }^{\circ}\text{C}$

Показатель	Ед. изм.	1	1"	1*	2	2"	2*	3	3"	3*
h	мм	17	17	17	21	21	21	25	23	25
$T_{вг}$	$^{\circ}\text{C}$	330	315	340	385	380	400	410	430	400
P_n	кгс/см ²	0,15	0,15	0,15	0,42	0,36	0,42	0,76	0,65	0,86
T_n	$^{\circ}\text{C}$	39	39	32	40	41	33	40	44	36

Изменяя поток вентиляционного воздуха машинного отделения, направленного на турбокомпрессор дизеля MWM TBD 440-8K, при фиксированном положении топливной рейки $h=25$ мм и постоянной температуре охлаждающей воды охладителя наддувочного воздуха $t_{зв}=18\text{ }^{\circ}\text{C}$, а также при большой глубине фарватера, в таблице 2 показано изменения температуры и давления наддувочного воздуха t_s, P_s и температуры выхлопных газов $t_{вг}$.

Таблица 2. Параметры дизеля MWM TBD 440-8K при большой глубине фарватера и фиксированном положении топливной рейки h и температуре забортной воды $t_{зв}$

Параметры	$t_0, \text{ }^{\circ}\text{C}$				
	20	25	36	40	48
$t_{мо}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	24	24	27	29	31
$t_s, \text{ }^{\circ}\text{C}$	34	34,5	35	36	40
$P_s, \text{ bar}$	1,02	1,00	0,99	0,98	0,96
$t_{вг}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	365	372	375	382	384
$h, \text{ мм}$			25		
$t_{зв}, \text{ }^{\circ}\text{C}$			18		

При достаточно низких температурах охлаждающей воды и воздуха машинного отделения хорошо просматривается влияние температуры воздуха перед фильтром ГТН t_0 на рабочий процесс дизеля. Повышение температуры t_0 на $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ведет к небольшому понижению частоты вращения вала двигателя и повышению общей теплонапряженности дизеля.

При работе главных двигателей в условиях мелководья и высокой температуры окружающей воды и забортной воды главной проблемой обслуживающего персонала стоит повышенная теплонапряженность дизелей. Уменьшение числа оборотов двигателя вследствие малой воды и соответственно увеличение нагрузки ведет к падению давления наддува при фиксированном положении топливной рейки ТНВД. Значимой дополнительной потерей давления воздуха является высокая температура забортной воды на мелких участках. Как правило, снижением по-

Решение задачи.

1. Анализ механизмов отказов изделий и их аналогов показал, что основными причинами отказов являются контактная усталость и износ ответственных механических элементов. В связи с этим принимают решение, учитывая рекомендации стандарта [3], что ожидаемое значение коэффициента вариации ресурса равно $v = 0,5$.
2. По результатам приведенных данных формируют вариационный ряд наработок до отказа (t_1, t_2) и до цензурирования (τ_1, τ_2, τ_3) : $(t_1, t_2, \tau_1, \tau_2, \tau_3) = (37000, 45000, 85000, 93000, 130000)$.
3. Вычисляют значения эмпирической функции распределения по формуле (8) и определяют значения квантилей U_{F_i} нормированного нормального распределения для соответствующих вероятностей F_i :

$t_i(\tau_i)$	37000	45000	85000	93000	130000
F_i	0,05882	0,1142	0,1142	0,1142	0,1142
U_{F_i}	-1,565	-1,205	-1,205	-1,205	-1,205

4. Используя формулу (9), вычисляют оценку параметра масштаба μ , при этом $m = 5$; $k_1 = k_2 = k_3 = k_4 = 1$; $k_5 = 13$; значения наработок $t_i(\tau_i)$ и U_{F_i} — из таблицы:

$$\mu = (79417 + 81484 + 153914 + 168400 + 13 \cdot 235397) / 17 = 208434.$$

5. Определяют средний ресурс исследуемых изделий:

$$T_{cp} = \mu(1 + v^2 / 2) = 234488 \text{ час.}$$

6. Используя формулу (5), вычисляют средний остаточный ресурс:

$$\pi(\tau) = 131404 \text{ час.}$$

7. Используя формулу (7), вычисляют гамма-процентный остаточный ресурс, при этом для $\gamma = 0,95$ значение $\gamma^* = 0,788$:

$$\pi_\gamma(\tau) = 10684 \text{ час.}$$

Выводы по решению задачи. С доверительной вероятностью $\gamma = 0,95$ исследуемые изделия (15 единиц арматуры типа обратных клапанов) после контроля безотказно наработают 10684 час, т.е. 1,2 календарных года при известной среднегодовой наработке. В таком случае назначенный ресурс должен быть определен равным одному году.

сторону повышения мощности двигателя, снять тепловую напряженность наиболее ответственных деталей и снизить расход топлива.

В зависимости от типа ГТН двигателей, их технического состояния и чистоты, а также от температуры окружающего воздуха на всасывании компрессора температура на выходе из компрессора может изменяться в широких пределах. На рис. 2 приведены температуры воздуха на выходе из компрессора при различных значениях температур на входе, КПД компрессора и степенью повышения давления.

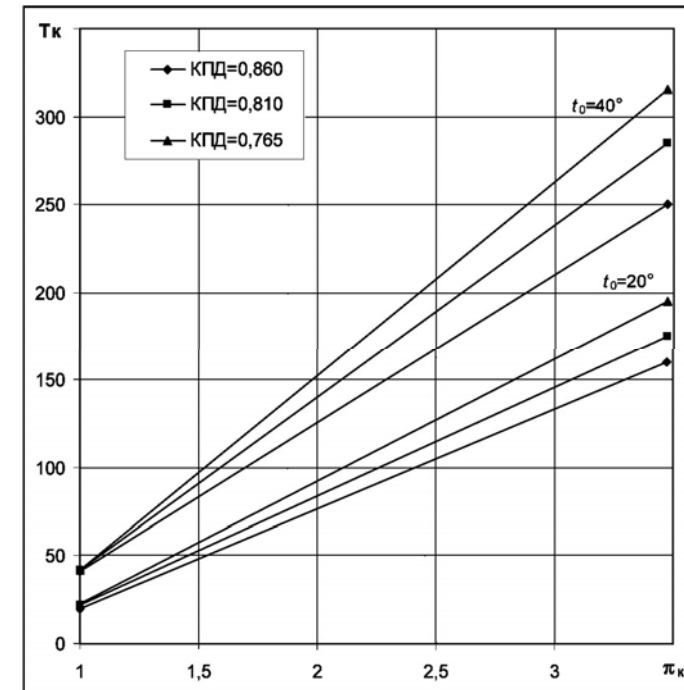


Рис. 2. Зависимость температуры воздуха на выходе из компрессора от температуры воздуха на входе в компрессор, КПД компрессора и от степени повышения давления

Для стабилизации температуры наддувочного воздуха и для увеличения диапазона регулировки необходимо проанализировать все пути, которые позволяют добиться желаемого результата, и выбрать из них оптимальный для конкретного случая.

Основными направлениями исследования могут быть увеличение теплообменной поверхности воздушных холодильников, увеличение производительности насосов охлаждения, увеличение эффективности работы теплообменного аппарата.

течение которой безотказно проработавший объект будет иметь значение условной вероятности безотказной работы уровня γ :

$$\gamma = \frac{R[\tau + \pi_\gamma(\tau)]}{R(\tau)}, \quad (6)$$

где $R()$ — вероятность безотказной работы.

Из последнего соотношения определяется точное выражение для гамма-процентного остаточного ресурса для любого момента усечения τ при DM -распределении первоначального ресурса (1):

$$\pi_\gamma(\tau) = \mu \left(1 + \frac{v^2 U_{\gamma^*}^2}{2} - v U_{\gamma^*} \sqrt{1 + v^2 U_{\gamma^*}^2 / 4} \right) - \tau, \quad (7)$$

где U_{γ^*} — квантиль нормированного нормального распределения уровня γ^* :

$$\gamma^* = \gamma \cdot \Phi \left(\frac{\mu - \tau}{v \sqrt{\mu \tau}} \right).$$

Применение вероятностно-физических моделей надежности типа DM -распределения и использование дополнительной априорной информации о коэффициенте вариации ресурса позволяет достаточно просто решать поставленную задачу. На практике, как правило, имеет место ограниченная статистическая информация об отказах эксплуатируемого оборудования, полученная по схеме цензурированной выборки, не позволяющая оценить коэффициент вариации ресурса. В этом случае порядок решения поставленной задачи сводится к следующим процедурам:

1. Используя результаты анализа работы механизмов, приведших к отказам исследуемых изделий, а также аналогов и рекомендации стандарта [3], определяют ожидаемый коэффициент вариации распределения ресурса.
2. По результатам наблюдений формируют вариационный числовой ряд по не убыванию суммарных наработок до отказа и до цензурирования $(t_1, t_2, \dots, t_r, \tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n)$.
3. Определяют значение эмпирической функции распределения в каждый момент $t_j(\tau_j)$ вариационного ряда по формуле [4]:

$$F_j = F_{j-1} + (1 - F_{j-1}) \frac{r_j}{\left[N - \sum_{i=0}^{j-1} (r_i + n_i) \right]}, \quad (8)$$

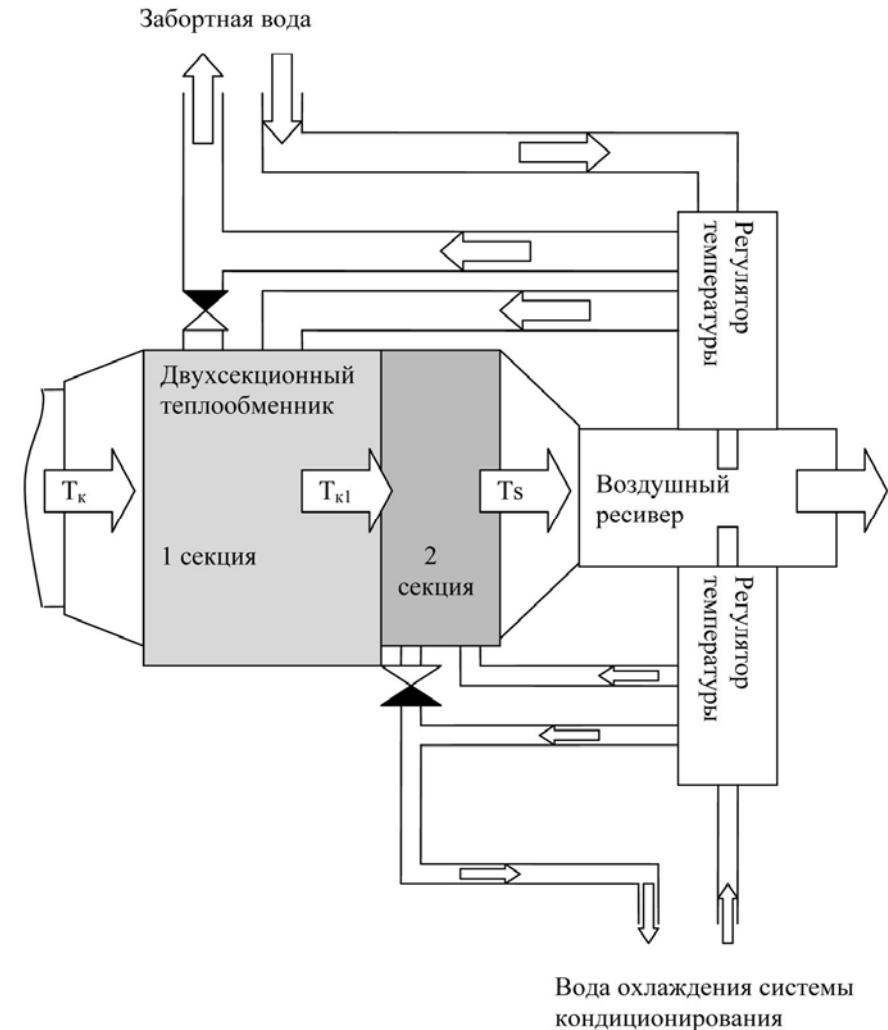


Рис. 4. Двухсекционный теплообменник охлаждения наддувочного воздуха

УДК 621.431: 629.74

Кривощёков В.Е.
ОНМА**МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА
СУДОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ**

В процессе эксплуатации судовых технических средств (СТС) нередко возникает проблема по решению задачи оценки и прогнозирования их остаточного ресурса (наработки, срока службы). Актуальность этой проблемы заключается в том, что, с одной стороны, преждевременный вывод из эксплуатации СТС приводит к их неэффективному использованию, с другой стороны, использование СТС, достигших предельного технического состояния, снижает безопасность мореплавания и повышает вероятность аварии. Точный расчёт, знание и управление остаточным ресурсом позволяют наиболее результативно и эффективно обеспечить дальнейшую эксплуатацию СТС и их элементов, что отвечает требованиям раздела 10 «Техническое обслуживание и ремонт судна и оборудования» Международного кодекса по управлению безопасной эксплуатацией судов и предотвращением загрязнения (МКУБ-93). В этой связи следует отметить, что оставленный в действии до 2007 года на морском транспорте Украины нормативный документ бывшего Минморфлота СССР РД 31.22.02-83 «Методические указания по сбору, обработке и использованию эксплуатационной информации о надёжности судовых технических средств и конструкций в пароходствах» безнадежно устарел, предлагая к использованию лишь экспоненциальную модель отказов.

Целью работы является предложение судовладельцам и операторам судов современной методики оценки и прогнозирования остаточного ресурса СТС, основанной на использовании наиболее адекватных реальным процессам диффузионных моделей надёжности техники.

Под остаточным ресурсом любого объекта [1, 2] понимается его наработка τ , начиная с некоторого момента t_1 , до перехода в предельное состояние при заданных условиях эксплуатации. Если объект имеет превалирующие отказы механических элементов, то в таком случае согласно рекомендациям [3] можно принять гипотезу о том, что наработка объекта от начала эксплуатации до перехода его в предельное состояние описывается *DM*-распределением:

$$F(t) = DM(t, \mu, \nu) = \Phi\left(\frac{t - \mu}{\nu\sqrt{\mu t}}\right), \quad (1)$$

где $\Phi\left(\frac{t - \mu}{\nu\sqrt{\mu t}}\right)$ — функция нормированного нормального распределения;

μ — параметр масштаба (медиана распределения); ν — параметр

При дополнительном охлаждении воздуха в жаркое время года встает вопрос о возможности использования влажного воздуха в камере сгорания, т.к. температура холодного наддувочного воздуха будет гораздо ниже температуры точки росы водяных паров при температуре и относительной влажности машинного отделения.

За многие годы применения дизелей в судовой практике сложилось мнение, что присутствие воды в топливе либо в наддувочном воздухе недопустимо из-за отрицательного воздействия влаги на рабочую поверхность втулок цилиндров. Частицы воды вызывают разрушение масляной пленки на трущихся поверхностях и создают условия для усиленного изнашивания цилиндропоршневой группы.

Одновременно с этим мнением на протяжении многих лет ведутся работы по применению воды в качестве добавки к топливам для улучшения качества его сгорания. Этот способ пока не нашел широкого практического применения из-за трудности в приготовлении и поддержании перед впрыском водотопливных эмульсий с необходимой пропорцией и дисперсностью глобул воды.

Улучшение сгорания топлива объясняется несколькими причинами [5]. Неполнота сгорания в значительной мере определяется догоранием во время расширения укрупненных капель распыленного топлива, которые концентрируются на периферии камеры сгорания. Если недалеко от этих капель будут находиться небольшие капли воды, то при подогреве, в результате "микровзрывов", эти капли будут дробиться на мельчайшие частицы, которые, испаряясь, образуют достаточно активные частицы, необходимые для воспламенения и сгорания топлива. При таком процессе распыливания и дополнительного дробления центры возникновения и развития пламени равномерно распределяются в объеме камеры сгорания, и вся порция поданного в цилиндр топлива сгорает с большей полнотой.

При росте температуры цикла практически химически нейтральный азот становится активным и способным вступать в реакцию с кислородом, образуя окислы азота NO_x . Это химическое вещество является ядовитым и оказывает очень вредное действие на окружающую атмосферу. Также NO_x связывает кислород воздушного заряда, чем создает кислородное голодание для окисления углеводородов топлива. Следующая причина к применению водотопливных эмульсий заключается в том, что при попадании влаги максимальное давление сгорания и температура цикла снижаются, что снижает количество образующегося химически активного азота и создает более благоприятные условия для полного сгорания топлива.

Как показали эксперименты [2], применение водотопливных эмульсий, где количество воды достигает 20-25%, позволяет снизить содер-

Результаты исследования глубины упрочнения от удельной поверхностной энергии, определяемой комплексом (2), представлены на рис. 4. При малых значениях W не возникают условия для получения качественного слоя, очевидно, из-за нагревания поверхности до температур ниже температур фазовых превращений. Глубина возрастает до максимума и затем убывает, что, видимо, связано с уменьшением времени действия теплового источника.

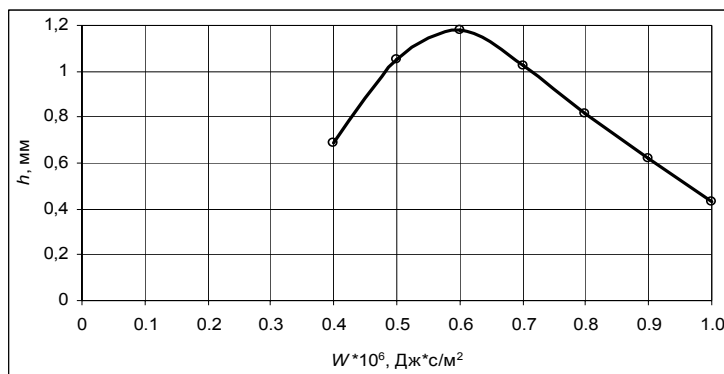


Рис. 4. Зависимость глубины упрочнения канавки головки поршня МАН 57/80 от удельной поверхностной энергии

Выводы

В результате проведенных исследований установлены технологические параметры для определения и регулирования глубины упрочнения цементированных канавок головок поршней.

Показано, что глубина зоны структурных превращений определяется в основном мощностью выделяемой в зоне упрочнения, зависящей от усилия прижатия диска и скоростью вращения детали от которой зависит время действия теплового потока.

Зависимость ГЗСП от скорости вращения детали имеет экстремальный характер. Максимальная глубина достигается при $V=2-3 \cdot 10^{-2}$ м/с.

В качестве критерия для оптимизации режимов упрочнения трением вращающимся диском может быть использовано выражение для удельной поверхностной энергии W , которое по своему физическому смыслу взаимосвязано с глубиной упрочненного слоя. Зависимость ГЗСП от W носит экстремальный характер.

Таким образом, использование критерия глубины упрочнения канавок позволит повысить надежность головок поршней, а следовательно, и эффективность технической эксплуатации судовых дизелей.

