

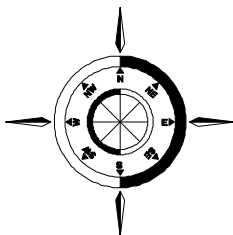
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»

АВТОМАТИЗАЦІЯ СУДНОВИХ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ

Науково-технічний збірник

ВИПУСК 27



Одеса
2021

A 22

УДК 681.5:629.12(045)

Автоматизація суднових технічних засобів: науково-технічний збірник. – 2021. – Вип. 27. – Одеса: НУ "ОМА". – 132 с.

Збірник присвячений проблемам розрахунку, проектування і експлуатації суднових автоматизованих технічних засобів. Узагальнено досвід експлуатації і наведені результати досліджень суднових систем автоматичного управління і регулювання.

Для науковців і спеціалістів.

Затверджено до друку вченою радою Національного університету "Одеська морська академія" 25.11.2021, протокол № 4.

Редакційна колегія: д.т.н., проф. С. І. Горб (науковий редактор); к.т.н. С. Г. Хнюнін (відповідальний секретар); д.т.н., доц. В. В. Бодашко; д.т.н., проф. Л. Л. Вагущенко; д.т.н., проф. В. А. Голіков; д.т.н., проф. М. В. Міусов; д.т.н., проф. В. В. Никольський; д.т.н., проф. О. А. Оніщенко; д.т.н., доц. С. В. Сагін; д.т.н., проф. П. С. Суворов; Prof., Dr.–Ing. Reinhard Langmann.

Адреса редакційної колегії: 65029, г. Одеса, вул. Дідріхсона, 8, Національний університет "Одеська морська академія" (НУ "ОМА"), кафедра ТАУ та ОТ. Тел./факс (048) 793-24-75 E-mail: gs@fa.onma.edu.ua

Свідоцтво про державну реєстрацію: серія КВ, № 15286-38588.

Включено до Переліку наукових фахових видань України наказом Міністерства освіти і науки України від 02.07.2020 № 886.

Індексується у науково-метричній базі даних Index Copernicus.

ISSN 1819-3293 (Print)

ISSN 2415-3915 (Online)

© Національний університет "Одеська морська академія"

УДК 621.431.74

ARTICLE HISTORY

Received 11.09.2021

Accepted 26.09.2021

Горб Сергей Иванович¹, Будуров Николай Игоревич²
НУ "Одесская морская академия", Одесса, Украина
gs@fa.onma.edu.ua¹, budurovuk@gmail.com²

Оптимизация автоматического регулирования частоты вращения судового дизеля

Gorb Sergii¹, Budurov Mykola²
NU "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine
gs@fa.onma.edu.ua¹, budurovuk@gmail.com²

Optimization of an automatic control speed of a marine diesel engine

Резюме – Обоснована модель для оптимизации настройки электронного регулятора частоты вращения AutoChief 600 при его использовании в составе главного судового дизеля HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2, для которого характерны динамические режимы, связанные с волнением моря. Показано, что в факторном пространстве возмущений на дизель при волнении моря возможно появление локальных экстремумов критерия оптимальности при изменении настроечных параметров регулятора, что может потребовать применение специализированных методов поиска экстремума. Однако и простым перебором значений настроечных параметров регулятора можно добиться повышения стабильности частоты вращения дизеля.

Abstract – The application of a model for optimization of tuning of the electronic speed governor AutoChief 600 has been substantiated when it is used as part of a main marine diesel engine HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2, which is characterized by dynamic modes associated with heavy seas. The study was carried out on the diesel engine. The study shows that changing the tuning parameters of the governor may lead to local extrema of the optimality criterion in the factor space of disturbances on the diesel engine in heavy seas. It may require the use of specialized methods for searching for an extremum. However, it is possible to achieve increase in the stability of the diesel engine rotational speed by carrying out a simple enumeration of the values of the tuning parameters of the governor.

DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-03-21

В настоящее время можно считать устоявшейся методику настройки регуляторов частоты вращения (РЧВ) дизелей при их эксплуатации в условиях ступенчатых возмущений, которые

характерны для дизель-генераторов [1]. Однако у главных дизелей (ГД) возмущения не могут изменяться ступенчато как по каналу задания частоты вращения, так и по каналу нагрузки. Объясняется это тем, что по каналу задания сигнал преднамеренно замедляется системой дистанционного автоматического управления при его увеличении, чтобы не возникало неполное сгорание топлива и не прогорали выпускные клапаны, а также чтобы не загрязнялся газовый тракт [2].

В гидравлических РЧВ дополнительную защиту от резкого изменения задания обеспечивает сопло перед сильфоном, в электронных РЧВ – специальное интегральное звено. Замедление сигнала задания не препятствует резкой остановке ГД, так как остановка осуществляется дополнительным устройством, которое отключает подачу топлива [3]. По каналу нагрузки возмущение также не может измениться мгновенно, так как даже на судах с винтами регулируемого шага лопасти винта разворачиваются довольно медленно.

По указанным причинам традиционная методика настройки РЧВ не может применяться для ГД судов, динамические режимы которых связаны, прежде всего, с волнением моря. Обзор известных методик настройки РЧВ [4, 5, 6, 7] также подтверждает, что они не обеспечивают оптимизацию работы ГД при волнении моря. В связи с этим определена практическая потребность разработки методики настройки РЧВ ГД, учитывающей особенности работы двигателей при волнении моря.

Задача исследования – получить максимальную стабильность частоты вращения дизеля за счёт оптимизации настроечных параметров регулятора, в том числе его нечувствительности (если предусмотрено изменение нечувствительности).

Исследование выполнено с использованием модели системы автоматического регулирования частоты вращения (САЧ) [8]. В качестве объекта исследования выбран судовой двигатель фирмы HYUNDAI – MAN B&W марки 6G70ME-C9.2 крупнотоннажного танкера "GOLDWAY", который построен на верфи SUNGDONG в Южной Корее и введён в эксплуатацию 10.09.2016 (табл. 1).

Основные технические характеристики двигателя HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2 взяты из конструкторской документации [9] и приведены в табл. 2.

Таблица 1
Основные характеристики крупнотоннажного танкера "GOLDWAY"

Брутто-регистрационный тоннаж, т	81545
Нетто-регистрационный тоннаж, т	51131
Дедвейт, т	157781
Водоизмещение, т	183260,9
Порожнее водоизмещение, т	25479,9
Осадка, м	17,174
Надводный борт, м	5,972
Длина, м	277
Длина между перпендикулярами, м	267
Ширина, м	48
Погружная осадка винта, м	9,2

Таблица 2
Технические характеристики двигателя HYUNDAI – MAN B&W
6G70ME-C9.2

Количество цилиндров	6
Диаметр цилиндра, мм	700
Ход поршня, мм	3256
Номинальная мощность, кВт	15088
Номинальная частота вращения, мин ⁻¹	71,8
Среднее индикаторное давление, кгс/см ²	16,8
Максимальное давление сгорания, кгс/см ²	185
Средняя скорость поршня, м/с	7,8

Двигатель оснащён электронным РЧВ фирмы KONGSBERG марки AutoChief 600 [10], структурная схема которого изображена на рис. 1. Элементы 1 – 7 вырабатывают необходимое значение хода исполнительного механизма \bar{z}_c' . Отрабатывается это значение элементами 8 – 14.

Значение \bar{z}_c' исчисляется непосредственно по сигналу задания угловой скорости $\bar{\omega}_3$ с использованием преобразователя F_B , зависимость которого близка к квадратичной:

$$\bar{z}_B' \approx \bar{\omega}_B^2.$$

Если сигнал $\bar{z}_в$ не обеспечит необходимой подачи топлива в дизель (возникает разбаланс заданной $\bar{\omega}_3$ и измеренной $\bar{\omega}$ угловых скоростей), звенья 1–4 выработают корректирующие сигналы, подаваемые на сумматор 5. Эти корректирующие сигналы изменят сигнал $\bar{\omega}_в$, чем обеспечится уточнение сигнала $\bar{z}_в$.

Селектор минимального сигнала 7 ограничивает подачу топлива в дизель. Для этого на него подаются три сигнала допускаемого хода исполнительного механизма: в функции от измеренной частоты вращения ($\bar{z}_{до}$), в функции от давления наддувочного воздуха ($\bar{z}_{др}$) и установленный на пульте управления ($\bar{z}_{дз}$).

Элемент 2 обеспечивает нечувствительность регулятора к разбалансу сигналов $\bar{\omega}_3$ и $\bar{\omega}$. В элементе предусмотрено три уровня нечувствительности: нулевая, пониженная (регулируется на 1 %) и повышенная в 3 раза. Повышенная нечувствительность может быть задана с пульта управления (сигнал ν) для стабилизации изменения подачи топлива при умеренном волнении. В элементе предусмотрены автоматический переход с повышенной на пониженную нечувствительность при уменьшении скоростного режима и отключение нечувствительности при $\bar{\omega} < 0,6$.

Элементы 3 и 4 усиливают сигнал по пропорционально-интегральному закону. Коэффициент усиления пропорционального звена k_r регулируется ступенчато в пределах от 0,5 до 50 (0,50; 0,75; 1,20; 1,75; 2,65; 4,10; 6,15; 9,20; 13,80; 20,80; 31,75 и 50,00). Обычно используются значения 6,15 – 20,80. Время интегрирования T_i зависит от установленного значения k_r и также регулируется ступенчато. Наиболее часто используется значение $15/k_r$ с (редко $10/k_r$ или $22/k_r$ с).

Исполнительный механизм имеет две обратные связи: по положению роликовой гайки (выходному сигналу $\bar{z}_с$) и частоте вращения электродвигателя \bar{n}_3 . На установившихся режимах $\bar{z}_с = \bar{z}_с'$ и $\bar{n}_3 = 0$. Поэтому выходной сигнал сумматора 8 равен нулю. При возникновении разбаланса заданного и отработанного сигналов ($\bar{z}_с'$ и $\bar{z}_с$) выходной сигнал сумматора 8 становится отличным от нуля. Этот сигнал усиливается управляющим элементом 9, имеющим ограничение выходного сигнала на уровне относительной единицы. Появление сигнала на выходе элемента 9 приводит к разгону электродвигателя, который на схеме представлен интегральным звеном 11. Время разгона электродвигателя T_z равно 0,03 с.