УДК 536.248.2:532.529.5

Дорошенко А.В., Корейша О.В., Лисин В.В.
ОГАХ, ОНМА

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГИИ В СУДОВЫХ СИСТЕМАХ ТЕРМОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА

Открытый абсорбционный цикл обеспечивает новые возможности для создания перспективного поколения судовых холодильных систем и систем кондиционирования воздуха [1-3]. Оптимально в подобных системах использование комбинированного греющего источника [4], интегрирующего разнохарактерные источники низкопотенциального тепла, при обязательной составляющей солнечной энергии.

Преимущества рассматриваемых систем — экологическая чистота и малое потребление энергии — сопряжены с проблемами, естественным образом присущими этой новой технике: значительными габаритами теплообменной аппаратуры в связи с малыми движущими силами процессов; необходимостью обеспечить малые сопротивления движению потоков через ТМА, что, с учетом значительного количества аппаратов, входящих в систему (рис. 1), представляет понятные трудности.

Снижение габаритов и сопротивления аппаратуры авторы решают двумя путями: использованием ТМА пленочного типа с многоканальными насадочными структурами, что обеспечивает компактность и переходом к ТМА совмещенного типа, когда в пределах одного аппарата реализуются сразу несколько процессов, основной и вспомогательный. Это значительно сокращает число ТМА в схеме.

Пленочные ТМА, в качестве основного решения для аппаратов альтернативных систем, оптимальны. В них используется многоканальная насадка, раздельное движение контактирующих потоков, что минимизирует аэродинамическое сопротивление, при достаточно высокой эффективности протекания процессов теплообмена. По вертикальным продольно или поперечно гофрированным поверхностям стекает жидкостная пленка, а внутри каналов движется поток газа. Дополнительная интенсификация обеспечивается использованием регулярной шероховатости рабочих поверхностей. На основании многолетних теоретических и экспериментальных исследований авторов [5], при создании ТМА для альтернативных систем, можно рекомендовать следующие величины геометрических параметров: величина эквивалентного диаметра каналов насадки (как в галетном, так и в межгалетном пространстве выбирается идентичной) $d_e = 20 - 25$ мм; параметры основного гофрирования рабочих поверхностей — шаг гофра $P = 10-16$ мм; высота гофра $E = 6-9$ мм; параметры регулярной шероховатости (РШ) ра-

логического критерия в приведенном выше виде невозможно из-за сложности и трудоёмкости измерения входящих в её состав параметров.

Установлено [6], что с использованием зависимости времени действия теплового источника и интенсивности теплового потока от элементов режима обработки, а также размеров детали и круга, удельная поверхностная энергия шлифования равна:

$$W = \frac{kN}{VL}, \quad (3)$$

где $k=0,33$ — коэффициент, учитывающий количество тепла, отводимого в деталь; L — длина дуги контакта диска и торца канавки.

С учетом того, что в зону упрочнения подается охлаждающая жидкость, принято считать, что количество теплоты распределяется на три равные части: поступает в упрочняемую деталь, в упрочняющий диск и третья часть уносится охлаждающей жидкостью [7]. Поэтому для расчетов в работе принято $k = 0,33$.

Это выражение может быть использовано при оптимизации режимов упрочнения трением, если принять L — длина дуги контакта упрочняющего диска и канавки поршня. Таким образом, этот комплекс достаточно прост и по своему физическому смыслу взаимосвязан с глубиной упрочненного слоя.

Из проведенного анализа следует, что структура критерия для определения глубины зоны структурных превращений при упрочнении стальным быстровращающимся диском должна включать факторы, связанные с мощностью шлифования, зависящей от силы нормального давления диска, его скорости и скорости вращения головки поршня.

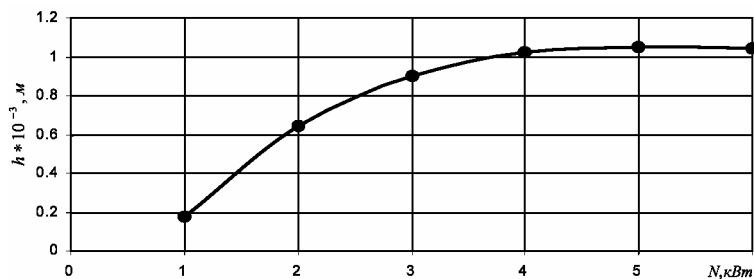


Рис. 1. Зависимость глубины упрочнения трением цементированной перемычки головки поршня МАН 57/80 от мощности при скорости вращения поршня $V=0,02$ м/с

Экспериментально исследована зависимость глубины упрочнения трением быстровращающимся диском от мощности упрочнения (рис. 1). Установлено, что при возрастании мощности глубина упрочне-

Примером такого рационального совмещения основных и вспомогательных процессов в едином ТМА могут служить все основные аппараты схемы (см. рис. 1): непрямой испарительный охладитель НИО (1) в охлаждающей части альтернативной системы кондиционирования воздуха (АСКВ), абсорбер АБР (3) и десорбер ДБР (4), в осушительной части схемы. Их устройство в целом идентично, причем и вышеприведенные рекомендации относительно выбора геометрии рабочих поверхностей и ТМА также совпадают, то есть все основные ТМА альтернативных систем могут быть унифицированы, что обеспечивает единство технологических операций при их изготовлении.

В непрямом испарительном охладителе НИО основным является процесс охлаждения основного воздушного потока при неизменном влагосодержании, реализуемый в «сухой» части аппарата, внутри «галет». Этот процесс обеспечивается испарительным охлаждением, рециркулирующей через каналы «мокрой» части НИО, воды во вспомогательный воздушный поток в межгалетном пространстве аппарата. Охлажденная водяная пленка отводит тепло от основного воздушного потока через тонкую теплопроводную стенку. Оба процесса протекают одновременно в одном многоканальном аппарате НИО, но в его чередующихся каналах. Схема контакта потоков воды и воздуха в «мокрой» части НИО противоточная; основного и вспомогательного воздушных потоков поперечноточная. Выполненные ранее исследования позволили рекомендовать: соотношение основного и вспомогательного воздушных потоков $G_o/G_{вс} = 1,0$; соотношение расхода рециркулирующей воды через «мокрую» часть НИО и вспомогательного воздушного потока $G_{ж}/G_{вс} = 0,2$.

В абсорбере АБР основным является процесс осушения воздушного потока, поступающего в дальнейшем в охлаждающую часть АСКВ стекающей по наружной поверхности галет пленкой абсорбента (крепкий раствор). Этот процесс реализуется в межгалетном пространстве. Внутри галет вспомогательный воздушный поток во взаимодействии с водяной пленкой, обеспечивает ее испарительное охлаждение, и, тем самым, теплоотвод от основной рабочей части ТМА, где, при абсорбции влаги из осушаемого воздушного потока, выделяется тепло. В схемах, анализированных нами ранее, в статье [6-7], для охлаждения абсорбера использовалась градирня и теплообменник. Абсорбер с внутренним испарительным теплоотводом, таким образом, четырехпоточный, в нем два воздушных потока: основной и вспомогательный, и два жидкостных — рециркулирующие через испарительную часть АБР вода и абсорбент. Это порождает дополнительные технологические задачи: разводку всех четырех потоков и герметизацию рабочих полостей в осушительной и ох-

$$K = \frac{TPt}{CT_3},$$

где T — средняя температура нагрева, °С; P — среднее удельное давление в зоне обработки; t — время действия максимальных температур и давлений; C — удельная теплоёмкость обрабатываемого металла; T_3 — температура закалки, °С.

Зависимость эта справедлива для методов обработки, при которых нет плавления металла. Качественные белые слои возникают при $5-6 \geq K \geq 0,4-0,5$ для закалённых сталей и $5-6 \geq K \geq 0,7-0,8$ — для незакалённых сталей и чугунов. При малых значениях K слои не образуются совсем или бывают тонкими и прерывистыми. При очень больших K , если коэффициент возрастает главным образом за счет P , могут возникать слои с высоким содержанием крупнодисперсных карбидов и остаточного аустенита, если же за счёт T может происходить отпуск этих структур и снижение их твёрдости. Чем теплоёмкость обрабатываемого материала ниже и ниже температура закалки, тем выше K и более благоприятны условия для образования белых слоев, что подтверждается опытом. В зависимости от P , T , t и при близких значениях K белые слои отличаются по физико-механическим, электрохимическим и другим свойствам [2]; это является, по видимому, одной из причин противоречивых результатов, получаемых при изучении влияния данных структур на долговечность деталей, и различных объяснений механизма их возникновения.

Для практического применения коэффициента K необходимо провести исследования и перейти к технологическим параметрам обработки детали, легко измеряемым и однозначно связанным с глубиной структурных превращений.

Обоснование и разработка технологического критерия глубины зоны структурных превращений предполагает создание предпосылок для назначения рациональных режимов и внедрение их в производство.

Отсутствие методов непосредственного измерения ГЗСП в процессе упрочнения обуславливает применение различных технологических параметров в качестве критериев глубины зоны структурных превращений. Тепловой характер возникновения структурных превращений является причиной использования измеренных либо расчётных значений температуры в зоне упрочнения трением. Для этого применяют различные конструкции естественных, полуискусственных и искусственных термопар, а также бесконтактный метод измерения температуры [3, 4].

В настоящей работе глубина прогревания поверхностного слоя до температуры выше фазовых превращений определялась по глубине зо-

нирование, осушение воздушного потока). Они обладают и малым энергопотреблением и экологической чистотой применяемых решений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Lamp P., Ziegler F. European research on solar-assisted air conditioning // Int. J. Refrig. – 1998. – Vol. 21. – No. 2. – P. 89-99.
2. Hellman H.M., Grossman G. Simulation and analysis of an open-cycle dehumidifier-evaporator (DER) absorption chiller for low-grade heat utilization // Int. J. Refrig. – 1995. – Vol. 18. – No. 3. – P. 177-189.
3. Lowenstein A., Liquid desiccant air-conditioners: An attractive alternative to vapor-compression systems // Oak-Ridge Nat. Lab/Proc. Non-fluorocarbon Refrig. Air-Cond. Technol. Workshop. Breckenridge, CO, US. – 1993, 06.23-25. – P. 133-150.
4. Дорошенко А.В., Концов М.М., Поберезкин А.А. Альтернативные холодильные и кондиционирующие системы с комбинированным греющим источником // Холодильная техника и технология. – 2000. – Вып. 69. – С. 47-56.
5. Дорошенко А. Компактная тепломассообменная аппаратура для холодильной техники (теория, расчет, инженерная практика). Дисс. ... докт. техн. наук. – Одесса, 1992.
6. Поберезкин А.А., Смоляная И.А., Дорошенко А.В., Кириллов В.Х., Альтернативные системы кондиционирования воздуха на основе открытого абсорбционного цикла // Холодильная техника и технология. – 1999. – Вып. 64. – С. 34-47.
7. INTAS PROJECT, Reference Number: INTAS-96-1730 "Alternative Refrigerating, Heat-Pumping and Air-Conditioning Systems on the basis of the open absorption cycle and Solar Energy". 1998.
8. Koltun P., Doroshenko A.V., Poberezkin A.A., Smolyanaya I.A., Simulation of working processes in alternative cooling and air-conditioning systems on the basis of the open absorption cycle // 20th International Congress of Refrigeration IIR/IIF. – Sydney, 1999.
9. Дорошенко А.В., Концов М.М., Карачарова И.В. Рабочие вещества открытых абсорбционных холодильных и кондиционирующих систем // Холодильн. техника и технол. – 2000. – Вып. 73. – С. 28-33.

пространство и унос с продувочным воздухом; выброс, происходящий на линии расширения, осуществляется в объеме рабочего цилиндра при положении поршня ниже каналов смазки и составляет основную часть масла, которое нерационально используется в цилиндре, увеличивает отложения нагара, ухудшает состояние цилиндра и снижает технико-экономические показатели работы двигателя;

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пилюгин А.С. Механизм процесса истечения масла в цилиндры малооборотных дизелей // Техническая эксплуатация флота: ЭИ. – М.: ЦБНТИ, ММФ, 1971. – №33(263). – С. 3-11.
2. Пилюгин А.С. Подача масла в цилиндры малооборотных дизелей Бурмейстер и Вайн // Техническая эксплуатация флота: ЭИ. – М.: ЦБНТИ, ММФ, 1973. – №18(314). – С. 23-29.
3. Богач В.М. Влияние геометрии маслоподводящих каналов на процесс истечения масла в цилиндры судовых ДВС: дисс... канд. техн. наук. – Одесса, 1986. – 162 с.
4. Богач В.М., Пилюгин А.С., Довиденко Ю.Н. Характеристики маслоподдачи аккумуляторной системы двигателей RND "Зульцер" // Двигатели внутреннего сгорания: ЭИ. – М.: ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, 1988. – 4-88-2. – С. 2-8.

этом начальные условия асинхронного двигателя должны быть нулевыми, поскольку его пуск осуществляется в процессе моделирования.

Порядок действий:

1. В главном окне MATLAB открыть *M*-файл, ввести: $KA=200$, $a1=0.01$, $a2=0.02$, $a3=0.2$.
2. Запустить *M*-файл (меню Debug\Run).
3. В окне MATLAB 6.5 открыть *mdl*-файл.
4. Запустить модель.

В процессе симуляции судового дизельного генератора в среде Simulink/MATLAB были сняты выходные характеристики напряжения и частоты, представленные в виде графиков при набросе нагрузки более чем на 10% выше номинальной.

Схема моделирования приведена рис. 1, результаты моделирования на рис. 2-5. Первые 8 с характеризуют процессы, какие происходят в электрической сети во время пуска.

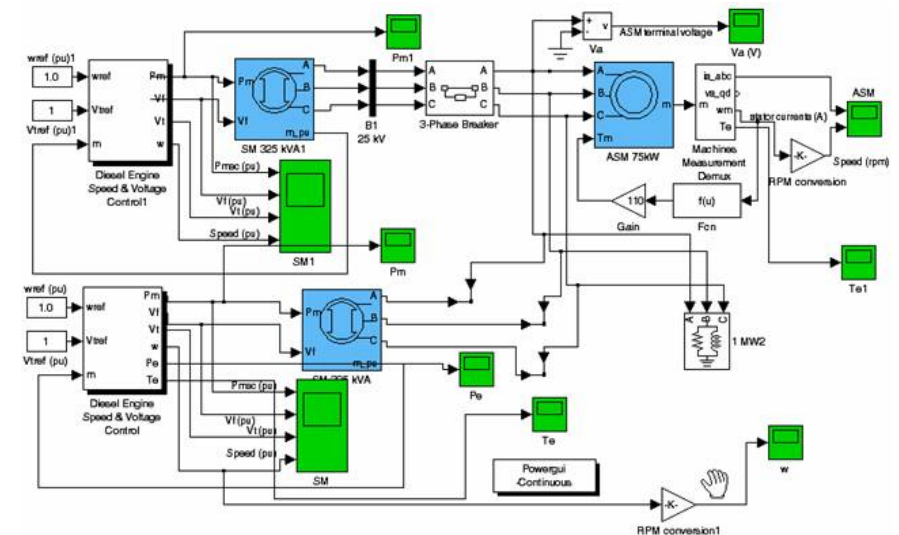


Рис. 1. Схема моделирования процесса перегрузки ДГ на 10% с помощью Simulink/MATLAB

Установлено, что нагрузка с отключившегося дизеля переходит на работающий дизель в течение 2 секунд. Дизель берет на себя дополнительную мощность, уменьшается частота вращения (рис. 2).

Первый провал частоты достигает $0,78 \omega_{\text{ном}}$ за время 0,6 с после отключения ДГ, далее включается в работу регулятор и провал становится $0,87 \omega_{\text{ном}}$ за время 2 с после отключения. После этого скорость сниже-

Истечение масла (линия M_B) в цилиндр двигателя происходит как при неподвижном плунжере (линия X_n), так и при закрытом клапане (линия $X_{кл}$). Это является еще одним доказательством того, что процесс истечения масла в цилиндр управляет не лубрикатор, а совокупность условий взаимодействия газов с маслом, заключенным в заклапанной части тракта системы.

Более того, существуют периоды, когда нагнетательный ход плунжера и открытие клапана не приводят к истечению масла из канала. Масло, подаваемое в эти периоды, идет на пополнение опустошенного канала и появление его на срезе происходит лишь через некоторое время, длительность которого зависит от величины предыдущих выбросов и степени опустошенности канала.

С явлением выброса связаны прямые основные потери дефицитного цилиндрического масла [4].

Наложение линии движения поршня на осциллограммы, позволяет определить, на какие поверхности и в какие периоды происходит действительное истечение масла. Установлено, что выброс происходит как после импульса P_1 , так и после импульса P_2 . В первом случае он приходится на тронк, когда нижнее компрессионное кольцо находится выше линии расположения смазочных отверстий.

Конец периода этого выброса может приходиться на последнее кольцо при движении поршня к НМТ. Таким образом, выброс в рассмотренной фазе является по существу газовым выталкиванием масла в зазор между втулкой и тронком.

Имея в виду участие поверхности тронка в распределении масла по зеркалу, можно считать, что рассмотренная фаза «выброса» несет с собой определенное количество масла, которое используется по назначению. Однако часть масла этой фазы несомненно, попадет в окна, подпоршневое пространство, ресивер продувочного воздуха и может являться одной из причин, предопределяющих возникновение пожара.

Другая, основная и самая расточительная фаза выброса, происходит после второго, более мощного импульса P_2 , когда днище головки поршня находится ниже смазочных отверстий примерно в $55-60^\circ$ п.к.в.

На основании обработки результатов скоростной киносъемки процесса выброса (один из фрагментов которого приведен на рис. 8) графическим дифференцированием определены скорости полета масла за пределы смазочных отверстий, рис. 11.