Электродвигатель перемещает роликую гайку. Преобразователь частоты вращения электродвигателя в ход гайки изображён на схеме интегральным звеном 14. Время этого звена T_c равно 0,4 с. Роликовая гайка перемещается до тех пор, пока сигнал \bar{z}_c не станет равным \bar{z}_c' .

Обратная связь по частоте вращения электродвигателя обеспечивает его быстрый разгон и быстрое торможение. Торможение начинается при подходе роликковой гайки к необходимому положению. По схеме это проявляется следующим образом.

Когда значение сигнала \bar{z}_c приблизится к значению \bar{z}_c' выходной сигнал элемента 13 на сумматоре 8 станет доминирующим. Это приведёт к резкому уменьшению и изменению сигнала на выходе элемента 9 на противоположный. Максимальный уровень выходного сигнала элемента 12 приблизительно равен 0,4 ($k_a \approx 0,4$). Когда выходной сигнал элемента 9, который получил противоположный знак, превысит по абсолютной величине это значение, начнётся торможение электродвигателя. Уменьшение частоты вращения электродвигателя будет способствовать уменьшению сигнала на выходе элемента 12, что в ещё большей степени снизит частоту вращения.

При разгоне электродвигателя элемент 12 форсирует процесс только в случае, если относительный выходной сигнал элемента 9 меньше единицы. Это связано с тем, что сигнал на выходе сумматора 10 также ограничивается на уровне относительной единицы. Единичное ограничение имеет и сигнал \bar{n}_3 .

Коэффициент передачи k_n определяет уровень разбаланса сигналов \bar{z}_c' и \bar{z}_c , при котором осуществляется торможение (при разгоне – ограничение) частоты вращения электродвигателя. Если, например, $k_n = 0,08$, то торможение начинается приблизительно при разбалансе сигналов \bar{z}_c' и \bar{z}_c , равном 0,08 (при $k_n < 0,04$ электродвигатель может не успеть остановиться и возникает перегревание). Неравномерность управляющего элемента $\delta_{y,u}$ меньше k_n в несколько раз.

Изменение угловой скорости вала дизеля определяется в соответствии с принципом д'Аламбера по выражению

$$I_{\text{пр}} \frac{d\omega_d}{dt} = M_d - M_c,$$

где $I_{\text{пр}}$ – приведённый к оси вращения вала момент инерции вращающихся масс дизеля и потребителя мощности; ω_d – угловая скорость вала; M_d – вращающий момент дизеля на валу; M_c – момент сопротивления на валу.

В относительных переменных

$$T_d = \frac{d\bar{\omega}_d}{dt} = \bar{M}_d - \bar{M}_c,$$

где T_d – время разгона дизельной установки,

$$T_d = I_{\text{пр}} \omega_{d0} / M_{d0};$$

ω_{d0} – номинальное значение угловой скорости; M_{d0} – номинальное значение момента дизеля на валу.

Вращающий момент дизеля – характеристика, показывающая силу давления сгоревших в двигателе газов через кривошипно-шатунный механизм на плечо кривошипа коленчатого вала:

$$M_d = M_i - M_m,$$

где M_i – индикаторный момент дизеля; M_m – момент механических потерь.

В относительных переменных

$$\bar{M}_d = \frac{M_{i0}}{M_{d0}} \bar{M}_i - \frac{M_{m0}}{M_{d0}} \bar{M}_m \quad (1)$$

где M_{i0} – номинальное значение индикаторного момента дизеля;

M_{m0} – номинальное значение момента механических потерь.

Момент механических потерь может быть рассчитан по зависимости, которая получена усреднением экспериментальных данных в диапазоне мощности дизелей 25 – 110 % и по имеющимся в литературе сведениям о величине механических потерь при частоте вращения дизелей, близкой к нулю [11]. Зависимость позволяет рассчитать моменты на режимах, отличных от номинального, с использованием значений параметров номинального режима (обозначены индексом "0"), которая при переходе к относительным переменным имеет вид:

$$\bar{M}_m = \frac{M_{i0}}{M_{d0}} (1 - \eta_{m0}) (0,19 + 0,14 \bar{M}_i + 0,67 \bar{\omega}_d), \quad (2)$$

где η_{m0} – механический КПД дизеля на номинальном режиме.

Учитывая, что $M_{д0} = M_{i0} \eta_{м0}$, и подставив выражение (2) в формулу (1), получим:

$$\overline{M}_д = \frac{1}{\eta_{м0}} \left[\overline{M}_i - (1 - \eta_{м0}) (0,19 + 0,14 \overline{M}_i + 0,67 \overline{\omega}_д) \right]. \quad (3)$$

Индикаторный момент дизеля считается пропорциональным изменению подачи топлива ($\overline{M}_i = \overline{h}_р$). Однако в связи с цикличностью работы дизеля операция присваивания значения $\overline{h}_р$ переменной \overline{M}_i выполняется через промежутки времени, соответствующие повороту кривошипа на угол между последовательными впрысками в цилиндры дизеля:

$$\Delta\tau = \frac{\varphi_ц}{in_{д0} \omega_{д0} \cdot 60}, \quad (4)$$

где $\varphi_ц$ – угол поворота кривошипа за цикл, град; i – количество цилиндров в дизеле; $n_{д0}$ – частота вращения вала на номинальном режиме, мин⁻¹.

В дизелях характерно запаздывание изменения \overline{M}_i по отношению к изменению подачи топлива $\overline{h}_р$. Это запаздывание объясняется тем, что после отсечки топлива индикаторный момент не сразу достигает максимальной величины. Значение максимума момента соответствует углу поворота кривошипа от верхней мёртвой точки (ВМТ) 22...32°. Меньшие значения характерны для частичных подач топлива. При регулировании подачи топлива изменением конца подачи момент отсечки топлива зависит от величины $\overline{h}_р$ и обычно изменяется от ВМТ до 18° поворота кривошипа. Учитывая изложенное, можно полагать, что при $\overline{h}_р = 1$ запаздывание изменения \overline{M}_i приблизительно соответствует 10° поворота кривошипа, а при $\overline{h}_р$, близком к нулю, увеличивается до 20°. Тогда величина запаздывания

$$\tau_{зап} = \frac{20 - 10 \overline{h}_р}{6 n_{д0} \omega_{д0}}. \quad (5)$$

Учёт цикличности работы дизеля по выражению (4) и запаздывания по выражению (5) наиболее целесообразен при малых

частотах вращения дизелей с малым количеством цилиндров, что соответствует исследуемому объекту.

Относительное изменение подачи топлива связано с выходным сигналом регулятора соотношением:

$$\bar{h}_p' = \frac{\bar{z}_c}{k_{и.х}}, \quad (6)$$

где $k_{и.х}$ – относительная величина использования хода регулятора при переходе от нулевой подачи топлива к номинальной.

В математической модели не учитывалась динамика газотурбонагнетателя, так как на динамических режимах ГД транспортных судов, связанных с волнением моря, давление наддувочного воздуха остаётся практически стабильным [12].

Структурная схема САРЧ судового дизеля HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2 приведена на рис. 2.

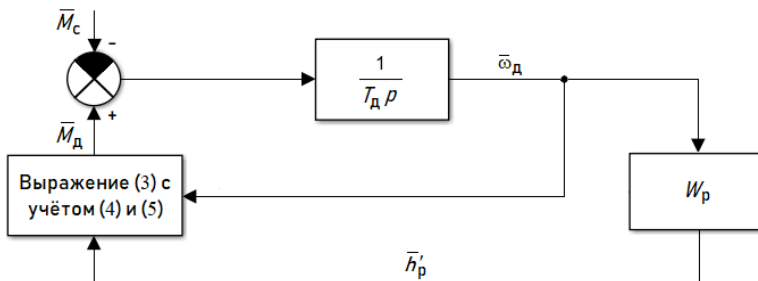


Рис. 2. Структурная схема САРЧ судового дизеля HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2

Структурная схема включает: объект регулирования с передаточной функцией – $1/T_d p$, РЧВ, передаточная функция которого обозначена – W_p (учитывает зависимость (6)), выражения вращающего момента дизеля на валу с учётом запаздывания изменения индикаторного момента дизеля по отношению к изменению подачи топлива.

На схеме использованы ранее принятые обозначения переменных и передаточных функций. Возмущение на систему наносится по каналу нагрузки (изменением относительного момента сопротивления \bar{M}_c).

Модель САРЧ судового дизеля HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2 с электронным регулятором AutoChief 600 приведена на рис. 3. Двигатель представлен в виде интегратора разницы значений $\overline{M}_д$ и $\overline{M}_с$. На выходе интегратора получается частота вращения вала, которая сравнивается с заданным значением частоты вращения. Сигнал ошибки (рассогласования) поступает на пропорционально-интегральный (ПИ) регулятор, который изменяет подачу топлива.

В модели использованы значения: механический КПД дизеля $\eta_{м0} = 0,9$ отн. ед.; время разгона дизеля $T_д = 2,2$ с; время запаздывания $\tau = 0,02$ отн. ед.; коэффициенты зависимости (2) c_1 , c_2 и c_3 , которые соответственно равны 0,14, 0,19 и 0,67 отн. ед.; относительная зона нечувствительности $\varepsilon = 0,001 \dots 0,005$ отн. ед.; коэффициент усиления пропорционального звена $k_r = 1 \dots 4$ отн. ед.; время интегрирующего звена $T_i = 3,75 \dots 15$ с; неравномерность управляющего элемента исполнительного механизма $\delta_{y,и} = 0,02 \dots 0,05$ отн. ед.; время разгона исполнительного электродвигателя $T_э = 0,03$ с; коэффициент передачи звена, форсирующего разгон и торможение исполнительного электродвигателя $k_a = 0,2 \dots 0,6$ отн. ед.; коэффициент передачи обратной связи по частоте вращения исполнительного электродвигателя $k_n = 0,04 \dots 0,09$ отн. ед.

Сигналы допускаемого хода исполнительного механизма $\bar{z}_{до}$, $\bar{z}_{др}$ и $\bar{z}_{дз}$ приняты равными 1,0. Программный код звеньев функционального преобразователя, вводящего нечувствительность и селектора минимального сигнала приведены в табл. 3.