Как видно из рисунка, эти скорости колеблются от 0,45 до 2,5 м/с. В зависимости от фаз и форм выброса траектории полета масла в цилиндре могут достигать нескольких сантиметров, причем малые порции масла (отдельные капли и их пучки) выбрасываются из каналов с мень-

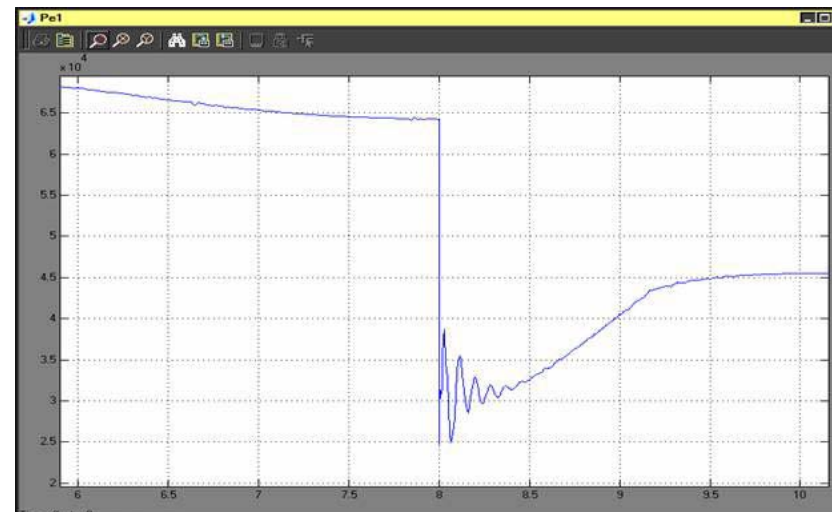


Рис. 4. Изменение мощности АД при пониженной частоте и напряжении

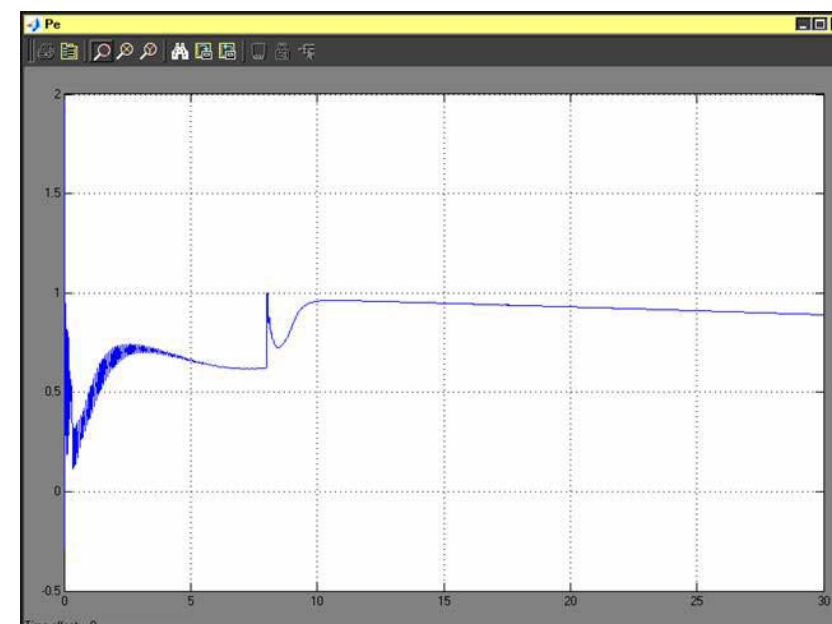


Рис. 5. Изменение мощности на генераторе при перегрузке

Электромагнитный момент СГ в момент отключения генераторного автомата резко возрастает, при этом происходит резкое снижение на-

имеет место выброс, т.е. метание масла из канала расширяющимся в нем газам.

Специальными измерениями установлено, что у исследуемых двигателей путем выброса за пределы канала поступает до 80% масла, при этом величина его изменяется в зависимости от значений эксплуатационных показателей работы двигателя и системы (рис. 9).

Следовательно, нагнетание масла Альфа-лубликатором сопровождается большими подачами масла с выбросом, чем при традиционном (Ганс Йенсен) лубликаторе.

Это, по нашему мнению, обусловлено тем, что новые лубликаторы в течение одного цикла маслоподдачи (длительность которого составляет 4 - 6 оборотов) подают в 2-3 раза большую порцию масла, в отличие от старых лубликаторов с циклом подачи в 2 оборота, которые делят такую порцию на 2-3 раза (при одинаковом удельном расходе масла).

В каждом промежутке между рабочими ходами плунжера лубликатора выброс масла происходит в несколько приемов. Он может быть струйным, как на кинокадрах рис. 8, что характерно преимущественно для 1-го оборота цикла маслоподдачи. Затем выброс выглядит в виде группы или единичных капель. Корень струи, который не отрывается от зеркала, формирует сползание масла под отверстие и вертикальное стекание его по зеркалу. На нескольких оборотах (2-4) поступление масла из отверстия отсутствует.

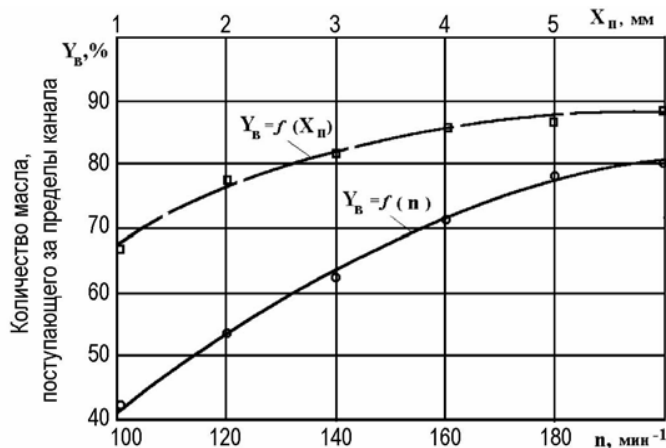


Рис. 9. Зависимость изменения величины выброса от эксплуатационных показателей двигателя

Необходимо заметить, что описанные явления происходят во всех маслоподводящих каналах одновременно, что обусловлено общим для

УДК 681.586.773:537.228.1

Никольский В.В., Багдасарян Л.Б.
ОНМА, НПО «Пищепромавтоматика»

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОПЛИВ И МАСЕЛ, ИСПОЛЪЗУЕМЫХ В СЭУ

В [1, 2] рассмотрен ряд конструкций пьезоэлектрических вискозиметров, выполненных на прямоугольных, круглых и цилиндрических пьезокерамических биморфных элементах, которые позволяют измерять вязкость ньютоновских жидкостей. Однако, для применения в судовых энергетических установках эти конструкции не пригодны для измерения вязкости тиксотропных жидкостей.

В [3] приводится конструкция ротационного вискозиметра для проведения лабораторных испытаний, в котором с целью расширения диапазона измерения и получения возможности регулирования сдвиговых деформаций применена ременная передача с набором шкивов. Полученная конструкция является достаточно громоздкой.

Для расширения диапазона измерений ротационным вискозиметрам необходимо либо менять измерительные зонды, либо менять двигатель, либо использовать редуктор. Известно, что использование ременной или редукторной передачи в измерительных устройствах крайне негативно влияет на точность измерения. Это обусловлено неустранимыми аддитивными помехами, вносимыми элементами передачи. Переход на качественно новый уровень возможен благодаря использованию пьезоэлектрического привода (ПП). В [4 - 6] используется привод на основе пьезо манипуляторов и линейных пьезодвигателей.

Ниже приводится описание конструкции вискозиметра на соосных цилиндрах с ПП, кинематическая схема которого представлена на рис. 1.

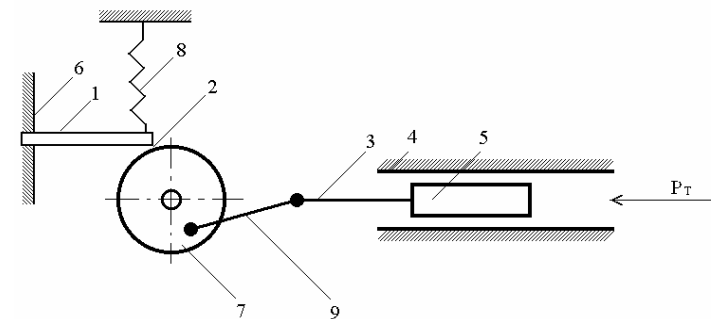


Рис. 1. Кинематические схемы вискозиметров на соосных цилиндрах: 1 — пьезорезонатор; 2 — точка касания; 3 — шток; 4 — неподвижный цилиндр; 5 — подвижный цилиндр; 6 — корпус; 7 — ротор; 8 — прижимная пружина; 9 — шатун

чием газовых полостей в канале, но и ввиду расположения его в верхней части втулки, значительным давлением газов (P_r).

В результате исследований определено, что скорость истечения масла в цилиндры двигателей при рассмотренной конструкции нагнетательного тракта системы изменяется в границах от 0,1 до 2 м/с и более (рис. 6). При этом длина траектории полета масла за границы канала достигает 25-30 мм.

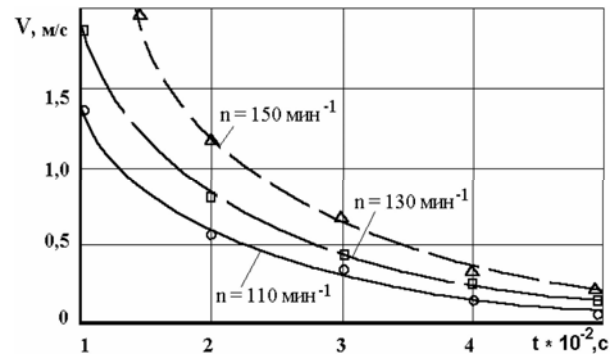


Рис. 6. Характер изменения скорости выброса

Обработка осциллограмм (рис. 7), включающих запись действительного момента поступления масла в цилиндр (линия M_B), показала, что истечение за границы среза канала происходит в два периода.

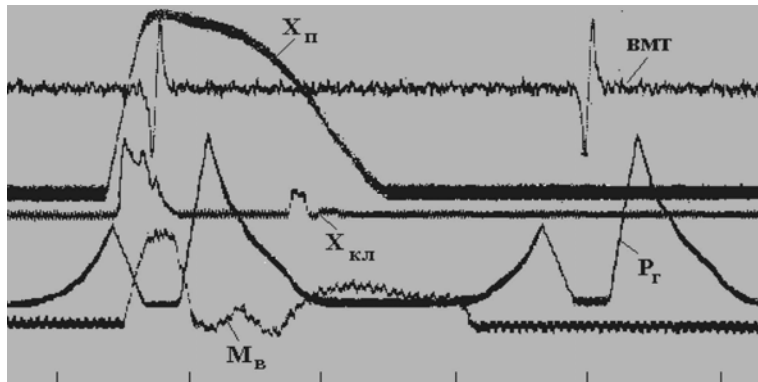


Рис. 7. Осциллограмма процесса маслоподачи с записью момента выхода масла за пределы канала

Первый из них лежит в промежутках между 320 и 450° п.к.в., а второй — между 75 и 280° п.к.в. При этом, в первом периоде подача масла составляет 25-30 % и осуществляется в основном под кольца, а во вто-

F_{TP} пропорциональна мощности P пьезодвигателя и определяется как

$$P = F_{TP} \times V_{TP},$$

где F_{TP} – усилие и V_{TP} – скорость, развиваемые концом пьезорезонатора (ПР) и зависящие от амплитуды U_M и частоты колебаний f управляющего напряжения. Так как работа ПР осуществляется на частоте резонанса и является величиной постоянной для конкретного типа двигателя, то F_{TP} и V_{TP} зависят от U_M .

Известные соотношения для кривошипного механизма позволяют определить по угловой скорости вращения ротора ω пьезодвигателя линейную скорость поршня и, соответственно, скорость сдвига слоев ΔV .

Исходя из выше сказанного, можно сделать вывод, что коэффициент вязкости жидкости η пропорционален отношению U_M/ω . В то же время, отношение U_M/ω является механической характеристикой пьезодвигателя, позволяющей установить момент сопротивления $M_{сопр}$, на основании чего можно утверждать, что $M_{сопр}$ является аналогом η , а механическая характеристика пьезодвигателя в составе вискозиметра соответствует реологической кривой исследуемой жидкости.

Кроме того, отличительной особенностью пьезодвигателей является идентичность механической характеристики на частоте резонанса для всех типов. Так, на рис. 3 представлена механическая характеристика пьезодвигателя с пассивным ротором при постоянных значениях момента сопротивления.

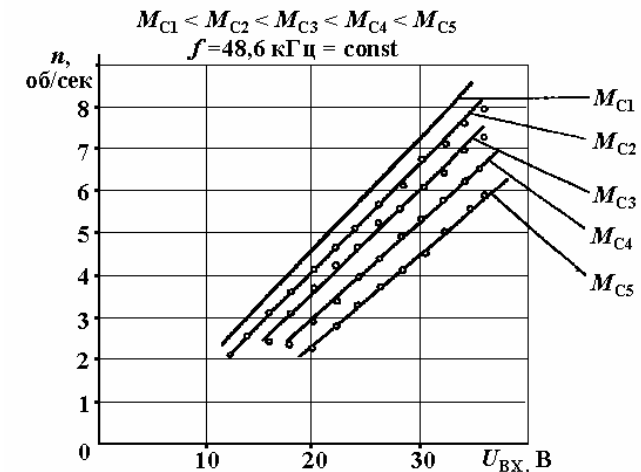


Рис. 3. Механическая характеристика нереверсивного пьезодвигателя

Результаты вскрытий цилиндров показывают, что следы встречи масла с боковой поверхностью головки поршня на исключены, рис. 3, что может быть объяснено отсутствием исследований влияния предположенной геометрии канала на процесс истечения масла в цилиндр.

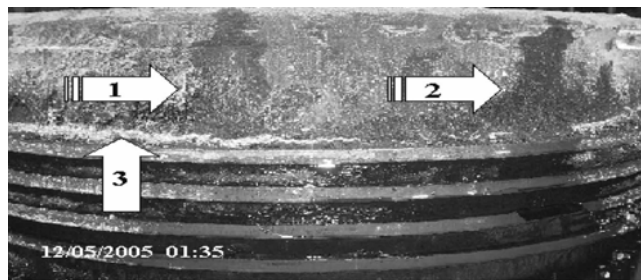


Рис. 3. Характер нагарообразований на головке поршня у двигателей MAN - V&W: 1, 2 — нагары на головке поршня; 3 — отложения над 1-м кольцом

Нами проведены исследования системы смазывания цилиндров применительно к двигателям типа L-МС/МСЕ MAN - V&W в стендовых условиях, соответствующих работе системы на двигателе с частотой вращения коленчатого вала 60 - 200 мин⁻¹.

Величина импульса давления на сжатии задавалась в пределах 0,8 – 1,1 МПа, а на расширении — 2,5-3,1 МПа. Ход плунжера лубрикатора изменялся от 3 до 9 мм. Влияние температуры масла в лубрикаторе изучалось для диапазона 20-40 °С, а в штуцере — 60-80 °С.

Рабочий ход плунжера и открытие невозвратного клапана совершаются на восходящем ходе поршня через каждые 2 оборота (рис. 4).

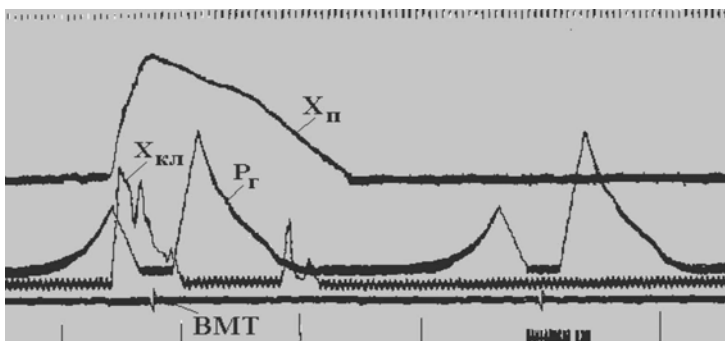


Рис. 4. Осциллограмма процесса маслоподачи лубрикатором Ганс Иенсен

Однако необходимо заметить, что при длительности хода плунжера лубрикатора, составляющей 45° п.к.в., невозвратный клапан открыт в течение более 50° п.к.в. При этом клапан открывается с запаздыванием на 5-6°

Кроме того, оценка работы ПП позволяет прогнозировать его двойное использование: применение ПП в качестве датчика нагрузочного момента открывает возможность реализации измерения усредненной вязкости в широких диапазонах от 10 до 190 стокс. Применение стандартного распылителя в качестве соосных цилиндров позволяет приблизить процессы в вискозиметре к реальным процессам в плунжерных парах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Джагунов Р. Г., Ерофеев А. А. Пьезоэлектронные устройства вычислительной техники, систем контроля и управления: Справочник / - СПб.: Политехника, 1994. - 608 с.
2. Плавинский Е.Б., Никольский В.В., Цубенко А.С. Пьезоэлектрический вискозиметр // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. - Одесса: ОНМА, 2003. - Вып. 8. - С. 130 - 132.
3. Алтоиз Б.А., Ханмамедов С.А. Трибологические особенности граничных смазочных слоев судовых топлив и масел // Судовые энергетические установки: научн.-техн. Сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 80-86.
4. Никольський В.В. Деклараційний патент України, МКІ 7 G01N11/10 Вискозиметр. - № 2003054350; Заявл. 15.05.2003; Опубл. 15.01.2004, Бюл. №1
5. Никольський В.В. Деклараційний патент України, МКІ 7 G01N11/10 П'єзоелектричний віскозиметр. - № 2003109671; Заявл. 28.10.2003; Опубл. 15.09.2004, Бюл. №9.
6. Никольський В.В. Деклараційний патент України, МКІ 7 G01N11/10 Вискозиметр. - № 20031211819; Заявл. 18.12.2003; Опубл. 15.11.2004, Бюл. №11.
7. Коваль В.С., Лавриненко В.В., Тишко О.О., Хорунжий В.М. П'єзоелектричний двигун та спосіб його виготовлення. Патент України № 69663А, від 2004.
8. Коваль В.С., Лавриненко В.В., Левицький О.В. Пьезоэлектрический двигатель, Патент России, № 1820820, 1997.
9. Коваль В.С., Лавриненко В.В., Левицкий О.В. П'єзоелектричний двигун, Патент України № 20182, 1997.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М., Задорожный А.А., Колиев И.Д.
ОНМА

ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА ИСТЕЧЕНИЯ МАСЛА В ЦИЛИНДРЫ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ MAN-B&W

На длинноходовых двигателях MAN-B&W одинаково часто встречаются как центральные каналы, так и смещенные каналы, рис. 1. Такие каналы есть традиционно сформированными типами геометрических форм, которые получили широкое распространение в судовых дизелях.

Процесс маслоподдачи ранее применяемыми системами, которые включают в себя эти каналы, довольно хорошо изучен [1, 2].

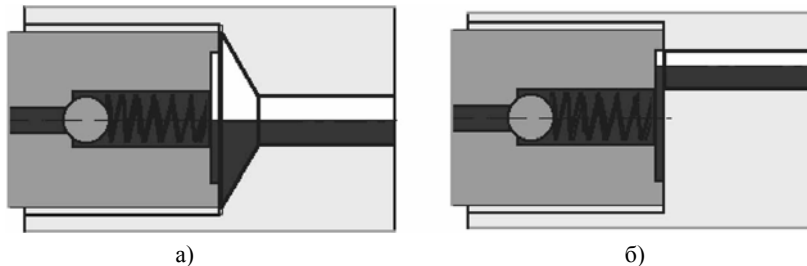


Рис. 1. Маслоподводящие каналы двигателей MAN - B&W: а – центральный канал; б – смещенный канал

В то же время остаются не исследованными системы смазывания цилиндров, которые появились на последних выпусках двигателей, в том числе и на длинноходовых двигателях MAN - B&W, в которых применяются центральные многоступенчатые каналы как с традиционными, так и с новыми конструкциями лубрикаторов.

Испытания таких систем (с лубрикаторм Ганс Иенсен) проводились в лабораторных условиях аналогичных их работе на судовых дизелях, а испытания с Альфа лубрикаторм (рис. 2) осуществлялись непосредственно на двигателе в эксплуатации.

Альфа-лубрикаторм устанавливаются на каждый цилиндр. Сервомотор посредством поршня приводит в движение плунжеры подачи масла к штуцерам. Моменты подачи и количество нагнетаемого масла определяются микропроцессором, подающим управляющие сигналы на соленоидный клапан лубрикатора.

Маслоподача осуществляется один раз на каждые 4 – 6 оборотов вала двигателя в количестве заданной величины удельного расхода масла. Нагнетательный ход плунжеров осуществляется в период прохождения поршневых колец мимо маслоподводящих отверстий в стенке цилиндрической втулки.

дизелей достигает 5 МВт на цилиндр, синхронных генераторов 25-30 МВт, при этом подобные агрегаты имеют большие массогабаритные показатели.

Цель работы — исследования судового ЛДГ мощностью до 1 МВт на модуль с удовлетворительными коэффициентом эффективности и массогабаритными показателями.

Исследования проводятся по следующим направлениям: линейный дизель (ЛД), линейный электрический генератор (ЛЭГ) и система управления ЛДГ для судового пропульсивного комплекса. Тепловые процессы ЛД и ЛЭГ исследуются для одного модуля.

В статье [1] в качестве линейного дизеля принят за основу свободнопоршневой дизель с обратногоходными поршнями. В качестве топлива — классическое дизельное и или моторное топливо. Известно, что идеальный цикл Отто позволяет лучше всего использовать тепловую энергию сгорающего топлива, поэтому моделирование ЛД будем производить по циклу Отто. Для обеспечения минимального объема при максимальной выходной мощности ЛД применим полый поршень-ротор и систему продувки Pampek System (рис. 1).

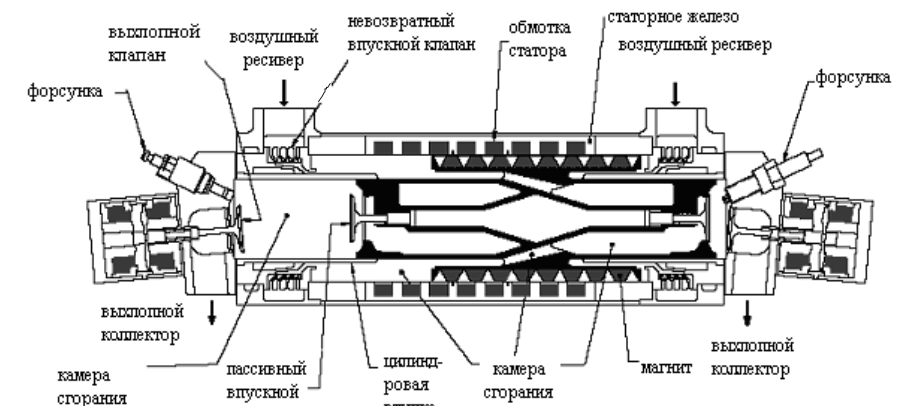


Рис. 1. Линейный дизель генератор с технологией продувки «полый поршень – ротор»

Пассивный впускной клапан данного дизеля, размещенный в головной части каждого поршня, работает без дополнительного внешнего контроля, его передвижение управляется разницей давлений компрессора и цилиндра, силой обратной пружины и динамическими силами. Во время работы открытие пассивного клапана синхронизировано с открытием выхлопного клапана. В процессе сжатия, сгорания и начале расширения высокое давление в цилиндре удерживает клапан в седле.

$$\bar{K} = \bar{R}^{-1} \bar{G}^T \bar{A}^T \left\{ \left[\bar{\Lambda} - \bar{S} \right] \right\} \quad (\text{или } \bar{K} = \Theta \left\{ \left[\bar{\Lambda} - \bar{S} \right] \right\}, \Theta = \bar{R}^{-1} \bar{G}^T \bar{A}^T) \quad (23)$$

представляет собой оператор обратной связи по управлению.

Чтобы иметь возможность использовать законы управления вида (21) или (22), необходимо определить алгоритм расчета матрицы штрафа на управление \bar{R} . Матрица \bar{R} была указана как положительно определенная, а компоненты вектора не могут выйти по физическим соображениям за пределы ограничений \bar{U}_{\max} и \bar{U}_{\min} . Тогда очевидно, что в качестве элементов диагональной матрицы \bar{R} целесообразно выбрать следующие аддитивные величины:

$$r_{i_{m+\frac{l-1}{3}}} = \max_r \begin{cases} r_v = U_{\max} - U_{m+\frac{l-1}{3}} \\ r_n = U_{m+\frac{l-1}{3}} - U_{\min} \end{cases}; \quad i = \overline{1, N} \quad (24)$$

или же нормированные значения

$$\rho_{i_{m+\frac{l-1}{3}}} = \max_{\rho} \begin{cases} \rho_v = \frac{U_{\max} - U_{m+\frac{l-1}{3}}}{|U_{\max} - U_{\min}|} \\ \rho_n = \frac{U_{m+\frac{l-1}{3}} - U_{\min}}{|U_{\max} - U_{\min}|} \end{cases}; \quad i = \overline{1, N}. \quad (25)$$

Подставив $U_{m+\frac{l-1}{3}}$ из (21), например, в (25), получим (без учета возмущений):

$$|\bar{U}_{\max} - \bar{U}_{\min}| \bar{\rho} - \bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}} = -\bar{G}^T \bar{A}^T \left\{ \left[\bar{\Lambda} - \bar{S} \right] \right\} \bar{\psi}_{m+\frac{l-1}{3}}.$$

Введя обозначения

$$\begin{aligned} |\bar{U}_{\max} - \bar{U}_{\min}| \bar{\rho} - \bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}} &= \bar{\varepsilon}, \\ -\bar{G}^T \bar{A}^T \left\{ \left[\bar{\Lambda} - \bar{S} \right] \right\} \bar{\psi}_{m+\frac{l-1}{3}} &= \bar{\gamma}, \end{aligned}$$

приходим к равенству

$$\bar{R} \bar{\varepsilon} = \bar{\gamma}$$

откуда очевидно, что

$$\bar{R} = \bar{\varepsilon}^{-1} \bar{\gamma}. \quad (26)$$

Таким образом, в работе решена задача синтеза законов управления пространственно-распределенными объектами с явно выраженными запаздываниями по компонентам векторов состояния и управления. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании

многополюсными, что уменьшает длину потока и поток в полюсах, а значит и радиальную толщину статорного железа. Для отвода дополнительного количества тепла ЛЭГ и ЛД используется водяная система охлаждения.

Максимальная линейная скорость поршня современного дизеля не более 10 м/с. Если за один ход поршня индуктор генерирует один период, то частота ЛЭГ будет прямо пропорциональна линейной скорости и обратно пропорциональна величине хода поршня

$$f = v / S \quad (2)$$

где f – частота индуктора, v – линейная скорость толкателя, S – ход поршня.

Например, при $S = 1,0$; $f = 10$ Гц, а при $S = 0,5$; $f = 20$ Гц. Способы увеличения частоты и напряжения ЛЭГ: усложнение обмотки, уменьшение хода поршня, увеличение скорости толкателя, однако увеличение более 10 м/с предъявляет повышенные требования к системе охлаждения.

Моделирование процессов однофазных генераторов отличается от моделирования процессов многофазных только количеством фаз и схемой их соединения, то моделировать ЛЭГ начнем для одной фазы.

На рис. 2 показана схема одного витка ЛЭГ.

Напряжение, индуктируемое катушкой $U_{\text{инд}}$, определяется выражением

$$U_{\text{инд}} \approx \omega_{\text{кат}} \frac{\Phi_{\text{макс}} - \Phi_{\text{мин}}}{\Delta t}, \quad (3)$$

где $\omega_{\text{кат}}$ – число витков катушки, $t_{\text{макс}}$, $t_{\text{мин}}$ – максимальный и минимальный магнитный поток, Δt – промежуток времени за которое индуктор проходит под катушкой.

Время Δt пропорционально длине катушки и обратнопропорционально линейной скорости индуктора

$$\Delta t \approx \frac{l_{\text{кат}}}{v_{\text{вала}}}, \quad (4)$$

где $l_{\text{кат}}$ – длина катушки, $v_{\text{вала}}$ – скорость индуктора.

Так как $\Phi_{\text{мин}} = 0$ (принимаем), выражение (3) приобретает вид

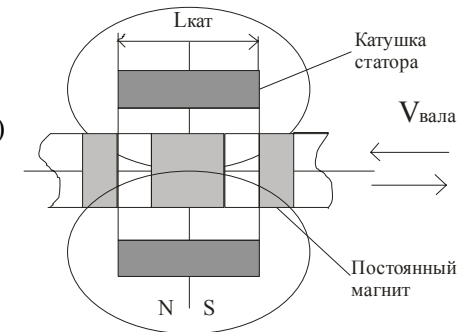


Рис. 2. Схема одного витка обмотки ЛЭГ

ричная матрица, отражающая особенности учета состояний; \bar{R} — положительно определенная матрица настройки коэффициентов регуляторов, представляющая собой “штраф” на управление.

Синтез законов управления будем реализовывать на основе принципа максимума. Данный выбор обусловлен тем, что принцип максимума дает однопроходные процедуры синтеза и тем самым обеспечивает минимум вычислительных затрат.

Следуя принципу максимума, составим функцию Гамильтона:

$$\bar{H}_{m+\frac{l-1}{3}} = \left[\bar{\Psi}_{m+\frac{l}{3}}^T \bar{S} \bar{\Psi}_{m+\frac{l}{3}} + \bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}}^T R \bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}} \right] + \bar{p}_{m+\frac{l}{3}}^T \left\{ \bar{A} [\bar{v} - \bar{\Psi}]_{m+\frac{l-1}{3}-\alpha_{di}} + \bar{G} \bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}-\beta_{di}} + \bar{X} \bar{F}_{m+\frac{l-1}{3}} \right\}. \quad (5)$$

Необходимым и достаточным условием минимизации (4) будет служить:

$$\frac{\partial \bar{H}_{m+\frac{l-1}{3}}}{\partial \bar{\Psi}_{m+\frac{l}{3}}} = \bar{p}_{m+\frac{l}{3}} = \bar{S} \bar{\Psi}_{m+\frac{l}{3}} + \bar{A}^T \bar{p}_{m+\frac{l-1}{3}}, \quad (6)$$

$$\frac{\partial \bar{H}_{m+\frac{l-1}{3}}}{\partial \bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}}} = \bar{0} = \bar{R} \bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}} + \bar{G}^T \bar{p}_{m+\frac{l-1}{3}}. \quad (7)$$

Из (7) получим

$$\bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}} = -\bar{R}^{-1} \bar{G}^T \bar{p}_{m+\frac{l-1}{3}}. \quad (8)$$

Подставим (8) в (1):

$$\bar{\Psi}_{m+\frac{l}{3}} = \bar{A} [\bar{v} - \bar{\Psi}]_{m+\frac{l-1}{3}-\alpha_{di}} - \bar{G} \bar{R}^{-1} \bar{G}^T \bar{p}_{m+\frac{l-1}{3}} + \bar{X} \bar{F}_{m+\frac{l-1}{3}}. \quad (9)$$

Введем линейное преобразование

$$\bar{p}_{m+\frac{l-1}{3}-\beta_{di}} = \bar{\Lambda} \bar{\Psi}_{m+\frac{l-1}{3}} - \bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}-\beta_{di}}, \quad (10)$$

где $\bar{\Lambda}$ — квадратная матрица размерности $(N \times N)$; $\bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}-\beta_{di}}$ — вектор размерности $(N \times 1)$. Используя (10), запишем (9) в виде

$$\bar{\Psi}_{m+\frac{l}{3}} = \bar{A} [\bar{v} - \bar{\Psi}]_{m+\frac{l-1}{3}-\alpha_{di}} - \bar{G} \bar{R}^{-1} \bar{G}^T \left[\bar{\Lambda} \bar{\Psi}_{m+\frac{l-1}{3}} - \bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}} \right] + \bar{X} \bar{F}_{m+\frac{l-1}{3}}. \quad (11)$$

Преобразуем (6) с учетом (10):

$$\bar{S} \bar{\Psi}_{m+\frac{l}{3}} + \bar{A} \left[\bar{\Lambda} \bar{\Psi}_{m+\frac{l-1}{3}} - \bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}} \right] = \bar{\Lambda} \bar{\Psi}_{m+\frac{l}{3}} - \bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}-\beta_{di}}. \quad (12)$$

Преобразовав (12), получим

частоты каждого модуля с помощью системы управления синхронизируется в общее напряжение агрегата. Полученное напряжение подаётся на блок силовых выпрямителей В. Выпрямленное постоянное напряжение поступает на блок гармонических фильтров Ф. Далее с помощью инверторов И преобразуется в переменное напряжение 400 В частотой 50 Гц для потребления судовой электростанцией. Применение дополнительных агрегатов не снижает общей эффективности — коэффициент полезного действия современных силовых выпрямителей и инверторов большой мощности близок к 0,97. На современном флоте силовые выпрямители и инверторы имеют широкое распространение, поэтому их применение не усложнит электроэнергетическую часть пропульсивного комплекса судна.

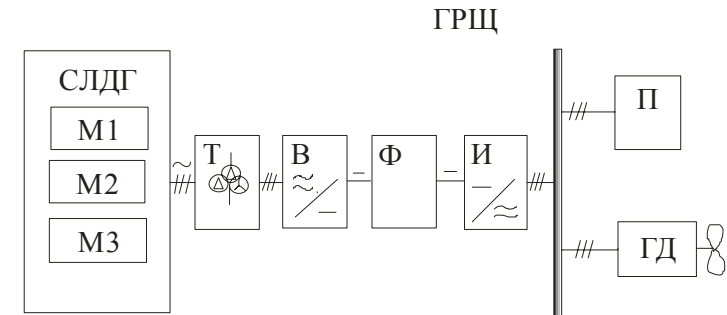


Рис 4. Схема судовой электростанции с использованием судовых линейных дизель-генераторов.

Таким образом, определены основные элементы конструкции, уточнен принцип действия СЛДГ. Результаты математического моделирования в MATLAB подтвердили возможность создания ЛДГ мощностью 1 МВт на модуль для судовой пропульсивной установки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Слышченко А.А. Судовой линейный дизель-генератор // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – № 11. – Одесса: ОНМА. – С. 95-100.
2. Кауторн В. Р. Оптимизация бесщеточного линейного генератора переменного тока с постоянным магнитом для использования с линейным двигателем внутреннего сгорания. – Моргантаун: Университет Западной Вирджинии, США, 1999. – 118 с.
3. Пат. 2035524 Россия, Н02К41/00. Индуктор линейной электрической машины: Пат. 2035524 Россия, Н02К41/00 Роспатент №4812705/07; Заявл. 10.04.90; Опубл. 20.03.95; МПК 7. – 5с.

УДК 62.50

Положаенко С.А.
ОНПУ**СИНТЕЗ ЗАКОНОВ УПРАВЛЕНИЯ ОБЪЕКТАМИ
С ВЫРАЖЕННЫМ ЗАПАЗДЫВАНИЕМ**

Значительный класс судовых механизмов, машин и установок можно характеризовать как объекты с выраженным запаздыванием. К таким объектам, в частности, можно отнести: рулевую машину, гидросистемы, энергетические установки (утиль-котел), лебедки и т.д. Удельный вес и значимость данного класса объектов велик, поэтому важным вопросом является управление этими объектами.

Как указано, основной отличительной особенностью рассматриваемых объектов является их повышенная инерционность, которая проявляется в наличии запаздываний. При этом, с точки зрения теории управления, запаздывания следует рассматривать двух видов: запаздывания на переменные состояния и запаздывания на управление. Ввиду специфики конструкции (значительные геометрические размеры) или физики протекающих процессов (тепловые процессы в энергетических установках), данные объекты должны рассматриваться как объекты с распределенными параметрами. Негативными проявлениями влияния запаздываний на процесс управления в данном случае можно отметить затягивание переходного процесса, возможная потеря устойчивости и, как следствие, необходимое снижение коэффициента усиления системы управления. Последнее обстоятельство приводит также к увеличению статической ошибки регулирования. Принимая во внимание также, что для большинства из указанных выше судовых объектов управляющая величина имеет значительные энергетические уровни, решение задачи эффективного управления для класса объектов с выраженным запаздыванием является актуальным.

Цель предлагаемой работы — синтез конструктивных законов управления объектами с выраженными запаздываниями, учитывающими пространственно-распределенный характер протекающих в них процессов.

При синтезе стратегий управления используем стандартную векторно-матричную форму представления задач управления [1, 2], которая в дискретной форме для объектов с распределенными параметрами может быть представлена следующим образом:

$$\bar{\Psi}_{m+\gamma_s} = \bar{A}[\bar{v} - \bar{\Psi}]_{m+\frac{t-1}{3}-\alpha_{di}} + \bar{G}\bar{U}_{m+\frac{t-1}{3}-\beta_{di}} + \bar{X}\bar{F}_{m+\frac{t-1}{3}}, \quad (1)$$

$$\bar{\Psi}_{y_m}^k = \bar{\varphi}\bar{\Psi}_{m-\alpha_{di}}^k; k = \bar{1}, \bar{K}_1, \quad (2)$$

УДК 629.5:621.4

Ткач М.Р.
НУК**ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГАЗОТУРБИННЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК
С ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ КАМЕРОЙ СГОРАНИЯ
ДЛЯ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ СУДОВ**

Постановка проблемы. Снижение топливной составляющей затрат судов путем применения альтернативных топлив является актуальной проблемой, что отражено в ряде Законов Украины "Про альтернативні види рідкого та газового палива" (№ 1391-XIV от 14.01.2000 г.) Постановлении Кабинета Министров Украины № 915 от 26.06. 2001г. «Про впровадження системи збирання, сортування, транспортування, переробки та утилізації відходів як вторинної сировини» и в проекте Закона Украины «Про альтернативні джерела енергії» (реестр. № 6145).

Обзор публикаций и выделение нерешенных проблем. В настоящее время получили широкое развитие специализированные суда — плавучие производственные комплексы, которые применяются при разработке нефтегазовых месторождений, обеспечении электроэнергией и теплом, производстве олефинов и т.п. [5, 6]. Такое организационно-техническое решение дает ряд существенных преимуществ по сравнению со стационарным размещением производств: снижение экономических рисков, оптимальные сроки и стоимость строительства, минимальная себестоимость переработки, оптимальные затраты на сырьё, возможность перемещения производства при исчерпании запасов сырья и (или) изменениях в законодательстве и др.