Таблица 3

Программный код звеньев модели САРЧ судового дизеля

Селектор минимального сигнала	Функциональный преобразователь, вводящий нечувствительность
<pre>function y = fcn(zv,zdw,zdp,zdz) if (zv<zdw) && (zv<zdp) && (zv<zdz) y=zv; elseif (zdw<zv) && (zdw<zdp) && (zdw<zdz) y=zdw; elseif (zdp<zv) && (zdp<zdw) && (zdp<zdz) y=zdp; else y=zdz; end</pre>	<pre>function y = fcn(e,w,v) if e<(v) && e>(-v) y=0; else y = e; end</pre>

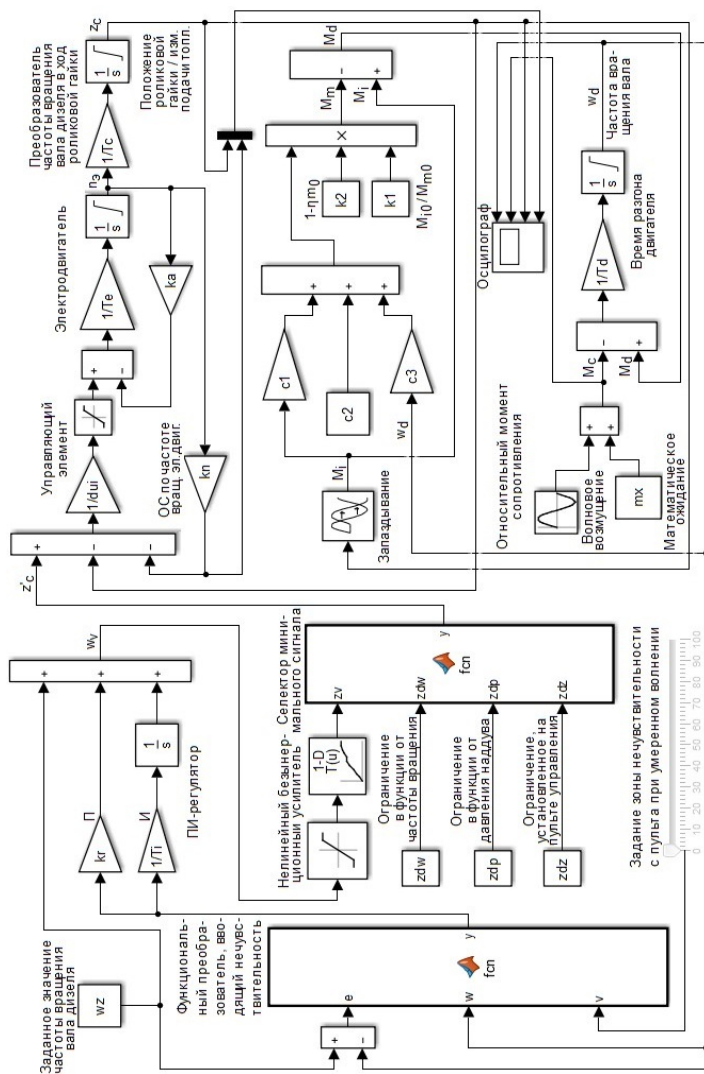


Рис. 3. Модель системы автоматического регулирования частоты вращения вала судового дизеля HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2 с электронным регулятором AutoChief 600

В качестве возмущения на модель может использоваться зависимость из работы [13], которая учитывает обратное влияние дизеля на возмущение. Однако ранее выполненное исследование с гидромеханическим РЧВ показало, что результаты оптимизации САРЧ оказываются практически одинаковыми при использовании зависимости из работы [13] и обычной синусоиды. В связи с этим функция возмущающего воздействия принята синусоидальной.

С целью уменьшения влияния ограничений подачи топлива на динамику САРЧ, моделирование выполнялось при средней нагрузке на двигатель 80 % от номинальной.

Оптимизировать параметры РЧВ целесообразно при наиболее вероятных в эксплуатации дизеля амплитуде и частоте возмущающего воздействия, которые зависят от размеров судна, района плавания, вероятных курсов движения судна и изменений погодных условий по временам года. При этом следует учитывать, что чем меньше задана частота вращения дизеля, тем с меньшей амплитудой будет колебаться момент сопротивления гребного винта. В первом приближении для этого можно использовать статическую винтовую зависимость:

$$\bar{M}_c = \lambda(t)\bar{\omega}_3^2,$$

где $\lambda(t)$ – функция возмущающего воздействия; t – время.

Значения амплитуды изменения возмущающего воздействия δ_λ могут быть заимствованы из работы [14], в которой они усреднены по статистическим данным о скорости ветра и высотах волн для четырёх времён года в 19 районах плавания с использованием вероятных курсов движения судов и вероятности нахождения транспортных судов Черноморского морского пароходства в этих районах плавания. Эти значения приведены в табл. 4.

Из табл. 4 следует, что для оптимизации настроечных параметров РЧВ целесообразно использовать значения δ_λ до 0,15. Причём, чем меньше судно, тем при больших значениях δ_λ рекомендуется выполнять оптимизацию [12].

В качестве критерия оптимальности выбран минимум неустойчивости регулируемого параметра, т.е. амплитуды колебаний частоты вращения вала дизеля $\Delta\bar{\omega}_d$. Этот минимум должен достигаться, прежде всего, при наиболее вероятных значениях амплитуды – δ_λ и периода колебаний (качки) – T_k возмущающего воздействия.

Таблица 4

Амплитуды изменения функции возмущающего воздействия

Пределы изменения δ_k	Среднее значение δ_k	Повторяемость, δ_k , %					
		при силе ветра по шкале Бофорта, баллы					на линиях судов
		5	6	7	8	9	
0 - 0,025	0	51	28	19	14	10	77,2
0,025 - 0,075	0,05	47	48	36	26	20	15,9
0,075 - 0,125	0,10	2	20	27	24	19	4,4
0,125 - 0,175	0,15		4	13	18	16	1,6
0,175 - 0,225	0,20			4	10	14	0,5
0,225 - 0,275	0,25			1	5	9	0,2
0,275 - 0,325	0,30				2	6	0,1
0,325 - 0,375	0,35				1	3	0,1
0,375 - 0,425	0,40					2	
0,425 - 0,475	0,45					1	

Ранее выполненные исследования оптимизации САРЧ при использовании гидравлического РЧВ [14, 15, 16] показали, что в факторном пространстве возмущений на дизель, характерных при волнении моря, вероятны локальные экстремумы критерия оптимальности при изменении настроечных параметров регулятора. В связи с этим было рекомендовано для повышения точности оптимизации использовать методы с прямым поиском на модели оптимальных параметров и применить метод Хука-Дживца, идея которого заключается в комбинации двух оптимизирующих процедур: "исследующего" поиска с циклическим перебором оптимизируемых переменных и "ускоряющего" поиска по образцу.

Чтобы оценить, насколько рекомендации по оптимизации САРЧ при использовании гидравлического РЧВ могут быть распространены на САРЧ с электронным РЧВ, на рис. 4 – 6 приведены результаты моделирования динамики САРЧ во всем диапазоне эксплуатационных возмущений на дизель, характерных при волнении моря. При этом варьировались: коэффициент усиления РЧВ k_r (рис. 4); зона нечувствительности ε (рис. 5) и коэффициент усиления звена 13 k_n (рис. 6). Базовые настройки регулятора: $k_r = 2$; $\varepsilon = 0$; $k_n = 0,05$; $T_i = 7,5$ с; коэффициент усиления звена 12 $k_a = 0,4$.

Из рис. 4 и 5 следует, что при использовании в САРЧ электронного регулятора, также как и при использовании гидравлического регулятора, в факторном пространстве возмущений на дизель, характерных при волнении моря, могут появляться локальные

экстремумы критерия оптимальности при изменении настроечных параметров регулятора. Это означает, что при использовании в САРЧ электронного регулятора может ставиться задача поиска локальных экстремумов с использованием специализированных методов.

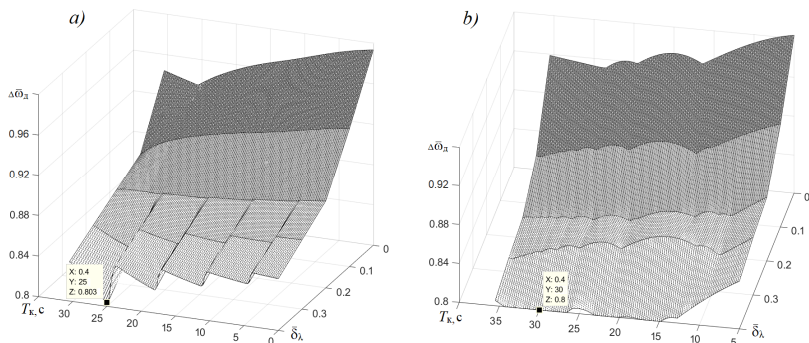


Рис. 4. Зависимость амплитуды колебаний частоты вращения вала дизеля от амплитуды и периода колебаний волновых возмущений при $\varepsilon = 0$ и $k_n = 0,05$:
а) $k_r = 2$; б) $k_r = 13,5$

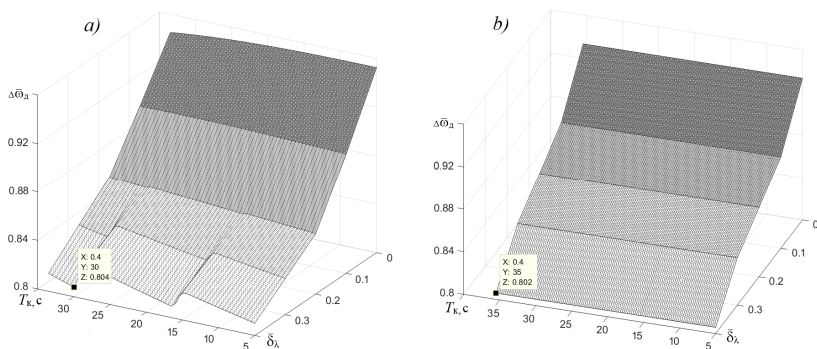


Рис. 5. Зависимость амплитуды колебаний частоты вращения вала дизеля от амплитуды и периода колебаний волновых возмущений при $k_r = 13,5$ и $k_n = 0,05$: а) $\varepsilon = 0$; б) $\varepsilon = 0,003$

Однако даже простым перебором настроечных параметров РЧВ удалось добиться существенного уменьшения нестабильности частоты вращения. Об этом свидетельствует рис. 7, на котором сравнены переходные процессы в САРЧ при базовых значениях настроечных параметров регулятора ($k_r = 2$; $\varepsilon = 0$; $k_n = 0,05$; $T_i = 7,5$ с;

$k_a = 0,4$) и оптимизированных: $k_r = 13,5$; $\varepsilon = 0,003$; $k_n = 0,09$; $T_i = 1,5$ с; $k_a = 0,6$. Процессы получены на режиме средней нагрузки дизеля 80 % номинального значения и средней частоты вращения 90 % номинального значения.