С повышением стоимости нефти и нефтепродуктов проблема использования нефти в качестве топлива судовых двигателей обостряется [2]. Другим перспективным видом альтернативных топлив являются отходы термопластичных полимеров. Выполненные в последние годы работы показали целесообразность использования таких топлив в судовых условиях. При математическом моделировании энергетических установок специализированных судов и технологических платформ используется теория систем [5, 6]. Выделяют четыре иерархических уровня рассмотрения: судовая энергетическая установка (СЭУ) специализированного судна в целом; технологическая и энергетическая подсистемы; группы оборудования подсистем; оборудование, входящее в группы. В основе математической модели газотурбинной СЭУ с дополнительной камерой сгорания (ДКС) лежит первое начало термодинамики. На базе рассмотрения потоков энергии и массы получены зависимости, позволяющие определить значения температур, давлений и расходов

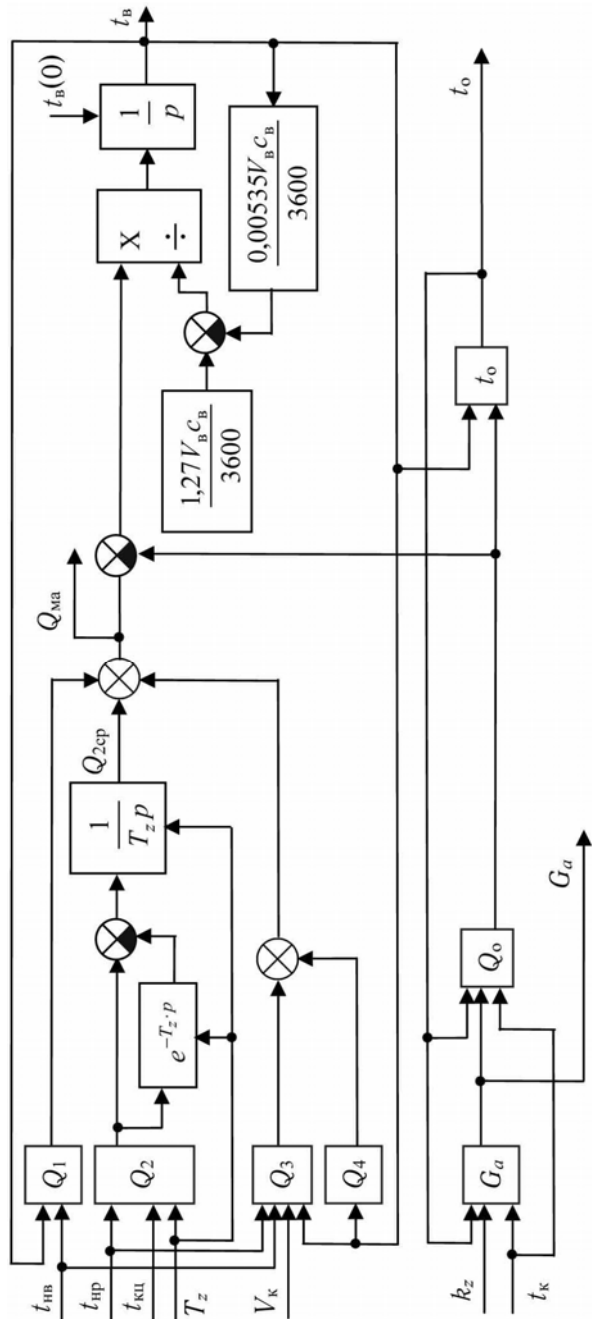


Рис. 3. Структурная схема модели изменения температуры воздуха в морозильной камере Φ и температуры кипения хладагента Φ

топлива в процессе переработки сырья; $d_{т.ж} = \frac{G_{т.ж}}{G_{пл} \cdot k_{тех}}$ — относительный расход жидкого топлива на ГТД; $G_{т.ж}$ — массовый расход жидкого топлива на ГТД, кг/с.

Мощность СЭУ определится как:

$$N_{эл} = N_{гтд} \cdot \eta_{ген} - \bar{N}_{сн} \cdot G_{пл} \cdot 3600,$$

где $\eta_{ген}$ — КПД генератора; $\bar{N}_{сн}$ — удельный расход электроэнергии на собственные нужды технологического оборудования, кВт·ч/кг.

КПД СЭУ:

$$\eta_{эл} = \frac{N_{эл}}{G_{пл} \cdot k_{тех} \cdot (d_{т.ж} \cdot Q_{Uж} \cdot \eta_{кс} + d_{т.г} \cdot Q_{Uг} \cdot \eta_{дкс})},$$

где $Q_{Uж}$, $Q_{Uг}$ — низшая располагаемая теплотворная способность жидкого и газообразного топлива соответственно; $d_{т.г} = \frac{G_{т.г}}{G_{пл} \cdot k_{тех}}$ — относительный расход газообразного топлива на ДКС; $G_{т.г}$ — массовый расход газообразного топлива на ДКС, кг/с; $\eta_{кс}$, $\eta_{дкс}$ — КПД камеры сгорания ГТД и ДКС.

Величина массового расхода газового топлива на ДКС определена на базе рассмотрения теплового баланса ДКС при условии обеспечения заданного температурного напора на выходе из первой ступени технологического процесса $\Delta T_{кр}$.

Определение величин, входящих в приведенные зависимости выполняется на основе математической модели СЭУ на базе ГТД с ДКС [5].

Относительное значение параметров ГТД: мощности, КПД, расхода и температуры газов на выходе в зависимости от температуры наружного воздуха представлены в виде полиномов третьей степени [1, 3, 5, 6]:

$$\bar{Z}_{i\text{ГТД}} = \sum_{j=0}^3 A_j^i T_{н}^j,$$

где $\bar{Z}_{i\text{ГТД}}$ — относительное значение мощности ГТД ($i=1$), КПД ГТД ($i=2$), расхода газов на выходе ГТД ($i=3$), температуры газов на выходе ГТД ($i=4$), A_j^i — коэффициенты полиномов для соответствующих параметров.

Изменение параметров ГТД $\delta \bar{Y}_{i\text{ГТД}}$ в зависимости от коэффициентов восстановления полного давления воздухоприемного $v_{вх}$ и газоотводящего $v_{вых}$ трактов учтено методом малых отклонений [6]:

Массу воздуха в морозильной камере $m_{\text{в}}$ определяем из формулы:

$$m_{\text{в}} = V_{\text{в}} \rho_{\text{в}}, \text{ кг},$$

где $V_{\text{в}}$ — объем аппарата по воздуху, м^3 .

Плотность воздуха $\rho_{\text{в}}$ определяется по формуле:

$$\rho_{\text{в}} = -5,35 \cdot 10^{-3} \cdot t_{\text{в}} + 1,27, \text{ кг/м}^3.$$

Изменение тепловых потоков $\Delta Q(t)$ определяется по формуле:

$$\Delta Q(t) = Q_{\text{ма}}(t) - Q_{\text{о}}(t),$$

где $Q_{\text{о}}(t)$ — изменение во времени холодопроизводительности винтового компрессора; $Q_{\text{ма}}(t)$ — изменение во времени тепловой нагрузки на морозильную камеру.

Для стационарного режима работы значение $Q_{\text{ма}}$ определяется по формуле:

$$Q_{\text{ма}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4, \text{ Вт},$$

где Q_1 — теплоприток через ограждающую поверхность; Q_2 — теплоприток от рыбопродукта; Q_3 — теплопритоки, вносимые цепями конвейера и блок-формами; Q_4 — расход холода на охлаждение и осушение воздуха, поступающего в морозильную камеру, а также расход холода на тепловой эквивалент работы электровентилятора.

Теплопритоки Q_1 и Q_3 зависят от температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$, $^{\circ}\text{C}$.

В динамическом режиме работы теплоприток от продукта Q_2 является величиной переменной. Соответственно, в динамической модели рассчитывается среднее количество теплоты $Q_{2\text{ср}}$, поступающее от рыбы, находящейся в морозильной камере за время замораживания T_z :

$$Q_{2\text{ср}} = \frac{1}{T_z} \int_t^{t+T_z} Q_2(t) dt, \text{ Вт}.$$

В итоге, с учетом того, что интегрирование будем вести в часах, получаем окончательное выражение для определения температуры воздуха $t_{\text{в}}$ в морозильной камере в динамическом режиме работы:

$$t_{\text{в}}(t) = \int_0^t \frac{3600(Q_{\text{ма}}(t) - Q_{\text{о}}(t))}{V_{\text{в}} C_{\text{в}} (1,27 - 0,00535 t_{\text{в}})} dt + t_{\text{в}}(t=0), \text{ } ^{\circ}\text{C}. \quad (7)$$

В стационарном режиме работы реальная холодопроизводительность компрессоров $Q_{\text{о}}$ соответствует тепловой нагрузке на морозильную камеру $Q_{\text{ма}}$. Величина теплового потока от хладагента к воздуху в морозильной камере может быть определена по формуле:

вого топлива на ДКС, снижению КПД СЭУ и повышению расхода сырья. Следует отметить, что при увеличении мощности ГТД наблюдается тенденция повышения диапазона температур наружного воздуха, в котором достигаются максимальные значения КПД СЭУ (см. рис. 2). Вместе с тем, в рассматриваемом диапазоне значений температур воздуха на входе зависимость КПД СЭУ от $T_{\text{н}}$ оказывается незначительной (рис. 2а).

Результаты исследований электрической мощности СЭУ представлены в виде отношения ее значения к механической мощности каждого ГТД — $N_{\text{эл}} / N_{\text{ГТД,iso}}$ (рис. 2б). Как следует из приведенных данных, в рассматриваемом диапазоне параметров, максимальное значение мощности СЭУ для всех рассматриваемых ГТД достигается при температуре на входе (260...270 К). Этот результат соответствует традиционным зависимостям мощности ГТД от температуры воздуха на входе. В данном случае, влияние изменения электрической мощности технологической подсистемы в зависимости от температуры наружного воздуха оказывается несущественным вследствие практически постоянного КПД СЭУ, а, следовательно, и расхода топлива.

Проведенные исследования позволили также определить величину подогрева отходящих газов в дополнительной камере сгорания — $\Delta T_{\text{ДКС}}$ в зависимости от температуры наружного воздуха (см. рис. 2в). При снижении $T_{\text{н}}$ происходит увеличение требуемой величины подогрева, что связано с необходимостью обеспечения требуемых темпера-

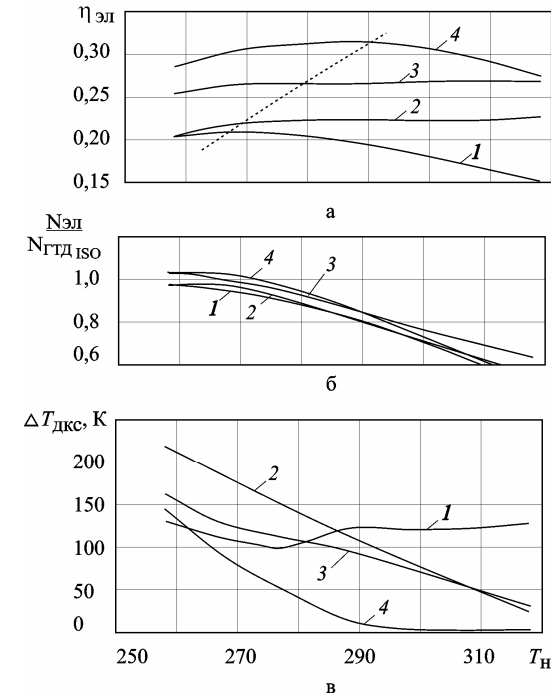


Рис. 2. Влияние мощности и температуры наружного воздуха на показатели СЭУ специализированного судна: а — КПД СЭУ; б — относительная мощность СЭУ; в — подогрев газов в ДКС; 1 — GT2500, 2 — GT6000, 3 — GT15000, 4 — GT25000

щей соответствие процесса замораживания различным режимам работы морозильного комплекса. В последнем случае, при изменяющемся в зависимости от условий работы значении t_b , должно постоянно обеспечиваться заданное значение $t_{кл}$. При этом для реализации зависимости (3) возникает задача непрерывного определения фактической продолжительности замораживания T_z . Эту задачу можно решить, используя выражение (4). Необходимо постоянно вычислять T_z (рис. 2) таким образом, чтобы подинтегральная разность всегда была равна длине ленты конвейера L_{cz} :

$$T_z(t) = \arg \left\{ \left(\int_t^{t+T_z} (V_k(t) - V_k(t - T_z)) dt \right) = L_{cz} \right\}. \quad (4)$$

Количество теплоты Q , необходимое для изменения температуры воздуха в морозильной камере t_b , определяется по формуле:

$$Q = m_b c_b (t_b - t_{b0}), \text{ Дж}, \quad (5)$$

где t_b — в данном случае текущая температура воздуха, °С; t_{b0} — начальная температура воздуха, °С; m_b — масса воздуха, кг; c_b — теплоемкость воздуха, Дж/(кг·°С).

Отсюда можно найти текущую температуру воздуха:

$$t_b = \frac{Q}{c_b m_b} + t_{b0}.$$

Для динамического режима работы значение Q можно найти, интегрируя теплопритоки по времени:

$$Q = \int_0^t \Delta Q(t) dt, \quad (6)$$

где $\Delta Q(t)$ — изменение во времени суммы тепловых потоков в морозильной камере, Вт.

Подставив выражение (5) в формулу (6) и производя дифференцирование, получаем:

$$\frac{dt_b}{dt} = \frac{1}{m_b c_b} \cdot \Delta Q(t).$$

Отсюда для динамического режима работы получаем выражение для определения непрерывно изменяющейся температуры воздуха t_b :

$$t_b(t) = \frac{1}{m_b c_b} \int_0^t \Delta Q(t) dt + t_b(t=0).$$

УДК 621.43

Трибусян Ю.Н., Ханмамедов С.А.
ОНМА

МЕХАНИЧЕСКИЙ ШУМ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДИЗЕЛЯ

Снижение шума и вибрации — один из резервов повышения энергетической эффективности работы СДВС, так как при этом уменьшается количество энергии, необратимо рассеиваемой при внешнем трении и изнашивании, а также в колебательных процессах и внутреннем трении конструкций двигателя. Вибрационные потери в энергетическом балансе СДВС составляют величину порядка 1 %.

Исследованию шума и вибрации двигателей и особенно двигателей, устанавливаемых на кораблях военно-морского флота, уделяется большое внимание.

По своему происхождению шум дизеля имеет газодинамическую и механическую природу.

Газодинамический шум связан с процессами наддува, всасывания и выпуска. Основной причиной механического шума являются процессы, протекающие в цилиндропоршневой группе дизеля.

В настоящей работе произведён анализ причин возникновения шума и вибрации цилиндропоршневой группы и на примере среднеоборотной тронковой машины рассмотрен способ его снижения.

В международной практике для сравнительного анализа шумности и оценки акустического совершенства энергетической установки используют понятие акустического коэффициента излучения η_a [1]:

$$\eta_a = \frac{N}{N_e} \text{ или } \eta_a(A) = \frac{N(A)}{N_e}, \quad (1)$$

где N_e — номинальная энергия двигателя; N и $N(A)$ — общая акустическая мощность и акустическая мощность по номинальному режиму работы двигателя.

В судовой акустике уравнение (1) принято представлять

$$\lg \eta_a = 10 \lg \frac{N}{N_e}; \quad L_{\eta(A)} = 10 \lg \frac{N(A)}{N_e}. \quad (2)$$

На рис. 1 приведены средние спектры воздушного шума судовых дизелей, замеренные на расстоянии 1 м от источника и приведены к условиям свободного поля [1]. Статистической обработке были подвергнуты более чем 30 дизелей мощностью от 8 до 1100 кВт с частой вращения от 280 об/мин до 1000 об/мин.

$$\ln \frac{t_{kr} - t_B}{t_{кц} - t_B} = \left(\frac{T_z \lambda_z}{\gamma_z L_z \left(L_z + \frac{4\lambda_z}{\alpha_z} \right)} - \frac{\rho_z (1 + 0,0053 t_{нр})}{8(t_{kr} - t_B)} \right) \frac{\pi^2}{N_z c_z} + 0,21. \quad (2)$$

Обозначим правую часть выражения (2) через A . Получаем:

$$e^A = \frac{t_{kr} - t_B}{t_{кц} - t_B}.$$

Запишем отсюда формулу для определения $t_{кц}$:

$$t_{кц} = (t_{kr} - t_B) e^{-A} + t_B, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

В динамически изменяющемся режиме работы морозильного комплекса температура воздуха в морозильной камере t_B является переменной величиной. Поэтому возьмем ее среднее значение $t_{всп}$ за время T_z , то есть за время пребывания блока рыбы в морозильной камере:

$$t_{всп} = \frac{1}{T_z} \int_t^{t+T_z} t_B(t) dt, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Или в операторной форме:

$$t_{всп} = \frac{1 - e^{-T_z p}}{T_z p} \cdot t_B.$$

Получаем выражение, описывающее изменение значения температуры рыбы в центре блока на выходе из морозильной камеры $t_{кц}$ в зависимости от изменения времени замораживания T_z и температуры воздуха в морозильной камере $t_{всп}$:

$$t_{кц} = (t_{kr} - t_{всп}) e^{-A} + t_{всп}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (3)$$

На основе выражения (3) строим структурную схему модели изменения температуры продукта $t_{кц}$, представленную на рис. 1.

Время пребывания блока рыбы в морозильной камере T_z также является переменной величиной. Оно зависит от длины пути L_{cz} , который проходит блок рыбы в морозильной камере, и от скорости движения конвейера V_k (м/с). Для $V_k = \text{const}$:

$$T_z = \frac{L_{cz}}{3600 V_k}, \text{ ч}.$$

Величина V_k может быть постоянной, рассчитанной заранее, исходя из технологических условий, а может быть переменной, обеспечиваю-

$$L_{\eta(A)} = 10 \lg \frac{NA}{N_0} = \omega \lg \frac{n}{n_0} + \omega \lg \frac{N_e}{N_0} - 91, \quad (3)$$

где $N_0 = 10^{-12}$ Вт — пороговый уровень.

При $N_0 = N_e = 1$ кВт и $n_0 = 1$ об/мин получим

$$L_{\eta(A)} = \omega \lg n N_e + 58. \quad (4)$$

В формуле (4) значение номинальной мощности двигателя N_e связано с основными размерами и частотой известной зависимостью [2]:

$$N_e = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{S n i P_e}{m}, \quad (5)$$

где D и S — диаметр и ход поршня, м; P_e — среднее эффективное давление, Па; i — число цилиндров; $m = 2$ коэффициент тактности для четырёхтактных двигателей.