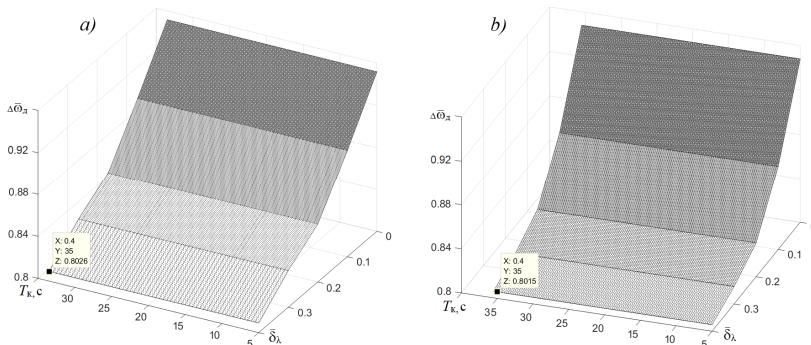


Рис. 6. Зависимость амплитуды колебаний частоты вращения вала дизеля от амплитуды и периода колебаний волновых возмущений при $k_r = 13,5$ и $\varepsilon = 0,003$: а) $k_n = 0,05$; б) $k_n = 0,09$

На рис. 7 $\delta_\lambda = 0,12$ и $T_k = 8$ с. Однако в довольно большом диапазоне изменения δ_λ и T_k оптимизированные значения параметров регулятора обеспечили аналогичный эффект.

Также установлено, что при "тяжёлом" винте стабильность частоты вращения можно повысить уменьшением коэффициента передачи звена 3, а также увеличением времени интегрирования звена 4.

Дальнейшее исследование планируется в направлении обоснования целесообразности учёта возможности появления в факторном пространстве локальных экстремумов в САРЧ с электронными РЧВ с возможным обоснованием выбора специализированного метода поиска экстремума.

ЛИТЕРАТУРА REFERENCES

1. Kim S., Kim S.-N., Dujic D. Impact of Synchronous Generator Deexcitation Dynamics on the Protection in Marine DC Power Distribution Networks. // IEEE Transactions on Transportation Electrification. – March 2021. – Vol. 7. – N. 1. – P. 267 – 275.

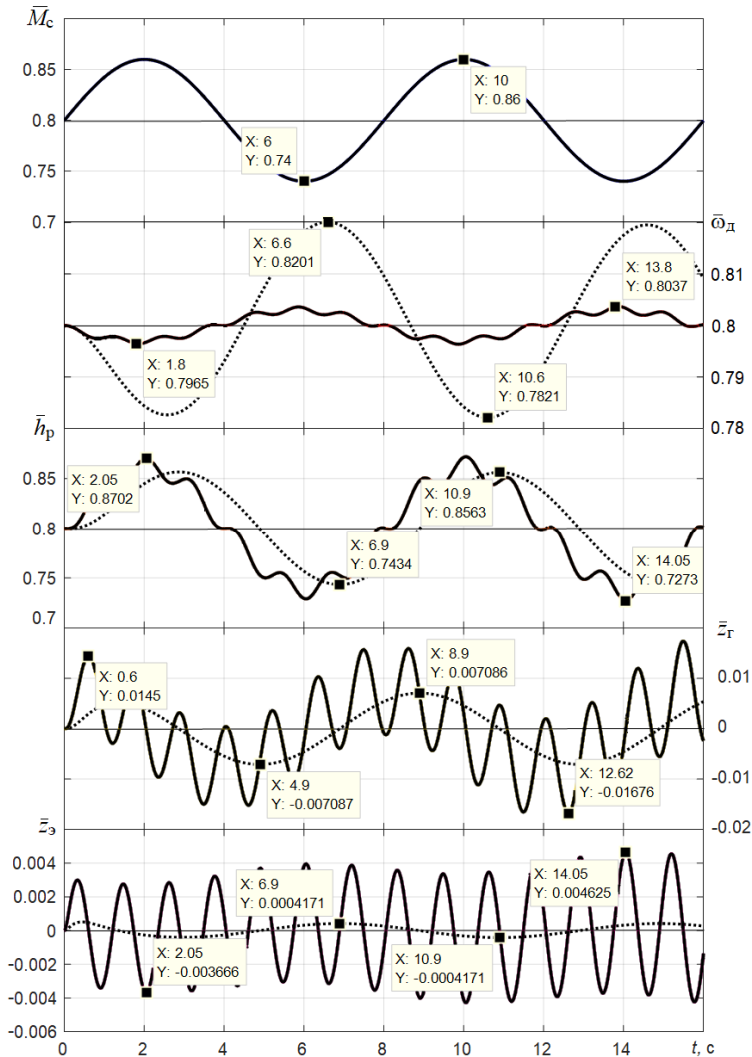


Рис. 7. Реакция системы на внешнее возмущающее воздействие — — — оптимизированные значения настроечных параметров; - - - - базовые значения настроечных параметров: \bar{z}_γ — относительное значение сигнала обратной связи исполнительного механизма РЧВ по положению роликовой гайки, \bar{z}_ζ — относительное значение сигнала обратной связи исполнительного механизма РЧВ по частоте вращения электродвигателя

2. Горб С.И., Будуров Н.И. Анализ состояния газового тракта дизеля безразборным методом. // Материалы X Международной научно-технической конференции «Судовая электроинженерия, электроника и автоматика». – Одесса: НУ "ОМА". – С. 213 – 218.

3. Горб С.И. Эффективность устройств защиты дизеля от перегрузок в пропульсивных установках с ВРШ. // Двигателестроение. - 1991. - №7. - С. 37 - 41.

4. Lee S., Yim J., Lee J., Sul S. Design of Speed Control Loop of A Variable Speed Diesel Engine Generator by Electric Governor. // IEEE Industry Applications Society Annual Meeting. – 2008. - P. 1 - 5.

5. Issa, M., Ibrahim, H., Lepage, R., Ilincă, A. A Review and Comparison on Recent Optimization Methodologies for Diesel Engines and Diesel Power Generators. // Journal of Power and Energy Engineering. – 2019. – 7. – P. 31 - 56.

6. Zhao, G., Long, Y., Ding, S., Yang, L. et al. Study of Advanced Control Based on the RBF Neural Network Theory in Diesel Engine Speed Control. // SAE Int. J. Engines. – 2020. – 13(1). – P. 63 – 75.

7. Yuanqing Wang, Qi Wang, Hongyu Qiao and Juan Su Speed Control of Electronically Controlled Diesel Engine Based on Automatic Disturbance Rejection Control. //Journal of Coastal Research 103(sp1). – 23 June 2020. – P. 346 - 350.

8. Горб С.И. Анализ систем автоматического регулирования частоты вращения судовых дизельных установок: учебное пособие. – М.: В/О "Мортехинформреклама", 1989. – 44 с.

9. Shop Test Result for Main Engine HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2. – Engine No. KAA006083 // Doc. No.: K630-IR16A-1613. – NHI – EMD, 2016. – 18 p.

10. Instruction Manual for Propulsion Control System - AutoChief 600. – Doc. No.: 588KB. – Norway, 2016. – 685 p.

11. Горб С.И. Моделирование динамики работы дизельных пропульсивных установок на ЭЦВМ: учебное пособие. – М.: В/О "Мортехинформреклама", 1986. – 48 с.

12. Горб С.И. Оптимизация параметров гидромеханического регулятора частоты вращения. // Двигателестроение. – 1988. – №12. – С. 39 – 41.

13. Залитис В.А. Исследование процессов регулирования нагрузки пропульсивного комплекса дизель–ВРШ в условиях волнения. // Тр. ЦНИИМФ. – 1980. – Вып. 259. – С. 65 – 75.

14. Горб С.И., Бурденко А.Ф. Метод оптимизации гидромеханических регуляторов частоты вращения главных

двигателей. // Автоматизация судовых технических средств: науч. - техн. сб. – 1999. – Вып. 4. – Одесса: ОГМА. – С. 52 - 57.

15. Горб С.И., Бурденко А.Ф. Усовершенствованный метод оптимизации гидромеханических регуляторов частоты вращения главных двигателей. // Автоматизация судовых технических средств: науч. -техн. сб. – 2000. – Вып. 5. – Одесса: ОГМА. – С. 28 - 32.

16. Горб С.И., Бурденко А.Ф. Оптимизация сложного объекта методом случайного поиска экстремума. // Автоматизация судовых технических средств: науч. -техн. сб. – 2001. – Вып. 6. – Одесса: ОГМА. – С. 18 - 23.

Анотація – Усталена методика налаштування регуляторів частоти обертання (РЧО) дизелів під час їхньої експлуатації в умовах східчастих збурень, які характерні для дизель-генераторів, не може застосовуватися для головних двигунів суден, динамічні режими яких пов'язані, перш за все, з хвилюванням моря, тому що у них збурення не можуть змінюватися східчасто як по каналу завдання частоти обертання, так і по каналу навантаження. У зв'язку з цим визначена практична потреба розробки методики налаштування РЧО головних двигунів, що враховує особливості їхньої роботи під час хвилювання моря.

У роботі змодельована система автоматичного регулювання частоти обертання (САРЧ) суднового двигуна фірми HYUNDAI – MAN B&W марки 6G70ME-C9.2 великотоннажного танкера "GOLDWAY" з електронним РЧО типу AutoChief 600. В якості критерія оптимальності використаний мінімум нестабільності параметра регулювання, тобто. амплітуди коливань частоти обертання валу дизеля, при найбільш імовірних значеннях амплітуди і періоду коливань (хитавиці) збурюючого впливу.