После подстановки (5) в уравнение (4) получим

$$L_{\eta(A)} = 10 \lg(\pi D S i) + 20 \lg n + \omega \lg P_e + \text{const}. \quad (6)$$

Таким образом, параметрами, от которых зависит шумность дизеля, являются размеры рабочего цилиндра, частота вращения, среднее эффективное давление.

Рассмотрим более подробно процессы возбуждения колебаний в деталях ЦПГ. На рис. 3 показана типовая конструкция ЦПГ тронкового двигателя внутреннего сгорания.

Работа деталей ЦПГ сопровождается излучением в блок цилиндров, остов двигателя и окружающую среду колебательной энергии. Излучаемая в опорные и неопорные связи колебательная энергия служит основным параметром, характеризующим виброактивность деталей ЦПГ.

Колебательной мощностью, излучаемой деталями ЦПГ, является среднее во времени значение интеграла скалярного произведения векторов сил, действующих со стороны ЦПГ на опорные и не-

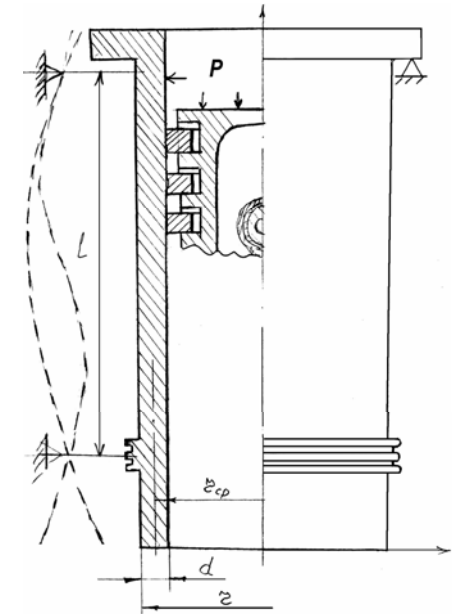


Рис. 3. Типовая схема цилиндрической втулки тронкового двигателя

Итак, разработана методика диагностирования АДГ с использованием штатного оборудования. Показано, что для судовых АДГ степень работоспособности должна быть не ниже $C = 0,70$. При регистрации выходного напряжения синхронного генератора в период пуска возможно выполнение определения дефектов основных элементов АДГ.

Разработанная методика диагностирования АДГ может быть использована на транспортных и рыбопромысловых судах, а также на судах вспомогательного флота и ВМФ Украины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ханмамедов С.А., Пизинцали Л.В. Номинирование параметров судовых аварийных дизель-генераторов транспортных судов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. 35-42.
2. Мозалевский А.В., Калвин В.П. Системы диагностирования судового оборудования. – Л.: Судостроение, 1987. – 221 с.
3. Правила квалификации и постройки морских судов. – С.-Пб.: Российский морской Регистр судоходства, 1999. – Т. 2. – 605 с.
4. Суворов П.С. Управление режимами работы главных судовых дизелей. – Одесса: ЛАТСТАР, 2000. – 238 с.

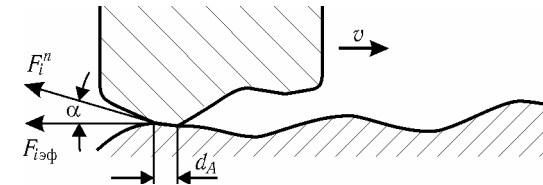


Рис. 4 Элементарный контакт гребней шероховатости цилиндров втулки и поршневого кольца

На рис. 4 показан механизм возбуждения колебательного процесса на элементарном гребне шероховатости пары трения поршневое кольцо – втулка цилиндра. Очевидно, что продолжительность контакта определится:

$$t = \frac{d_A}{V}, \quad (11)$$

где d_A – диаметр элементарного гребня контакта.

Тогда взаимосвязь между линейной скоростью перемещения элементарного контакта и цилиндрической частотой определяется:

$$\omega = 2\pi \frac{1}{\Delta t}, \quad (12)$$

однако вибрация деталей ЦПГ на частотах выше 2000 – 3000 Гц не имеет ярко выраженных дискретных составляющих, и могут рассматриваться как случайные стационарные и использоваться для целей диагностики.

В этом случае спектральная плотность измеряемой колебательной мощности на частоте ω определяется временной спектральной плотностью действующей силы и скорости:

$$N_i^n(\omega) = \text{Re } S(F_i^n V_i^n) = \text{Re} \lim_{\Delta\omega \rightarrow \infty} \lim_{\Delta T \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta\omega T} \int_0^T F_i^n V_i^n dt, \quad (13)$$

Силу и скорость в данном случае измеряют обычно в полосах частот 1/3 или 1/2 активных, из которых и формируется частотная характеристика. Колебательная мощность $N_i^n(\Delta\omega)$, излучаемая механизмом в полосе частот ω , определится [1]:

$$N_i^n(\Delta\omega) = \int_{\omega - \frac{\Delta\omega}{2}}^{\omega + \frac{\Delta\omega}{2}} N_i^n(\omega) d\omega = F_{i\phi}^n(\Delta\omega) V_{i\phi}^n(\Delta\omega) \cdot R_e R_{RF}(\Delta\omega), \quad (14)$$

где $R_e R_{RF}(\Delta\omega)$ — действительная часть коэффициента корреляции между силой и скоростью в полосе частот $\Delta\omega$, которая может быть определена на микротрибометре:

Блок Diesel представляет собой модель дизеля, составленную в соответствии с уравнениями (4) и (5), в зависимости от значения частоты вращения вала. При $\omega^* \leq 0,45$ реализуется выражение (2), а при $\omega^* \geq 0,45$ — выражение (5). С помощью регулятора частоты вращения осуществляется регулирование частоты вращения дизеля в соответствии с выражением (6). Выходная механическая энергия дизеля подается на вал синхронного генератора Synchronous Machine. Возбуждение генератора осуществляется с помощью стандартного блока Excitation System, этим же блоком моделируется ПИ-регулятор напряжения. На вход этого блока поступает номинальное значение напряжения, выраженное в относительных единицах (блок Constant), а также активная (d) и реактивная (q) составляющие переменного напряжения генератора. Выходные сигналы синхронного генератора измеряются с помощью стандартного блока Machines Measurement Demux и подаются на блок Scope, осуществляющий визуализацию измеренных величин. Линейное напряжение на шинах генератора измеряется блоком Voltage Measurement.

В настоящее время судовые аварийные дизель генераторы не располагают независимым датчиком для измерения частоты вращения. Таким образом, для реализации предлагаемой методики сигнал, пропорциональный частоте вращения, должен быть выработан при помощи уже установленного штатного оборудования. В настоящей работе в качестве датчика частоты вращения использовался непосредственно синхронный электрический генератор. Для этой цели напряжение с синхронного генератора подавалось на ЭВМ, где частота исследуемого сигнала вычислялась по следующей формуле

$$\omega_i = \frac{2\pi}{p} \cdot \frac{1}{T_i}, \quad (9)$$

где p — число пар полюсов синхронного генератора; T_i — текущий период колебаний (рис. 6).

Используя формулу (7), в любой момент времени можно определить частоту вращения АДГ. На рис. 7. приведены результаты определения частоты вращения аварийного дизель генератора в период пуска при различном техническом состоянии его СЕ.

В зависимости от требований заказчика глубина диагностирования может быть увеличена, например, состояние деталей ЦПГ, масляного насоса и т.д. Таким образом, предложенная выше методика может быть использована для диагностирования технического состояния судовых аварийных дизель-генераторов, используя штатное оборудование. Основным сигналом, который используется для диагностирования АДГ, является амплитудное и частотное изменение напряжения генератора в

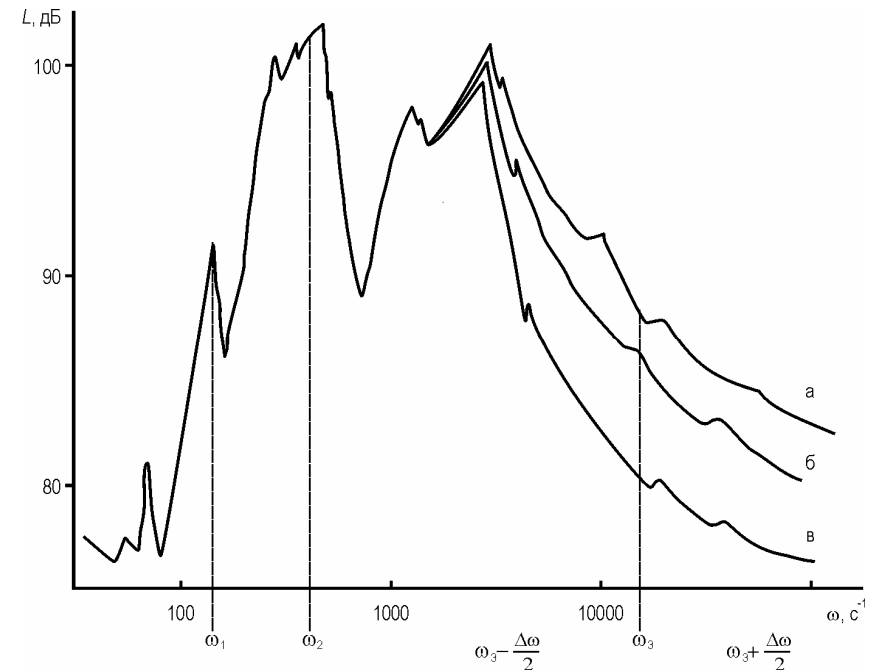


Рис. 5. Спектрограмма вибрации верхней части двигателя: а — при смазке маслом М-10Г₂ЦС; б — с удаленным вторым поршневым кольцом; в — при смазке маслом

По излучаемой колебательной мощности в диапазоне частот ω_3 можно сравнить эффективность действия новых смазочных материалов. Так, применение полусинтетического смазочного материала для смазывания деталей ЦПГ приводит к снижению уровня колебательной мощности на 7÷10 дБ.

Выводы:

- установлено, что в низкочастотной области колебаний в деталях ЦПГ преобладают два независимых источника возбуждения — процесс сгорания и процесс трения поршневых колец;
- применение полусинтетических смазочных материалов снижает колебательную мощность, излучаемую деталями ЦПГ на 7÷10 дБ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ключкин И.И., Боголепов И.И. Справочник по судовой акустике. — Л.: Судовождение, 1978. — 503 с.
2. Самсонов В.И., Худов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов. — М.: Транспорт, 1990. — 367 с.

- система возбуждения генератора.

Для определения состояния основных СЕ применим известный метод оценки реакции АДГ на ступенчатое возмущение [3].

Как видно из рис. 3, в период времени $0 - t_n$ на АДГ подается пусковой воздух или осуществляется разгон АДГ от стартерного электродвигателя. В этот период времени АДГ может быть characterized как однокомпонентный объект. Описание объекта может быть выполнено, согласно известному уравнению динамики вращательного движения, по следующей зависимости:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{сд} - M_{ст}, \quad (6)$$

где J — суммарный момент инерции системы дизеля с генератором, $M_{сд}$ — момент стартерного электродвигателя, $M_{ст}$ — статический момент дизеля.

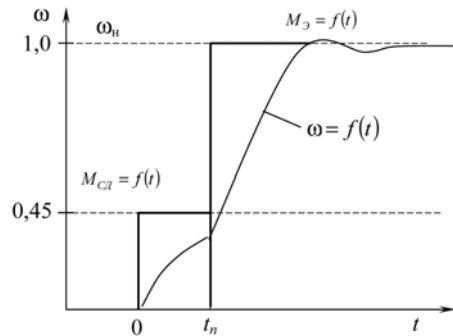


Рис. 3. Схема двухступенчатого тестового сигнала, подаваемого на АДГ

По мере достижения частоты вращения $\omega \approx 0,4\omega_n$ и условий воспламенения топлива на двигатель в момент времени $t = t_n$ наносится следующее ступенчатое возмущение. Двигатель в этот период времени переходит в новое состояние и может быть охарактеризован как двухкомпонентный объект. В этот период необходимо учесть работу регулятора частоты вращения двигателя, который после отключения стартерного электродвигателя осуществляет управление эффективным моментом дизеля. На этом этапе уравнение, описывающее движение АДГ, преобразуется к следующему виду:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_э - M_{ст}, \quad (7)$$

где $M_э$ — эффективный момент дизеля, снабженного, например, механическим ПИ-регулятором частоты вращения.

Рассмотренное состояние по производству главных двигателей ставит целый ряд вопросов по экономии эксплуатационных расходов.

Глубокая утилизация теплоты уходящих газов позволяет существенно снизить расход топлива на ходу судна, что связано с использованием на судах утилизационных комплексов. Утилизационные комплексы использовались и ранее, но применение малооборотных двигателей с низкой температурой газов после турбонагнетателя, малыми удельными расходами топлива ставит ряд вопросов по созданию эффективных утилизационных котлов (УК) перед проектировщиками, а по их использованию — перед эксплуатационниками.

Рассмотрим в свете тенденций развития ДВС проблемы, возникающие при создании и использовании утилизационных комплексов на современных двигателях внутреннего сгорания.

Эффективность утилизационного котла, как известно, оценивается его паропроизводительностью (теплопроизводительностью для котла с органическим теплоносителем), а также степенью утилизации.

Рассмотрим, от чего зависит мощность утилизационного котла.

Тепловой баланс УК определяется зависимостью

$$D(h_{пара} - h_{пв}) = B_p \Phi (I_1 - I_2),$$

где $h_{пара}$ — энтальпия пара, кДж/кг; $h_{пв}$ — энтальпия питательной воды, кДж/кг; B_p — расход топлива на главный двигатель, кг/с; I_1, I_2 — энтальпия газов перед котлом и после него, соответственно, кДж/кг; Φ — коэффициент сохранения теплоты, учитывающий удельную потерю теплоты q_5 в окружающую среду:

$$\Phi = 1 - q_5.$$

Расход топлива на главный двигатель оценивается по формуле

$$B_p = q_e N_e,$$

где q_e — эффективный удельный расход топлива главного двигателя, кг/кВт·ч; N_e — эффективная мощность двигателя, кВт.

Исходя из баланса УК, его характеристики зависят от энтальпии газа до и после котла, мощности двигателя, удельного расхода топлива, температуры газов перед и после УК и, в некоторой степени, от температуры питательной воды и потери теплоты котлом в окружающую среду.

Более подробно остановимся на влиянии на мощность УК каждого из перечисленных факторов.

Энтальпия газа до и после котла определяется составом газа, образовавшегося при сжигании топлива в двигателе, и избытком воздуха, подаваемого в цилиндр двигателя при сгорании топлива и последующей продувке.

т.д.); K_2 — коэффициент, который обусловлен потерей к.п.д. дизеля с ростом энергии рассеиваний в колебательных процессах деталей двигателя, воздуха и охлаждающих жидкостях; K_3 — коэффициент, который обусловлен потерей воздуха, газов, топлива в результате утечек в элементах КШМ, топливной аппаратуры, клапанов и т.д.

Формула (3) справедлива для случая, когда АДГ работает на номинальной нагрузке W_n , кВт.

При нагрузке на АДГ, отличной от номинальной W_i , к.п.д. определяется согласно [4] по формуле

$$\eta_{\text{АДГ}i} = 1 - \frac{W_n}{W_i} (1 - \eta_{\text{АДГ}n}). \quad (4)$$

Таким образом, зависимость (3) с учетом уравнения (4) будет характеризовать изменения диагностического параметра в процессе эксплуатации. Тогда условие работоспособности АДГ может быть задано в пространстве диагностических показателей исходя из следующих предположений:

- определен параметр состояния АДГ, т.е. общий к.п.д. — $\eta_{\text{АДГ}}$;
- существует номинальный параметр состояния — номинальный (построечный) к.п.д. K_1 — $\eta_{\text{АДГ}n}$;
- отклонение состояния допускается в пределах, регламентированных заводом строителем дизеля и синхронного генератора $\eta_{\text{АДГ}пр}$;
- допустимые отклонения определяют область работоспособности АДГ.

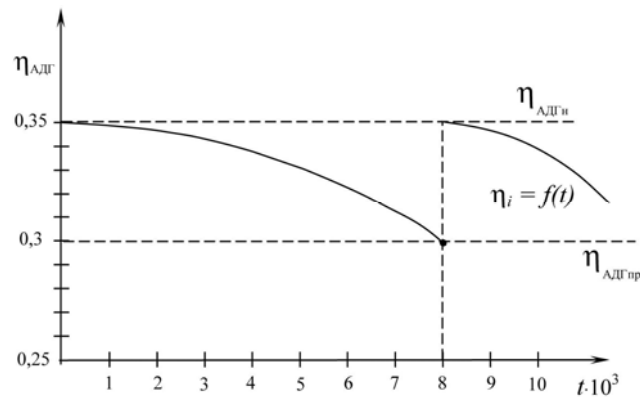


Рис. 2. График изменения к.п.д. от наработки

Условие работоспособности АДГ задается тогда следующим неравенством:

менных длинноходовых двигателях она снижена до 260-230 °С и даже ниже.

Коэффициент избытка воздуха перед УК определяется произведением коэффициентов избытка воздуха двигателя и его продувки. Значение коэффициента избытка воздуха для малооборотного двигателя находится в пределах 2-2,5. Коэффициент продувки современных ДВС после перехода фирм Wartsila (Sulzer) и MAN на прямоточно-клапанную продувку находится в пределах 1,35-1,38. Таким образом, значительных изменений в коэффициенте избытка воздуха перед УК не происходит.

Из рассмотренного видно, что к резкому снижению мощности УК приводит существенное снижение за последние годы температуры газов перед котлом.

Энтальпия газов после котла зависит от тех же величин, что и их энтальпия перед котлом. Температура газов после котла выбирается с целью получения максимальной паропроизводительности УК, не снижая существенно при этом надежности котла.

Надёжность работы котлов, как показывает статистика результатов их эксплуатации, в значительной степени определяется низкотемпературной (серноокислотной) коррозией наружных поверхностей нагрева. Снижение температуры газов после котла повышает вероятность конденсации паров, содержащихся в газах, воды на относительно “холодных” змеевиках, растворения в этой воде сернистого и серного ангидридов, образования соответствующих кислот и, как следствие, коррозии труб. При работе двигателя на режиме пониженной мощности вероятность коррозии возрастает из-за снижения температуры газов после двигателя и, соответственно, в газоходах котла. Следует, однако, отметить, что на современных ДВС при работе их на частичных нагрузках изменение температур газов после двигателя менее выражено, чем на двигателях прежних моделей.

Во избежание низкотемпературной коррозии температура газов после УК поддерживается на определенном уровне. Этот уровень зависит от содержания серы в топливе. Вероятность появления низкотемпературной коррозии практически исключается только при температурах после УК в пределах 190-200 °С.