У результаті дослідження встановлено, що при використанні в САРЧ електронного регулятора в факторному просторі збурень на дизель, характерних при хвилюванні моря, можуть з'являтися локальні екстремуми критерію оптимальності під час зміни параметрів налаштування регулятора. Це означає, що при використанні в САРЧ електронного регулятора може ставитися завдання пошуку локальних екстремумів з використанням спеціалізованих методів. Однак навіть простим перебором параметрів налаштування РЧО вдалося домогтися істотного зменшення нестабільності частоти обертання.

Також встановлено, що зона нечутливості РЧО величиною 1 % оптимальна для ходових при "важкому" гвинті стабільність

частоти обертання можна підвищити зменшенням коефіцієнта підсилення пропорційної ланки, а також збільшенням часу інтегруючої ланки.

Annotation – The well-established method of tuning the speed governors (SG) of diesel engines during their operation under conditions of step disturbances, which are characteristic of diesel-generators, cannot be used for the main marine engines, the dynamic modes of which are associated, first of all, with heavy seas, because disturbances cannot change stepwise both along the channel for setting the rotational speed and along the load channel. In this regard, the practical need for the development of a method for tuning the SG of the main engines, which takes into account the peculiarities of their operation in heavy seas, has been determined.

The study simulates the automatic speed control system (ASC) of the main marine engine HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2 of the large crude carrier "GOLDWAY" with the AutoChief 600 electronic SG. The minimum of instability of the controlled parameter was used as an optimality criterion, i.e. the amplitude of the oscillations of the rotational speed of the diesel engine shaft, with the most probable values of the amplitude and period of oscillations (rolling) of the disturbing effect.

The study has established that changing the tuning parameters of the governor may lead to local extrema of the optimality criterion when using an electronic governor in the ACS in the factor space of disturbances on a diesel engine, which are typical for heavy seas. It means that the task, requiring finding local extrema using specialized methods, can be set when using an electronic governor in the ACS. However, a significant decrease in the instability of the rotational speed was achieved by carrying out a simple enumeration of the tuning parameters of the SG.

It was also found that with a "heavy" propeller, the rotational speed stability can be increased by decreasing the proportional gain, as well as increasing the integrator time.

УДК 629.12

ARTICLE HISTORY

Received 29.10.2021

Accepted 10.11.2021

Зайцев В.В.¹, Зайцев Вал.В.², Зайцев Д.В.³, Лукашова В.В.⁴
Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова
zv1949@gmail.com¹, zvalv1974@gmail.com²,
zdmv11982@gmail.com³, viptory2010@gmail.com⁴

Прогнозирование динамики и мореходных качеств амфибийных судов на воздушной подушке

V. Zaytsev¹, Val. Zaytsev², D. Zaytsev³, V. Lukashova⁴
National University of Shipbuilding named after Adm. Makarov
zv1949@gmail.com¹, zvalv1974@gmail.com²,
zdmv11982@gmail.com³, viptory2010@gmail.com⁴

Predicting the dynamics and seaworthiness of hovercraft

Резюме – Представлена методика создания симуляций амфибийных судов на воздушной подушке (СВПА) для различных режимов их эксплуатации и исследования мореходных качеств. Рассмотрены различные типы симуляций таких судов и пути их воплощения в функционирующее программное обеспечение. Особое внимание уделено описанию созданию интерактивной симуляции в режиме реального времени. Представленный комплекс математических моделей, воплощённый в программу, позволяет углублённо анализировать динамику и мореходные качества СВПА до завершения их проектирования и до начала постройки.

Abstract – Methodology presented for creating simulations of hovercraft for various modes of their operation and studies of seaworthiness. Various types of simulations of such ships and the ways of their implementation into functioning software are considered. Particular attention is paid to describing how to create an interactive simulation in real time. The described complex of mathematical models, embodied in the software, allows an in-depth analysis of the dynamics and seaworthiness of hovercraft before the completion of their design and before the start of construction.

DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-22-32

Несмотря на то, что амфибийные суда на воздушной подушке применяются уже не одно десятилетие и существует большое количество литературы, которая рассматривает вопросы теории и практики проектирования таких судов, до сих пор существует ряд нерешенных проблем, связанных с этими судами. Существуют различные методики, теории и публикации [1 – 7], которые позволяют рассчитывать и проектировать различные комплексы, а также системы СВПА, и в итоге, создавать успешные в эксплуатации с хорошими мореходными качествами суда. Но при этом до сих пор основной проблемой остается достижение достаточной точности прогнозирования мореходных качеств СВПА при различных их режимах эксплуатации. Поэтому нередки случаи, когда успешный проект СВПА рождается после ряда неудачных проб и ошибок.

Отчасти эту же проблема до сих пор держат Правила постройки СВПА, изложенные в документах классификационных обществ, в сумбурном и противоречивом состоянии. В некоторых случаях классификационное общество для принятия проекта видит в качестве решения проблемы создание одного-двух работающих прототипов.

Такая ситуация привела к тому, что создание проектов СВПА является очень дорогой процедурой, а появление новых судов этого типа и их эволюция происходят очень медленными темпами.

В связи с этим, целью исследования является анализ основных математических моделей и пути объединения их в единый комплекс, который позволит в процессе интерактивной симуляции прогнозировать с высокой точностью динамику, мореходные качества и эксплуатационные характеристики различных СВПА.

Симуляцию СВПА можно создавать с различной точностью, и в первую очередь, на точность влияет количество степеней свободы, которое учитывается в этом случае. Наиболее сложными, но единственно подходящими для реальных практических задач, являются симуляции СВПА с шестью степенями свободы.

Такие симуляции могут быть разного типа, например: чисто расчётные; интерактивные; интерактивные с симуляцией в режиме реального времени.

Интерактивные с симуляцией в режиме реального времени – самые эффективные, поэтому их рекомендуется применять для поставленных целей. В этом случае задача исследования – создание программы симуляции СВПА с шестью степенями свободы.

Среди базовых требований к такой симуляции есть такие: компилируемый язык программирования, например, C++ (это необходимо для высокой скорости работы программы); программа

должна быть интерактивной и должна иметь графический интерфейс; программа должна иметь возможность работать в реальном времени.

В соответствии с этими требованиями в качестве среды разработки можно выбрать Microsoft Visual Studio (язык Visual C++).

Для реализации возможности интерактивности, графического интерфейса и работы в реальном времени необходимо выбрать соответствующие основные библиотеки, например: **FreeGlut** – для реализации графики; **Armadillo** – для ускорения математических расчётов.

Кроме того, полезно встроить в программу возможность переключаться между режимом "реального времени" и "ускоренным режимом расчётов". Ускоренный режим расчётов полезен в процессе отладки алгоритмов программы.

Как и любой другой технический проект, программа симуляции создаётся в течение нескольких основных этапов: создание математических моделей; прототипирование программного обеспечения; непосредственное кодирование на компилируемом языке (например, **Visual C++**).

Первый этап – создание математических моделей является самым важным и самым трудоёмким. От того, какими будут математические модели, зависит качество результата симуляции.

При создании интерактивной симуляции с учётом режима реального времени задача значительно усложняется потому, что нужно не просто выполнять расчёт, а выполнить его в жёстко ограниченных временных рамках. Отсюда следует то, что в таких математических моделях должен быть найден разумный компромисс между точностью и скоростью расчёта.

Второй этап – прототипирование. Его удобно выполнять с помощью специализированного математического софта, например: **MathCAD**; **Maple**; **Wolfram Mathematica**; **SMath Studio**. Наиболее удобными являются математические пакеты **MathCAD** и **Wolfram Mathematica** в качестве инструмента прототипирования в связи с тем, что позволяют быстро и наглядно перевести алгоритмы и математические модели в вычисляемый вид. Эти особенности позволяют минимизировать возможное количество ошибок при создании программы-прототипа.

Во время третьего этапа – непосредственное кодирование - алгоритмы, написанные в **MathCAD** или **Wolfram Mathematica** и численные результаты расчётов служат эталоном в процессе программирования на языке **Visual C++**.

В процессе кодирования на языке **Visual C++** для ускорения расчётов полезно использовать одну из библиотек для научных расчётов. На сегодняшний день очень удобной и одновременно одной из самых быстрых является математическая библиотека под названием "Armadillo". Основные её преимущества: высокая скорость работы, синтаксис и возможности, которые подобны **MatLAB**.

Для реализации графического интерфейса и вывода на экран результатов расчёта в графическом виде можно применить библиотеку **FreeGLUT**, которая, конечно, не является единственным вариантом. Сегодня существует огромное количество графических библиотек, различных графических движков. Большой популярностью сегодня пользуется графический движок **Unreal Engine 4** и **Unity 3D**.

Для разработки математических моделей симуляции СВПА с шестью степенями свободы нужно обязательно создавать не просто математические модели, а комплекс математических моделей с установленными связями между ними.

Далее приведён перечень основных математических моделей, которые должен содержать комплекс.

Во-первых, это математические модели, которые описывают особенности конструкции СВПА, которые будут моделироваться: движительно-рулевой комплекс; подъёмный комплекс; гидродинамические математические модели; аэродинамические математические модели.

Во-вторых, это математические модели, которые описывают внешнюю среду, в которой будет моделироваться СВПА: ветер; воду; морское волнение; ландшафт.

В-третьих, это математическая модель твёрдого тела с шестью степенями свободы, которая является ядром всей симуляции.

В зависимости от того, какое СВПА планируется симулировать, будет различный набор математических моделей, которые описывают конструкцию СВПА. На рис. 1 и 2 показаны два различных СВПА.

Эти два судна отличаются не только размерами, но и своими конструктивными особенностями. Они состоят из различных наборов элементов, которые входят в движительно-рулевой комплекс. У СВПА "Pelican" есть подруливающие устройства, а у СВПА "ACV-20" таких устройств нет. Состав и конструкция их подъёмных комплексов тоже отличаются друг от друга.

Поэтому для создания математических моделей, которые описывают конструкцию СВПА, необходимо иметь основные конструктивные чертежи этого СВПА и основные 3D-модели. Для

разработки этих математических моделей нужны не только чертежи, но и четкое понимание того, как работают те или иные конструктивные элементы СВПА. Нужно знать их основные характеристики: геометрические размеры и взаимное расположение в пространстве.