Однако, при низкой температуре газов перед УК поддержание температуры за УК в этих пределах приводит к малому перепаду теплоты в УК и, как следствие, к малой его мощности и недостаточной паропроизводительности котла на ходу судна. Поэтому целый ряд мировых фирм вынужден идти по пути снижения температуры газов за УК. При этом, естественно, возникают проблемы коррозии поверхности труб, что снижает надёжность котла, а также проблемы, связанные со сниже-

УДК 621.436.12

Пизинцали Л.В., Ханмамедов С.А.
ОНМА

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ СУДОВЫХ АВАРИЙНЫХ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОВ

В ряду мероприятий по повышению безопасности мореплавания вопрос повышения эффективности работы аварийных дизель генераторов имеет большое значение.

Одним из путей повышения эффективности работы АДГ является организация их эксплуатации по фактическому состоянию с использованием методов диагностирования.

В процессе эксплуатации энергетических установок судов класса автоматизации А1, при малой численности экипажа, возникают определенные трудности с определением технического состояния аварийных дизель генераторов (АДГ).

Настоящая работа посвящена разработке методики и оценки технического состояния основных элементов АДГ, используя штатное оборудование.

Как было показано нами ранее [1], АДГ в жизненном цикле эксплуатации судна имеет небольшую наработку $3,1 \div 7 \cdot 10^3$ час.

Схема получения электроэнергии и автоматического управления процессами преобразования энергии в аварийном дизель генераторе, получившем наибольшее распространение на транспортных судах, приведена на рис. 1.

Состояние такого энергетического комплекса может быть характеризовано таким диагностическим структурно чувствительным показателем, как общий к.п.д. АДГ [3]

$$\eta_{\text{АДГ}} = \frac{W_n}{W_T}, \quad (1)$$

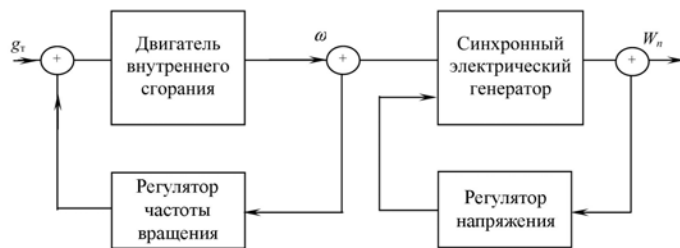


Рис. 1. Схема автоматизации процессов при преобразовании химической энергии топлива в электрическую в судовых аварийных дизель генераторах

Типичными котлами с комбинированным отоплением являются котлы Ольборг AQ-5, Кохран Коммодор, Кохран Вертикал, Спэнер «Свирлифло», а также котлы фирмы «А.Г. Везер».

Комбинированные котлы часто устанавливаются в качестве единственного средства получения пара на многих сухогрузных судах с малооборотными дизелями. Они широко распространены благодаря простоте конструкции котельной установки и небольшим капитальным затратам. Автоматическое регулирование этих котлов не встречает затруднений.

Таким образом, развитие УК идет по пути вынужденного использования более низкой температуры газов перед котлом и за ним. Широко применяются поверхности нагрева с ребрами, устанавливаются более эффективные системы очистки котлов с газовой стороны, отдается предпочтение ремонтно-пригодным в судовых условиях котлам. Возрастает интерес к котлам с органическим теплоносителем, используются различные схемы подачи циркуляционной и питательной воды в поверхности нагрева УК.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Marine engineer review 2001-2004.
2. Руденко В.И., Кабанцев Д.А. Сравнительный анализ эксплуатационных характеристик оребренных и гладкотрубных утилизирующих котлов // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2003. – № 9. – Одесса: ОНМА. – С. 105-108.
3. Карьянский С.А., Руденко В.И. Повышение эффективности утилизирующих котлов заменой теплоносителя // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2004. – №.10 – Одесса: ОНМА. – С. 54-60.

лива и в основном на мазутах с применением цилиндрических масел "Шелл-Аллексия" и "Мобилгард".

При вскрытии цилиндров было отмечено отсутствие следов заброса масла на головку поршня и вертикальных натиров на зеркале цилиндра, проходящих через точки смазки, а также существенное снижение закоксовывания окон и уменьшение отложений в подпоршневом пространстве.

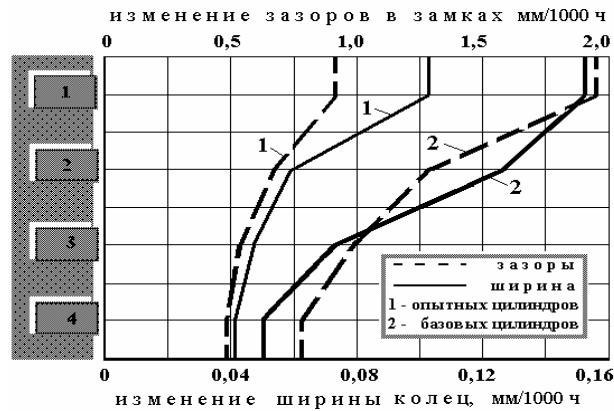


Рис. 19. Износ поршневых колец

Величина износа втулок экспериментальных цилиндров в сравнении с износом базовых цилиндров также значительно ниже. Например, по поясу максимальной выработки износ уменьшается на 35%.

Следует отметить, что приведенными результатами не исчерпывается весь резерв улучшения состояния цилиндров и показателей работы двигателя, а также экономии цилиндрических масел. Это объясняется особенностями состояния ЦПГ этих двигателей (интенсивные износы кепов, натиров на зеркале и др.) и необходимостью в связи с этим снижения расхода масла этапами, в результате которых по сумме анализируемых показателей должен быть выявлен наиболее экономичный уровень расхода масла.

Таким образом, приведенные результаты эксплуатационных испытаний показывают, что усовершенствованием систем смазывания цилиндров обеспечивается существенное снижение износов дорогостоящих деталей ЦПГ при значительном одновременном сокращении расхода дефицитных цилиндрических масел, обуславливающее повышение технико-экономических показателей работы двигателя в целом.

Эксплуатационные испытания показали, что совершенствование процессов и систем маслоподачи обеспечивает снижение на 40% расхо-

Причинами автоколебаний рулевых машин является их конструктивные недостатки, т. к. они проектируются без учета динамических свойств. Правила Регистра и аналогичные документы зарубежных классификационных обществ пока не предусматривают проверку устойчивости ЭГРМ при приемке или очередных освидетельствованиях, так как не существовало экспериментальных методов оценки запаса устойчивости.

Обстоятельные исследования динамики авиационных и промышленных гидроприводов выполнены отечественными и зарубежными учеными Т.М. Башта, В.Н. Прокофьевым, Д.Н. Поповым [1] и другими. Однако динамика судовых гидравлических рулевых машин ранее не исследовалась. Эта проблема рассматривается в работах автора [2, 3].

Целью настоящей статьи является изложение нового метода оценки устойчивости ЭГРМ.

Устойчивость ЭГРМ оценивается на базе математической модели, написанной для всего комплекса устройств, входящих в состав электрической системы управления (от штурвала до насосов) и гидравлической исполнительной части (рулевой машины). Ниже рассматривается линейная математическая модель ЭГРМ. Она представлена в виде структурной схемы на рис. 1. В ней имеются следующие обозначения:

- $\alpha_{ш}(S), \alpha(S)$ — изображения по Лапласу угла поворота штурвала и угла перекладки руля;
- $k_1, k_2, k_3, k_{\Sigma}, k_y, k_{\phi}, k_{\theta}$ — соответственно коэффициенты механических передач, сумматора и электронного усилителя;
- k_d, T_d — коэффициент усиления и постоянная времени исполнительного двухфазного электродвигателя;
- $k_{гУ}, T_1, T_2$ — коэффициент усиления и постоянные времени гидроусилителя;
- $T_{г}, T_5, \xi_5, k_c$ — соответственно гидравлическая и механическая постоянные времени, коэффициент относительного демпфирования и коэффициент собственной обратной связи рулевого привода совместно с насосами [1];
- k_{oc} — коэффициент обратной связи.

На основании структурной схемы получена передаточная функция разомкнутой системы ЭГРМ

$$W(S) = K_p / \left\{ (T_3^2 S^2 + 2\xi_3 T_3 S + 1) (T_1 S + 1) (T_2 S + 1) \times \right. \\ \left. \times \left[S (T_5^2 S^2 + 2\xi_5 T_5 S + 1) + k_o k_c \right] \right\},$$

где $K_p = k_3 k_5 k_{гУ} k_o k_{oc}$ — коэффициент усиления разомкнутой системы;

$T_3 = \sqrt{T_d / k_4}$ — постоянная времени; $\xi_3 = 1 / (2T_3 k_4)$ — коэффициент

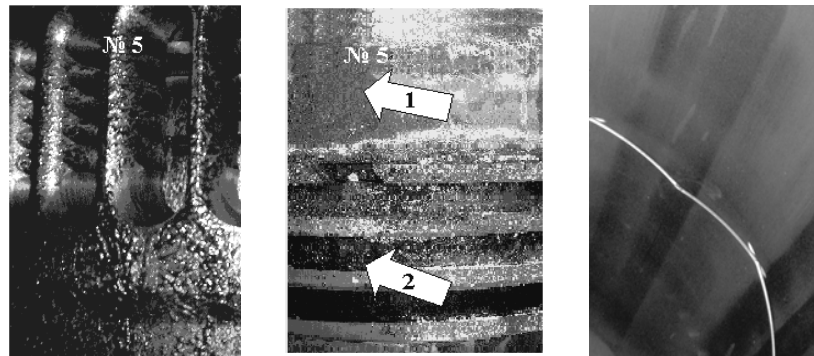


Рис. 15. Состояние деталей цилиндра № 5 в конце испытаний

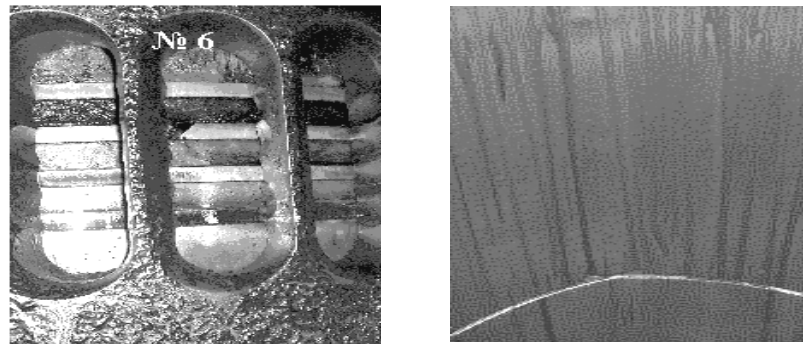


Рис. 16. Состояние деталей цилиндра № 6 в конце испытаний

Визуальный осмотр деталей цилиндра № 5 показал, что на боковой поверхности и днище поршня имеются нагары в виде дорожек с основанием у первого кольца, расположенные напротив всех точек смазки. Нагар на перемычках между кольцами локализован в одной плоскости с нагаром над первым кольцом. Он твердый, толщиной более 1 мм. Такой нагар распространяется на перемычку между 1, 2 и 3 кольцами, в отличие от экспериментальных цилиндров (см. рис. 14 и 16), у которых имеется равномерно распределенный, рыхлый, тонкий (около 0,2-0,4 мм) нагар над первым и перемычке между 1 и 2 кольцами. Ниже, на перемычке между 2, 3 и 4 кольцами нагар отсутствует, перемычки чистые, хорошо смазанные.

Состояние базовых цилиндров № 1, 2, 4 со штатной системой смазки и установленным фирмой эксплуатационным расходом масла на уровне 1,2 г/кВт-ч (рис. 17) практически не отличалось от контрольного цилиндра № 5.

располагаются справа от начала координат. Поэтому испытания ЭГРМ на устойчивость должны выполняться не только на заводском стенде, но и на судне после установки руля.

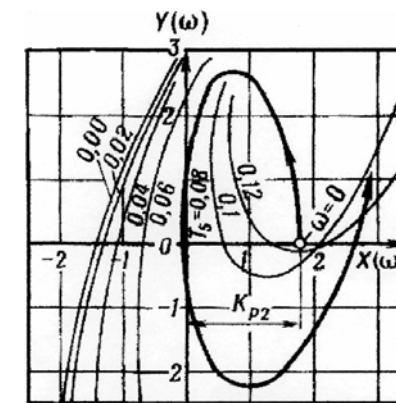


Рис. 2 Оценка устойчивости электрогидравлической рулевой машины,

Другие параметры влияют на устойчивость ЭГРМ следующим образом: T_3 уменьшает запас устойчивости, а ξ_3 увеличивает.

Коэффициент усиления K_p существенно уменьшает запас устойчивости (при увеличении) или увеличивает запас устойчивости (при уменьшении). Однако, уменьшение значения K_p нежелательно, т.к. при этом снижается быстродействие системы и, как следствие, ухудшается курсограмма судна при движении с помощью авторулевого.

Изложен метод оценки устойчивости электрогидравлических рулевых машин. Предполагается дальнейшее исследование динамических свойств ЭГРМ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. – М.: Машиностроение, 1977. – 424 с.
2. Харин В.М. Автоколебания гидравлических рулевых машин и целесообразность их работы в режиме двух насосов. – М., 1976. (ЭИ ЦБНТИ ММФ, сер. ТЭФ), № 21(409). – 23 с.
3. Харин В.М. Нелинейная математическая модель гидравлического следящего привода судового руля // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – Киев, 1982. – Вып. 18. – С. 74-79.

Для оценки эффективности предложенных решений на всех цилиндрах выполнен обмер колец, втулок и поршней, а также проверка регулировки лубрикаторов. Модернизация фирменной системы смазывания цилиндров заключалась в преобразовании выходного участка канала в наклонный, изменении профиля маслораспределительных канавок на желобообразный и установке аккумуляторов на штуцеры.

Оценка технического состояния деталей ЦПГ осуществлялась в условиях эксплуатации главных двигателей т/х "Пейдж", "Тира" и "Луиза" силами судовых экипажей (рис. 11-13).

Испытания проводились с последующим вскрытием и сопоставительным анализом состояния цилиндров по износу колец и втулок, а также нагарообразований в цилиндрах.

Перед испытанием все цилиндры были разделены на 3 группы — базовую, экспериментальную и контрольную. Цилиндры № 3, 6, оборудованы

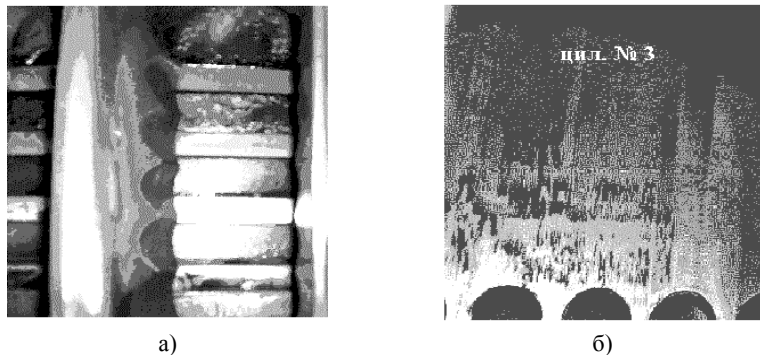


Рис. 11. Исходное состояние деталей цилиндра № 3: а — поршень, кольца, окна; б — зеркало втулки

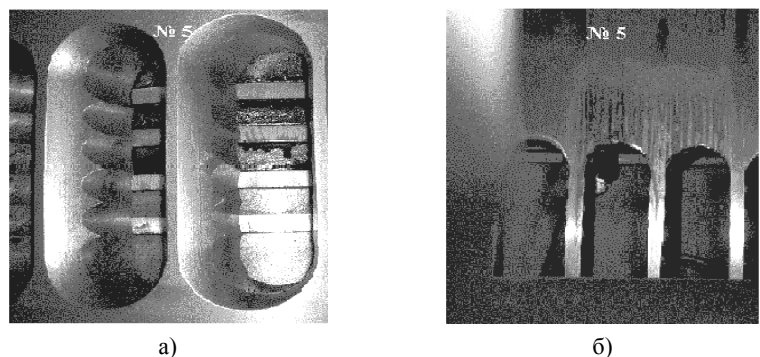


Рис. 12. Исходное состояние деталей цилиндра № 5: а — поршень, кольца, окна; б — зеркало втулки

Целевая функция модели по минимуму топливных затрат на функционирование устройств и технологических процессов позволяет определить оптимальную производительность грузовых насосов и других указанных выше параметров.

В качестве расчетных величин в исследованиях приняты грузовые и тепловые характеристики базового танкера-продуктовоза $D_w = 29$ тыс. т проекта 15966 Херсонского судостроительного завода.

Танкер-продуктовоз предназначен для перевозки 7 сортов вязких нефтехимических продуктов. Каждый из 14 грузовых танков оборудован индивидуальной системой циркуляционного подогрева и принятыми в исследованиях погружными винтовыми негерметичными насосами, вместо проектных центробежных.

Параметры окружающей среды приняты для районов умеренных климатических условий, рекомендуемых для танкеров-продуктовозов:

$$t_{\text{заб. вод}} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}; t_{\text{возд}} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

В качестве груза рассматривалась транспортировка и выгрузка мазутов марок М20 - М200.

Начальная температура подогрева груза $t_{\text{нач}}$ определялась по допустимой температуре его остывания $t_{\text{дон}}$ [4]. Рабочая температура жидкого груза принималась по предельной вязкости, обеспечивающей выгрузку груза винтовыми насосами t_p [4].

Подогрев груза во время выгрузки производился путем отбора части выкачиваемого груза на циркуляционный подогрев на уровне компенсации теплотерь.

Время выгрузки груза из танкеров регламентируется РД [3] в зависимости от дедвейта либо условиями заказчика. Для расчетного танкера-продуктовоза пр. 15966 $D_w = 30$ тыс. т время выгрузки должно составлять $\tau_b = 12$ ч. Для танкеров, перевозящих темные продукты, время выгрузки увеличивают на 10 % [3].

Для ограничения мощности СЭС применяют выгрузку груза по частям группами насосов.

При разгрузке груза группами по 7 танков время выгрузки должно составлять не более 6,6 ч, при разгрузке группами по 5 танков время выгрузки — 4,4 ч. В расчете условно принята одновременная разгрузка всех 14 танков за 13,2 ч.

Результаты исследования по определению оптимальной производительности грузовых насосов V_T по времени выгрузки τ_b , нагрузке СЭС $P_{\text{СЭС}}$, суммарным затратам топлива $\sum B_T$ за 20-суточный рейс на подогрев и выгрузку перевозимого мазута марки М100 при температуре груза в режиме поддержания $t_{\text{тр}} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$ на танкере-продуктовозе проекта 15966 приведены на рис. 1 и 2.