Рис. 1. СВПА проекта Pelican



Рис. 2. СВПА проекта ACV-20

В качестве примера показана часть конструктивной информации, которая необходима для создания математических моделей, которые описывают конструкцию СВПА Pelican (рис. 3 ... 5).



Рис. 3. Конструкция гибкого ограждения СВПА проекта Pelican

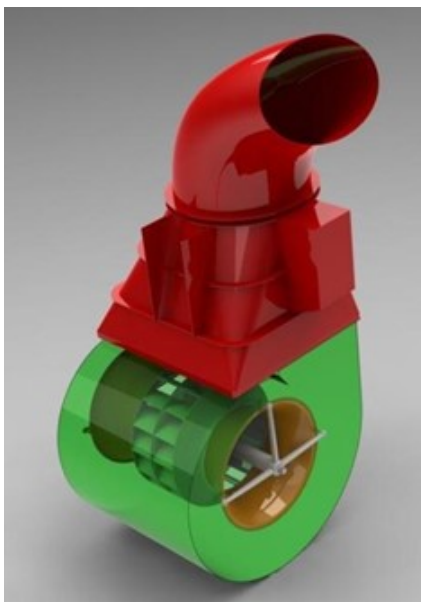


Рис. 4. Подруливающее устройство СВПА проекта Pelican

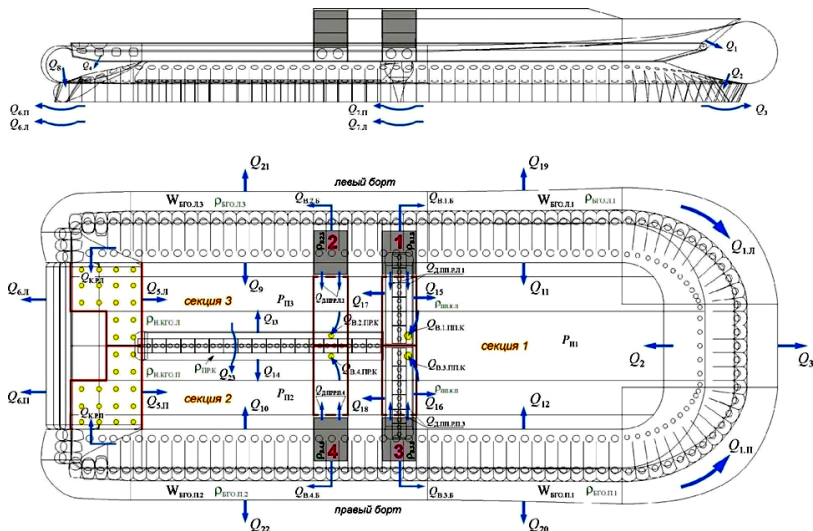


Рис. 5. Конструктивная схема подъёмного комплекса СВПА проекта Pelican

Принципиальные схемы некоторых математических моделей с указанием входных и выходящих параметров представлены на рис. 6, 7.

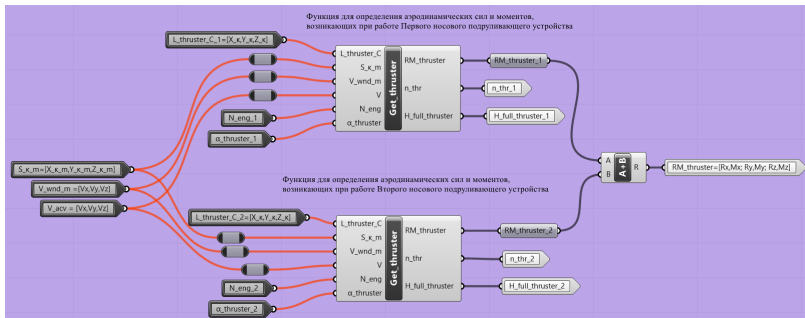


Рис. 6. Математические модели для определения аэродинамических сил и моментов, возникающих при работе носовых подруливающих устройств

На основе описанной выше методики создана программа для интерактивной симуляции в режиме реального времени (рис. 8) для СВПА проекта Pelican. Верификация результатов расчётов,

полученных с помощью этой программы, показала хорошую сходимость с результатами испытаний реального судна-прототипа.

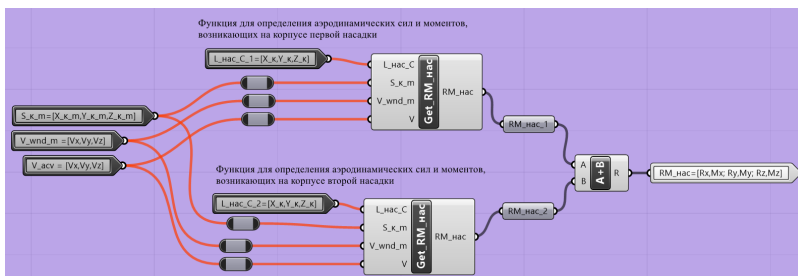


Рис. 7. Математические модели для определения аэродинамических сил и моментов, возникающих на корпусах насадок

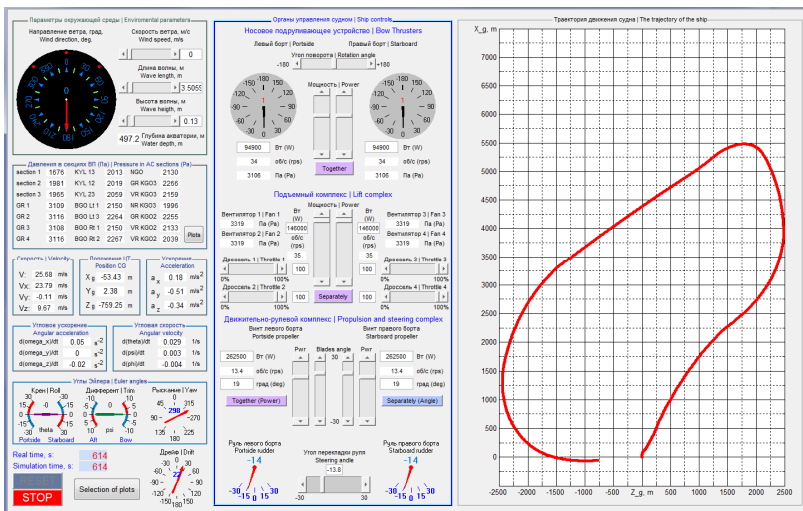


Рис. 8. Интерфейс программы имитационного моделирования движения СВПА с шестью степенями свободы

Описанная методика создания комплекса математических моделей позволяет с высокой точностью выполнять прогнозирование динамики СВПА и имитационное моделирование любых СВПА с шестью степенями свободы, что снизит расходы на проектирование и

постройку головного СВПА с точно предсказуемыми мореходными качествами и эксплуатационными характеристиками.

ЛИТЕРАТУРА REFERENCES

1. Зайцев Д.В. Исследование процесса затягивания носового гибкого ограждения без диафрагмы при эксплуатации судна на воздушной подушке на тихой воде / Зайцев Д.В., Зайцев В.В. // 36. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, –2008. – № 5 (422). – С. 37 – 41.
2. Зайцев Д.В. Расчёт гибкого ограждения с учётом его затягивания в режиме движения судна на воздушной подушке / Зайцев Д.В. // 36. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, –2006. – № 4 (409). – С. 32 – 40.
3. Колызаев Б.А. Справочник по проектированию судов с динамическими принципами поддержания / Колызаев Б.А., Косоруков А.И., Литвиненко В.А. – Л.: Судостроение, 1980. – 472 с.
4. Бенуа Ю.Ю. Основы теории судов на воздушной подушке / Ю.Ю. Бенуа, В.К. Дьяченко, Б.А. Колызаев, В.А. Литвиненко, И.В. Озимов, С.А. Смирнов. – Л.: Судостроение, 1970. – 456 с.
5. Зайцев Д.В., Зайцев В.В., Зайцев Вал. В. Математическая модель кормового рессорного гибкого ограждения СВПА // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції присвяченої 95-річчю Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова. – Миколаїв: НУК, 2015. – С. 291 – 293.
6. Dmytro Zaytsev, Volodymyr Zaytsev, Pentscho Pentshev. Design Methods of Small Hovercrafts // Black sea 2014: Twelfth international conference on marine sciences and technologies. – Varna, Bulgaria: Varna Scientific and Technical Unions. – 2014. – P. 107 – 108.
7. Зайцев В.В., Зайцев Вал. В., Лукашова В.В., Лысый А.А. Имитационное моделирование подъёмного комплекса судна на воздушной подушке скегового типа в режиме висения без хода // 36. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2015. – № 2 (458). – С. 12 – 16.

Анотація – Створення проектів амфібійних суден на повітряній подушці є дуже дорогою процедурою, а поява нових суден цього типу та їх еволюція відбуваються дуже повільними темпами. Незважаючи на те, що амфібійні судна на повітряній подушці застосовуються вже не одне десятиліття і існує велика кількість літератури, яка пов'язана з теорією таких суден та з практикою їх проектування,

досі існує низка невирішених проблем, пов'язаних із цими суднами. Існують різні методики, теорії та публікації, які дозволяють розраховувати та проектувати різні комплекси та системи амфібійних суден на повітряній подушці і в результаті це дозволяє створювати успішні в експлуатації судна. Але при цьому досі основною проблемою залишається досягнення достатньої точності прогнозування експлуатаційних характеристик амфібійних суден на повітряній подушці при різних режимах. Тому нерідкі випадки, коли успішний проект судна на повітряній подушці народжується після низки невдалих спроб та помилок.

У роботі описано методику створення симуляцій амфібійних суден на повітряній подушці для різних режимів їх експлуатації. Розглянуто різні типи симуляцій таких суден та шляхи їх втілення у програмне забезпечення. Описано основні математичні моделі, що беруть участь у реалізації таких симуляцій та показано їхню структуру для різних амфібійних суден на повітряній подушці. Описаний комплекс математичних моделей, втілений у програму, дозволяє поглиблено аналізувати динаміку та експлуатаційні характеристики амфібійних суден на повітряній подушці до завершення їх проектування та початку будівництва. Стверджується, що найбільш складними, але єдиними для реальних практичних завдань аналізу динаміки СППА є симуляція цього судна з 6-ма ступенями свободи.