маслоподачи, которое сопровождалось регистрацией основных его параметров. Наблюдения за срезом выходного отверстия и обработка осциллограмм (рис. 9) показали, что поступление масла в цилиндр (линия M_B) происходит регулярно, равномерными порциями, вытекающими из канала в двух фазах на каждом обороте.

После начала разгрузки аккумулятора первая фаза находится в диапазоне $325-45^\circ$ п.к.в., а вторая — в диапазоне $95-310^\circ$ п.к.в. На последнем обороте цикла разгрузки аккумулятора — первая фаза находится в пределах $330-40^\circ$ п.к.в., а вторая — $100 - 300^\circ$ п.к.в. При этом продолжительность поступления масла в цилиндр в фазах первого оборота составляет соответственно 80 и 215° п.к.в., а в фазах последнего оборота — 70 и 200° п.к.в.

В течение первых фаз всех оборотов осуществляется подача 30% масла, а в течение вторых фаз — около 70%, т.е. в период движения компрессионных колец ниже смазочных отверстий масла поступает в цилиндр примерно в 2,5 раза больше, чем при движении колец над отверстиями.

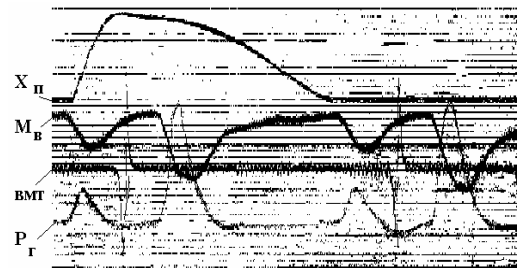


Рис. 9. Осциллограмма маслоподачи лубрикатом Альфа (с аккумулятором)

показывает преимущество аккумулирования давления масла в нагнетательном трубопроводе до обратного клапана штуцера, с последующей разгрузкой аккумулятора посредством дросселя.

В результате лабораторных испытаний усовершенствованных конструкций систем смазывания цилиндров двигателей MAN - B&W типа L-MS/MSE установлено, что они обеспечивают безвыбросное, со значительно меньшими скоростями (рис. 10), равномерное и регулярное

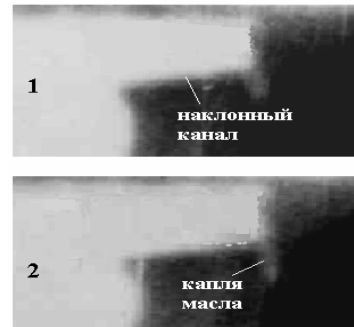


Рис. 8. Характер истечения масла из наклонного канала (лубрикатор Альфа, с аккумулятором давления)

Следует отметить, что применение дросселя в аккумуляторе обеспечивает регулярное поступление масла в цилиндр на всех режимах работы двигателя, в том числе и на переменных. Сопоставление осциллограмм работы системы Альфа без аккумулятора (см. рис. 7), и с аккумулятором (см. рис. 9) наглядно

Таблица 1. Согласование времени выгрузки груза и загрузки СЭС в зависимости от производительности насосов, режима выгрузки и затрат топлива

Производительность грузового насоса V_g , $m^3/ч$	Режим выгрузки, количество приемов, шт.	Время выгрузки суммарное $\sum \tau_{в}$, ч	Нагрузка СЭС по режимам $P_{СЭС}$, кВт	Суммарные затраты топлива на подогрев и выгрузку груза $\sum B_m$, т
300	1	7,68	4079	54,286
300	2	15,36	2040	54,286
425	1	5,41	5792	54,229
425	2	10,82	2896	54,229
425	3	16,23	1931	54,229
600	1	3,82	8191	54,670
600	2	7,64	4092	54,670
600	3	11,46	2730	54,670

Влияние менее вязких мазутов на оптимальность производительности грузовых насосов $V_{г.о}$, времени выгрузки $\tau_{в}$ и нагрузки СЭС исследовано на перевозках мазута марки M20 при $t_p = 15^\circ C$ за 20-ти суточный рейс (табл. 2, рис. 3, 4).

Таблица 2. Определение оптимальной производительности грузовых насосов по времени выгрузки, нагрузке СЭС, суммарным затратам за 20-суточный рейс на подогрев и выгрузку перевозимого мазута марки M100 при температуре груза в режиме поддержания $t_{гп} = 35^\circ C$

Производительность насоса, $m^3/ч$	Время выгрузки $\tau_{в}$, ч	Нагрузка СЭС $P_{СЭС}$, кВт	Затраты топлива, т	
			на выгрузку груза B_B	суммарные на подогрев и выгрузку $\sum B_T$
100	23,40	1339	7,665	58,325
150	15,48	2024	6,227	56,012
200	11,56	2709	5,515	55,007
250	9,23	3394	5,092	54,519
300	7,68	4079	4,810	54,286
425	5,41	5792	4,398	54,229
600	3,82	8191	4,111	54,670
800	2,87	10932	3,937	55,451
1000	2,29	13672	3,832	56,359

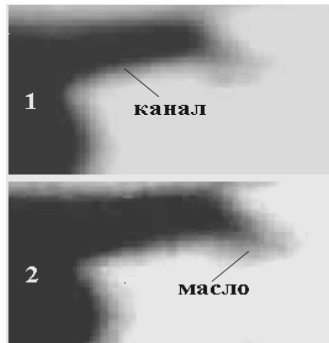


Рис. 5. Характер поступления масла при аккумуляции давления

Визуальные наблюдения показали, что в установившемся режиме работы двигателя практически весь маслоподводящий канал заполнен маслом. Данное обстоятельство объясняется аккумуляцией порции масла и поступлением ее в штуцер в течение всего периода между нагнетательными ходами плунжера лубрикатора, близким расположением к зеркалу цилиндра обратного клапана и предложенной геометрией заклапанной полости.

Поступление масла на зеркало происходит капельно, рис. 5 (без выброса), относительно равномерными порциями на всех оборотах без перерывов в подаче.

Усовершенствование конструкции системы смазывания цилиндров с Альфа-лубрикатором, как отмечалось, преследовало цель, наряду с обеспечением подачи всего масла в маслораспределительные канавки, увеличить частоту его поступления в цилиндры двигателя.

Для изменения характеристик процесса подачи масла с целью повышения эффективности его использования и улучшения показателей работы цилиндров двигателя на основании изложенных исследований разработана технология усовершенствования нагнетательного тракта лубрикаторной системы дизелей MAN - B&W (с Альфа-лубрикатором).

Эта технология включает: изменения формы выходного участка канала с осевого на наклонный; изменение профиля поперечного сечения маслораспределительных канавок с симметричного на желобообразный и углубление ветвей канавок в месте сопряжения их с каналом до 5-6 мм, причем желобообразная форма сечения канавок должна исходить от отверстия и на последующих 70-100 мм постепенно переходить в обычный профиль.

Обработка канавок осуществляется турбинкой и абразивным кругом диаметром 30-50 мм, толщина круга не более 3 мм. Если смазочные отверстия расположены не в вершине излома ветвей канавок, то у каждого такого отверстия целесообразно абразивным кругом выполнить дополнительную ветвь симметрично существующей ветви.

Использование описанных выше изменений системы предотвращает проникновение газов в канал и обеспечивает подачу всего масла в распределительные канавки.

При этом установлено, что новые узлы полностью устраняют явление "выброса" масла в полость цилиндра (рис. 6) за счет предельного

тационного математического моделирования определена оптимальная производительность грузовых насосов по времени выгрузки, загрузке СЭС, затратам топлива и организации выгрузки.

2. Согласование времени выгрузки и загрузки СЭС предусматривает определенную организацию выгрузки груза.

3. Оптимум производительности грузовых насосов по минимуму суммарных затрат и нагрузке СЭС при выгрузке мазутов различной вязкости практически не изменяется.

4. Суммарные затраты топлива на подогрев и выгрузку более вязких мазутов значительно возрастают.

5. Выполненное исследование раскрывает широкие возможности для решения последующих задач повышения энергоэффективности комплекса специальных систем "подогрев-выгрузка" и в целом СЭУ универсальных наливных судов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кутыркин В.А., Постников В.И. Специальные системы нефтеналивных судов. Справочник. – М.: Транспорт, 1983. –192 с.
2. Кутыркин В.А. Теоретические основы выгрузки высоковязких нефтепродуктов из речных судов. Автореф. дис. канд. техн. наук. – Горький, 1979. – 54 с.
3. РД 5.5452-80. Системы грузовая и зачистная нефтеналивных судов. Правила и нормы проектирования. – М.: Министерство судостроения СССР, 1980. –53 с.
3. РД 5.5524-82. Системы подогрева жидких грузов морских нефтеналивных судов. Правила и нормы проектирования. – М.: Министерство судостроения СССР, 1982. – 105 с.
4. Щедролосев А.В. Повышение энергоэффективности систем подогрева и выгрузки вязких продуктов на наливных судах методом комплексной оптимизации параметров устройств и режимов технологических процессов // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – № 2. – С. 41–51.

Кроме устранения "выброса", совершенствование подвода масла в цилиндры двигателей MAN - B&W имеет целью повышение регулярности подачи и равномерности распределения масла в цилиндре, особенно в случае применения лубрикаторов Альфа, при использовании которых наблюдается существенная неравномерность подачи масла по оборотам двигателя.

Кроме того, в лубрикаторную систему двигателя целесообразно включить аккумуляторы давления [1-3]. Аккумуляторная система предназначена для увеличения частоты подачи масла в цилиндр за счет создания условий в нагнетательном тракте, обеспечивающих возможность разделения порции, нагнетаемой плунжером, на несколько частей.

Усовершенствованная система проходила испытания в лабораторных и эксплуатационных условиях. Результаты испытаний поступления масла в цилиндр из наклоненного вверх канала при подаче лубрикатором Ганс Иенсен (без аккумулятора) представлены на осциллограмме (рис. 2).

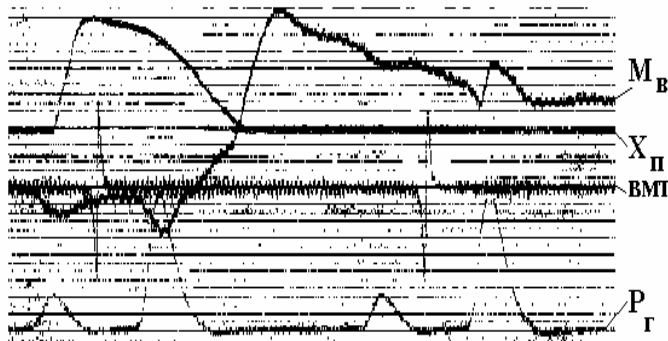


Рис. 2. Осциллограмма маслоснабжения лубрикатором Ганс Иенсен (без аккумулятора)

Из нее следует, что масло появляется на срезе выходного отверстия маслоснабжающего канала (линия Мв) после рабочего хода плунжера лубрикатора (линия Хп) и поступает в цилиндр неравномерными порциями. Так, на 1-м обороте цикла маслоснабжения, масла поступает в 2-3 раза больше, чем на 2-ом обороте.

Визуальные наблюдения подтверждают безвыбросное поступление масла (рис. 3), все поступившее масло вытекает в цилиндр с небольшими скоростями по зеркалу цилиндра.

Следовательно, внесенные изменения сами по себе не обеспечивают необходимой равномерности поступления масла на зеркало цилиндровой втулки. В связи с этим, необходимо устанавливать гидравлические аккумуляторы давления масла.

Дальнейшие исследования процессов испарения и диффузии водяных паров из циркуляционного масла позволили создать гидродинамическую установку глубокой очистки обводненного смазочного материала [1]. Таким образом, на основании вышеперечисленных исследований была разработана комплексная автоматизированная система, поддерживающая уровень влагосодержания масла в пределах нормируемых параметров (рис. 2), которая включает в себя систему непрерывного контроля влагосодержания масла [2], а также гидродинамическую установку очистки обводненных масел.

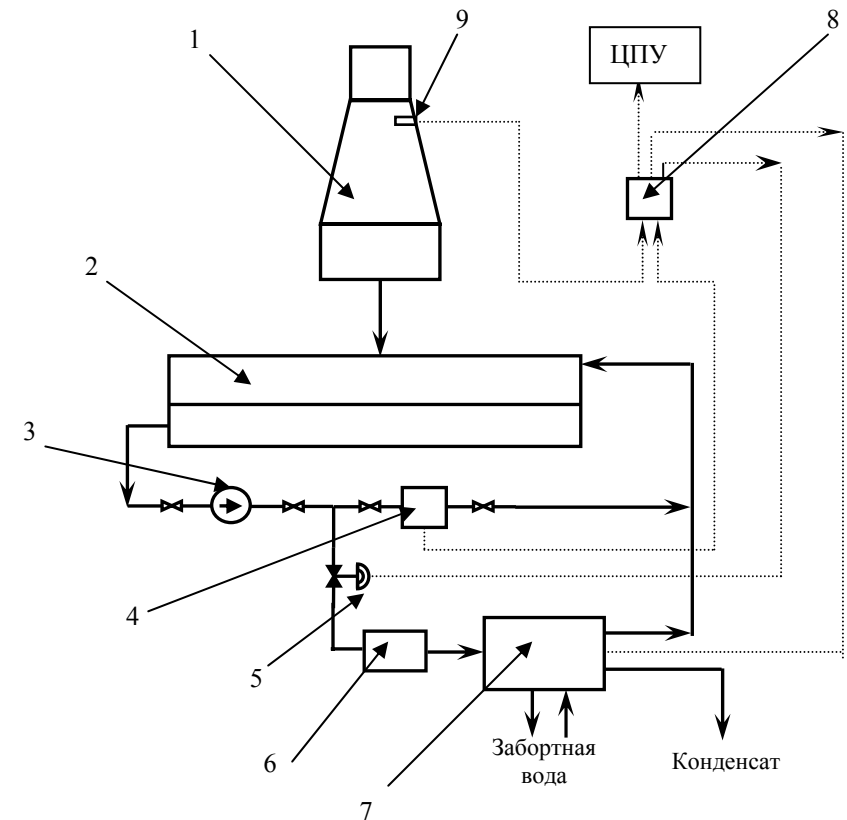


Рис. 2. Схема комплексной автоматизированной системы, поддерживающей уровень влагосодержания масла в пределах нормируемых параметров, 1 — СДВС, 2 — сточно-циркуляционная цистерна, 3 — вспомогательный масляный насос, 4 — датчик влагосодержания масла, 5 — регулируемый клапан, 6 — масляный подогреватель, 7 — дегидрационная установка, 8 — блок управления автоматизированной системы, 9 — датчик влагосодержания воздуха в картере СДВС.

гут быть значительно снижены за счет: увеличения срока службы масла, предотвращения аварийных ситуаций, связанных с обводнением масла, а также за счет сокращения потерь рабочего времени при аварийных ситуациях (при различном уровне обводнения масла и работе дегидрационной установки двигатель может быть оставлен в работе). Поэтому при проектировании судов необходимо введение данной системы в состав устанавливаемого оборудования, то есть совместная поставка центробежного сепаратора и комбинированной автоматизированной системы контроля и очистки циркуляционного масла.

Выводы:

1. Разработана комплексная автоматизированная система, поддерживающая уровень влагосодержания масла в пределах нормируемых параметров.
2. Дано описание процессов статики и динамики в автоматизированной системе очистки обводненного масла.
3. Предложены технические рекомендации по эксплуатации циркуляционной масляной системы СДВС, включающей дегидрационную установку.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Васильев А.Е., Чураков А.И. Повышение эффективности очистки обводненных масел СДВС // Судовые энергетические установки: науч.-техн. Сб. – 2005. - №12. Одесса: ОНМА. – С.
2. Холчев Е.С. Совершенствование технической эксплуатации масляных систем судовых дизельных установок: Дисс. ... канд. техн. наук. Одесса, 2005. – 201с.
3. Холчев Е.С., Васильев А.Е. Исследование процесса диффузии водяных паров в замкнутом картерном пространстве // Судовые энергетические установки: науч.-техн. Сб. – 2003. – № 9. Одесса: ОНМА. – С. 134-138.

После достижения нормируемых параметров влагосодержания масла происходит вывод дегидрационной установки из работы: 1) с помощью регулируемого клапана изменяется направление потока масла, минуя дегидрационную установку; 2) через 5 минут после этого происходит остановка вентилятора 1.

По результатам исследований были получены следующие зависимости статических и динамических переходных процессов в автоматизированной системе очистки обводненного масла.

Уравнение (1) является математической зависимостью рис. 4.

$$d_B = (5,627 \cdot 10^{-3} \cdot T_m - 0,1896) \cdot (1 - \exp[-4,0521 \cdot d_m]), \quad (1)$$

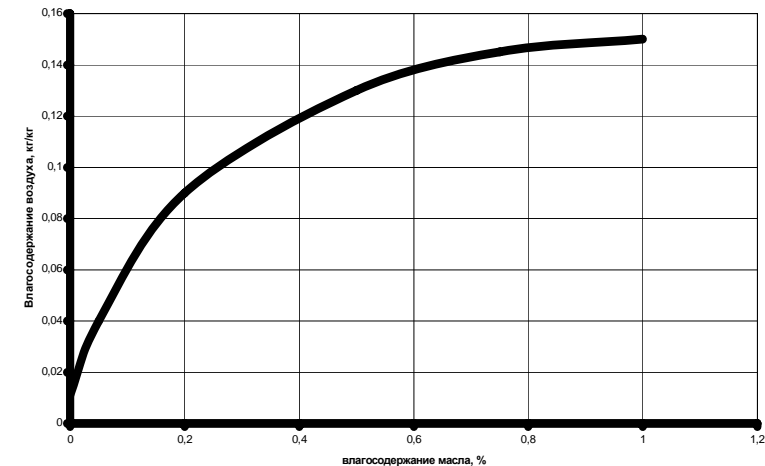


Рис. 4. Статическая характеристика влагосодержания воздуха от влагосодержания масла в картерном пространстве двигателя с сухим картером.

Зависимость, изображенная на рис. 4, является статической характеристикой зависимости влагосодержания воздуха от влагосодержания масла в среде масло-воздух-вода, при интенсивном разбрызгивании смазочного масла (аналогично масляному туману) в закрытом полупространстве [2]. Следует отметить, что при таком гидродинамическом режиме движения масла влажность воздуха достигает 100% при влагосодержании воздуха 0,14-0,15 кг/кг, т.е. при дальнейшем увеличении количества воды в масле при постоянной температуре влагосодержание воздуха остается постоянным [2].

Уравнение (2) является математической зависимостью рис. 5.

$$d_B = (0,382 \cdot 10^{-3} \cdot T_m + 0,0031) \cdot (1 - \exp[-3,169 \cdot d_m]), \quad (2)$$