Методика створення комплексу математичних моделей дозволяє з високою точністю виконувати прогнозування динаміки СППА та імітаційне моделювання будь-яких СППА з шістьма ступенями свободи, що знизить витрати на проектування та будівництво головного СППА з точно передбачуваними морехідними якостями та експлуатаційними характеристиками.

Annotation – The creation of hovercraft projects is a very expensive procedure, and the emergence of new ships of this type and their evolution is proceeding at a very slow pace. Despite the fact that hovercraft have been used for decades and there is a large amount of literature that is related to the theory of such ships and the practice of their design, there are still a number of unresolved problems associated with these ships. There are various methods, theories and publications that allow to calculate and design various complexes and systems of hovercraft, and as a result, this allows to create vessels that are successful in operation and with good seaworthiness. But at the same time, until now, the main problem remains to achieve sufficient accuracy in predicting the

operational characteristics of hovercraft under various modes. Therefore, it is not uncommon for a successful hovercraft project to be born after a series of unsuccessful trial and error.

The presented work describes a methodology for creating simulations of hovercraft for various modes of their operation. Various types of simulations of such ships and the ways of their implementation into functioning software are considered. The main mathematical models that are involved in the implementation of such simulations are described and their structure is shown for various hovercraft. The described complex of mathematical models, embodied in the program, allows an in-depth analysis of the dynamics and operational characteristics of hovercraft before the completion of their design and before the start of construction. It is argued that the most difficult, but suitable for real practical problems of analyzing the dynamics of hovercraft is the simulation of this ship with 6 degrees of freedom.

The study allows us to conclude that the described methodology for creating a complex of mathematical models makes it possible with high accuracy to predict the dynamics of hovercraft and simulate any hovercraft with 6 degrees of freedom, which will reduce the cost of designing and building a lead hovercraft with accurately predictable seaworthiness and operational characteristics.

УДК 656.085: 621.436.12(13): 621.43.052

ARTICLE HISTORY

Received 01.10.2021

Accepted 16.10.2021

Калугін Володимир Миколайович¹, Мунтян Олександр Михайлович²
НУ «Одеська морська академія», Одеса, Україна
kalugin@te.net.ua¹, alex.muntyan62@gmail.com²

Визначення причин, попередження і усунення нестійких режимів газотурбокомпресорів суднових дизелів

Volodymyr Kalugin¹, Oleksandr Muntyan²
NU "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine
kalugin@te.net.ua¹, alex.muntyan62@gmail.com²

Determination of causes, prevention and clearing of unstable operating modes of the marine diesels turbochargers

Резюме – Ґрунтуючись на результатах приймально-здавальних випробувань головного двигуна судна, а також накопичених даних роботи головних двигунів у різних умовах плавання, виконано аналіз причин виникнення помпажу компресора газотурбокомпресора. Встановлено, що його причиною є малі значення коефіцієнта запасу стійкості компресора газотурбокомпресора по помпажу – $K_{ст}$, що не дозволяє забезпечити ефективну роботу газотурбокомпресорів на основних режимах навантаження головних двигунів. Наведено опис контрольованого дистанційно керованого розвантажувального пристрою з усуненню помпажу газотурбокомпресорів.

Abstract – Based on results the main engine shop test and trial test of the vessel and also the saved-up data of work of main engine in various conditions of swimming, the analysis of the causes of a surge of the turbochargers was made. It is established that small values of safety factor of stability of the compressor of turbochargers on a surging – $K_{ст}$ which are not allowing to ensure effective functioning of turbochargers on the main modes of loading of main engine are its reason.

DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-33-51

Необхідність визначення причин та усунення нестійкої роботи газотурбокомпресорів суднових дизелів викликана їх постійними проявами у процесі експлуатації суден серії «Socofl Star».

Судна побудовані в Японії на верфі «Yamanishi Shipbulding & Iron Ltd», суховантажного типу із необмеженим районом плавання, однопалубні, одnogвинтові, дедвейтом 6273 т при перевезенні генеральних вантажів. Всього в експлуатації перебуває 10 суден. В якості головного двигуна (ГД) встановлено чотиrohrтaктний дизель «Hanshin Diesel» моделі 6LF46, із прямою передачею потужності на гребний гвинт, максимальною потужністю 2600 кВт при частоті обертання 245 хв⁻¹. Для оснащений газотурбокомпресору (ГТК) компанії «Asea Brown Boveri Ltd.», моделі VTR 401-2.

Задля усунення помпажу доводилось знижувати навантаження ГД до безпечного рівня. При цьому швидкість судна знижувалась від контрактних 10 – 11 вузлів до 4 вузлів. Такі зміни в роботі ГД призводили до невиконання контрактної швидкості суден, а також погіршенню безпеки їх плавання. В результаті виниклої проблеми судовласником була поставлена задача з ідентифікації причин та розробки рекомендацій з запобігання помпажу ГТК ГД.

Дослідження проводилися на теплоході «Socofl Star» в різних погодних умовах плавання від штилю до стану моря 6 балів і зустрічному вітру 8 балів. Судно знаходилося у вантажу і прямувало зі швидкістю 10 – 12 вузлів при потужності, що розвивається ГД, 2000 – 2100 кВт, і частоті обертання 230 – 232 хв⁻¹. Поверхні підводної частини корпусу судна і лопатей гребного гвинта були чистими та не ушкодженими. Як правило, помпаж ГТК виникав при маневруванні та під час руху судна в штормових умовах, тобто при обваженні гвинтової характеристики ГД.

На підставі проведених спостережень необхідно було визначити запас стійкості компресора по помпажу ($K_{ст}$) на основних режимах роботи дизеля. Значення $K_{ст}$ встановлювались за результатами побудови та аналізу спільної витратної характеристики роботи компонентів ПГТ, циліндрів дизеля та ГТК [1].

Побудова видаткових гідралічних характеристик компресора ГТК $P_C/P_0 = f(G_C)$, компонентів повітряно-газового тракту (ПГТ) дизеля $P_{BA}/P_0 = f(G_B)$, і газової турбіни $P_{TG}/P_0 = f(G_G)$ та їх поєднання ґрунтувалось на особливостях схеми наддуву, а також зв'язком роторів турбіни і компресора. При цьому враховувались умови що визначались наступним:

рівністю масових витрат повітря що подається компресором – G_C , кг/с, та споживаної ПГТ і циліндрами дизеля – G_B , кг/с,

$$G_A = G_C = G_B;$$

рівністю масової витрати повітря споживаного циліндрами дизеля, з урахуванням витрати палива і масової витрати газів через турбіну – G_G (кг/с),

$$G_G = \beta G_A,$$

де $\beta = 1,025 - 1,032$ – коефіцієнт молекулярної зміни при згорянні палива (значення цієї величини постійна і практично не залежить від параметрів які характеризують газообмін в циліндрах дизеля);

рівністю потужностей, що розвивається на валу турбіни – N_T , кВт, і споживаної на повід компресору – N_C , кВт,

$$N_T = N_C;$$

рівністю частот обертання турбіни – n_T і компресора – n_C , що визначаються механічним зв'язком турбіни і компресора, які розташовані на одному валу, відповідно мін^{-1} або с^{-1} ,

$$n_{TC} = n_T = n_C;$$

подібністю протікання залежностей витратних характеристик компресору $P_C / P_O = f(G_A)$, ПГТ і циліндрів дизеля $P_{BA} / P_O = f'(G_A)$, газової турбіни $P_{TG} / P_O = f(G_G)$.

Дотримання вказаних вище умов забезпечує суміщення ліній робочих режимів компресора і турбіни ГТК з витратною характеристикою ПГТ дизеля. Поєднані лінії робочих режимів ПГТ дизеля, компресора і турбіни ГТК є спільною витратною гідравлічною характеристикою (СВГХ) ГТК та дизеля.

Використовуючи експлуатаційні дані, а також дані стендових випробувань дизеля, була побудована універсальна СВГХ роботи ГТК VTR 401-2 і дизеля 6LF46, яка наведена на рис. 1.

Універсальну СВГХ визначають в залежності від ступеня підвищення тиску повітря в компресорі $P_K = P_C / P_O$ від зведених до стандартних атмосферних умов (атмосферний тиск $P_O = 0,10332$ МПа і температура повітря $T_O = 293$ К), продуктивності $\bar{G}_B = \bar{G}_A$ (входячі з того, що $G_A = G_C = G_B$) і частоти обертання ГТК \bar{n}_{TC} , які визначаються наступними рівняннями:

$$\bar{G}_B = \bar{G}_A = G_B \frac{0,10332}{P_c} \sqrt{\frac{T_o}{293}};$$

$$\bar{n}_{TC} = n_{TC} \sqrt{\frac{293}{T_o}},$$

де P_c – абсолютний тиск повітря за компресором; $P_C = P_{BA} + \Delta P_{AC}$ МПа; P_O – атмосферний тиск повітря на всмоктуванні компресора, МПа; T_O – температура повітря на всмоктуванні компресора, К; n_{TC} –

виміряна частота обертання ГТК, с^{-1} , або хв^{-1} ; $G_C = G_A$ – поточне, розрахункове значення масової продуктивності компресора ГТК, кг/с .

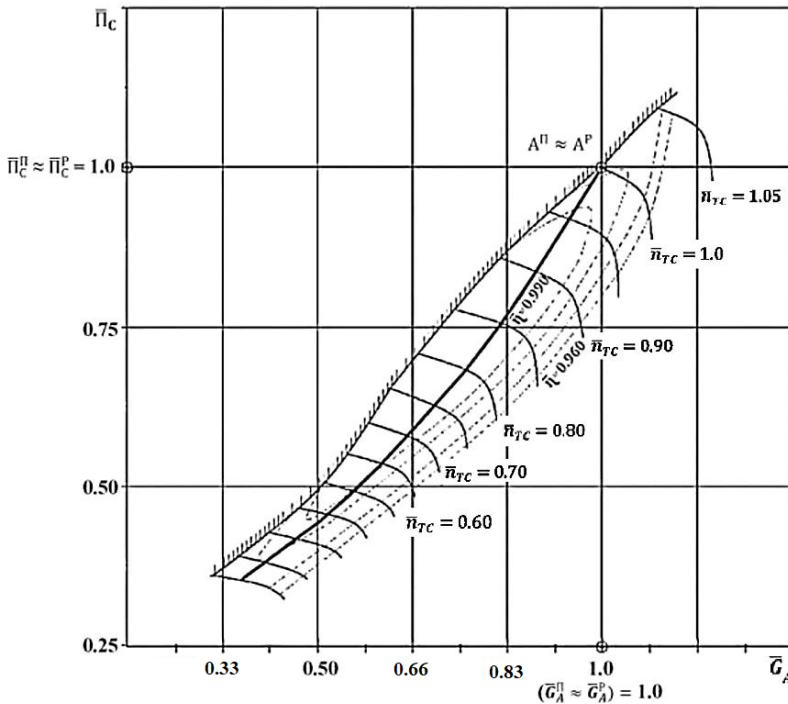



Рис. 1. Універсальна СВГХ роботи ГТК VTR 401-2 і дизеля 6LF46 до застосування конструктивних заходів: ———— – лінія СВГХ ГТК та дизеля; ———— – лінії рівних значень частот обертання ГТК (ізодроми); - - - - - лінії рівних значень ККД компресора;  – межа стійкості компресора з помпажу

Продуктивність компресора визначалася за рівнянням витрати повітря споживаного дизелем, що встановлює зв'язок між частотою обертання дизеля і показниками якості газообміну [2]:

$$G_B = G_C = G_A = V_c \cdot i \cdot Z \cdot n_{ME} \cdot \rho_{BA} \cdot \varphi_A \cdot \eta_V,$$

де $V_c = (\pi D_c^2 / 4) S$ – робочий об'єм циліндра дизеля, м^3 ; D_c – діаметр циліндра дизеля, м ; S – хід поршня дизеля, м ; Z – кількість циліндрів дизеля; i – коефіцієнт тактності дизеля; n_{ME} – частота обертання дизеля, с^{-1} ; ρ_{BA} – густина повітря в ресивері продувного повітря, кг/м^3 ;

φ_A, η_V – відповідно коефіцієнти продуктивності і наповнення циліндрів дизеля повітрям.

Деякими незалежними дослідженнями встановлено, що множення $\varphi_A \cdot \eta_V = \text{const}$ в основному експлуатаційному діапазоні змін навантаження (50 ... 100 %). Для чотиритактних дизелів, обладнаних ГТК зі ступенем підвищення тиску $P_c > 2,0$ можна прийняти $\varphi_A \cdot \eta_V = 1,2$ [2].

Коефіцієнт запасу стійкості компресора

$$K_{\text{ст}} = \left(\frac{G_B^p}{G_B^n} \times \frac{P_B^n}{P_B^p} - 1 \right) \cdot 100 \%,$$

де P_k^n / G_B^n – відношення ступені підвищення тиску в компресорі до витрати повітря в точці перетину лінії частоти обертання ГТК, ($n_{TC} = \text{const}$) із межею стійкості компресора по помпажу; P_k^p / G_B^p – теж саме в точці робочого режиму.

Результати розрахунків значень $K_{\text{ст}}$ наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Результати визначення значень $K_{\text{ст}}$ в залежності від частоти обертання ГТК VTR 401-2 до застосування конструктивних заходів

Частота обертання ГТК, $n_{TC} \times 10^{-3}$ хв ⁻¹	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0	12,5	13,0	13,5	14,0
Відносна частота обертання ГТК, $\frac{n}{n_{TC}}$	0,71	0,75	0,79	0,82	0,86	0,89	0,93	0,96	1,0
Коефіцієнт стійкості по помпажу, $K_{\text{ст}}, \%$	15,0	12,0	11,5	7,8	6,0	4,8	3,0	1,5	0,5

На основних експлуатаційних режимах роботи ГД значення частот обертання ГТК становили від 11500 до 13000 хв⁻¹, та їм відповідає діапазон значень $K_{\text{ст}}$, від 7,8 до 2,9 %. Для порівняння можна навести рекомендації провідних дизелебудівельних компаній, які рекомендують мінімальні значення $K_{\text{ст}}$: «MAN – Turbo Diesel» – 8 %, «Wärtsilä» – 15 %.

Рис. 1 ілюструє, що СВГХ компонентів ПГТ та циліндрів дизеля, компресора та газової турбіни ГТК VTR 401-2 в області основних експлуатаційних навантажень розташована досить близько до межі стійкості компресора з помпажу. Безсумнівно, що навіть незначні зміщення СВГХ в напрямку зниження витрати повітря споживаного дизелем призводить до її перетину з межею помпажу. Для ГД 6LF46

суден серії «Socofl Star» це, як правило, відбувається внаслідок обважнення гвинтових характеристик, яке виникає при збільшенні опору руху судна або зниженні густини повітря в ресивері наддувного повітря – $\rho_{\text{ВА}}$, викликаній зростанням температури повітря – $T_{\text{ВА}}$.

У дизеля 6LF46 здійснена проста схема газотурбінного наддування, відмінною особливістю якої є імпульсний підвід газів до газової турбіни, одноступінчасте стиснення повітря в компресорі та його охолодження в охолоджувачі повітря. Випуск газів організований в два роздільних випускних колектора малого об'єму. Така схема наддування дозволяє реалізувати енергетичні переваги імпульсного способу наддуву, що здебільшого пов'язано з інтенсифікацією процесів продувки камер згоряння і зниження теплонавантаженості деталей циліндропоршневої групи. Проте система наддування, яка була реалізована, не відповідає умовам забезпечення достатнього значення $K_{\text{ст}}$ на сталих і перемінних режимах роботи дизеля в якості пропульсивного.

Для визначення причин малих значень $K_{\text{ст}}$ необхідно виконати аналіз можливих причин, використовуючи для цього дані іспитів отриманих в експлуатаційних умовах.

Для чотиритактних двигунів, до яких відноситься дизель 6LF46, значення $K_{\text{ст}}$ залежить від ряду факторів або їх поєднання. До визначальних слід віднести значення гідравлічних опорів або інерційність компонентів, що формують ПГТ: охолоджувач повітря, ресивер наддувного повітря, органи газорозподілу, газовипускний тракт до турбіни, проточна частина газової турбіни, газовипускний колектор за турбіною. В свою чергу, значення гідравлічних опорів залежать від площ пропускних перетинів і об'ємів компонентів що формують ПГТ.

На положення СВГХ щодо межі помпажу надає режимний фактор, який встановлює відповідність змін частот обертання дизеля і ГТК, а також збіг витратних характеристик компресора, циліндрів дизеля і газової турбіни в усьому діапазоні змін навантаження дизеля. Якщо, при зниженні навантаження дизеля, швидкість зниження масової витрати повітря, який подається компресором – $\delta G_{\text{С}}$, стає менше швидкості зниження масової витрати повітря споживаного дизелем – $\delta G_{\text{В}}$ ($\delta G_{\text{С}} < \delta G_{\text{В}}$), то СВГХ переміщається близько до межі помпажу. Якщо, при збільшенні навантаження дизеля швидкість росту $\delta G_{\text{С}}$ більше швидкості збільшення $\delta G_{\text{В}}$ ($\delta G_{\text{С}} > \delta G_{\text{В}}$), то СВГХ також розташовується ближче до межі помпажу. У дизелів, що мають малі значення $K_{\text{ст}}$, на змінних режимах неминуcho настає помпаж

компресора, і це спостерігається у дизелів 6LF46, які працюють в якості пропульсивних.

Витратна гідравлічна характеристика турбіни визначається еквівалентною властивістю проточної частини газової турбіни $\mu_T F_T$. Пропускна здатність газової турбіни при певних параметрах газів перед і за турбіною забезпечує реальну масову витрату газів через турбіну – G_G . Еквівалентна пропускна здатність турбіни $\mu_T F_T$, м^2 , розраховуються за рівнянням, що враховує питому роботу розширення газів в турбіні – L_T і густину газів за турбіною – ρ_{TOG} :

$$\mu_T F_T = \frac{G_G}{\rho_{TOG} \sqrt{2L_T}},$$

де μ_T – коефіцієнт витрати газів крізь турбіну; G_G – масова витрата газів крізь турбіну, кг/с ; ρ_{TOG} – густина газів за турбіною кг/м^3 ; F_T – еквівалентна площа перерину турбіни, м^2 ; L_T – питома робота одноступеневої газової турбіни, Дж.

На рис. 2 наведено результати розрахунків $\mu_T F_T$ в залежності від потужності двигуна $\mu_T F_T = f(N_e)$. Еквівалентний пропускний перетин турбіни представляє її мінімальний перетин, який відноситься до вихідної площі соплового апарату турбіни. Дійсна (паспортна геометрична) мінімальна площа пропускного перетину сопел становить $F_N = 0,0167 \text{ м}^2$.

Якщо прийняти нижню межу значення коефіцієнта витрати $\mu_T = 0,90$, то пропускний перетин газової турбіни становить $\mu_T F_N = 0,0150 \text{ м}^2$. Як видно з характеру протікання залежності $\mu_T F_T = f(N_e)$, що ілюструє рис. 5, значення $\mu_T F_N$ більше відповідних значень $\mu_T F_T$, що забезпечує дійсну витрату газів крізь газову турбіну на всіх режимах роботи дизеля.

Значення величин опору газовипускного колектора за турбіною незначні і знаходяться в межах рекомендованих значень, до 160 мм H_2O при перепуску газів крізь утилізаційний котел.

Охолоджувач повітря типу «CUA 150» має розвинену поверхню охолодження $F_{AC} = 148 \text{ м}^2$ і має високу ступінь охолодження повітря. По даним стендових випробувань дизеля ступінь охолодження становить 0,87 – 0,92. Зазвичай застосовуються охолоджувачі повітря, які мають значення ступені охолодження не вище 0,6 – 0,65.

Перепад значень тисків повітря в охолоджувачі повітря на основних експлуатаційних режимах роботи дизеля остановить 180 – 220 мм H_2O , а значення гідравлічного коефіцієнта, що оцінює втрати тиску, становлять $\eta_{AC} \approx 0,95 – 0,98$.

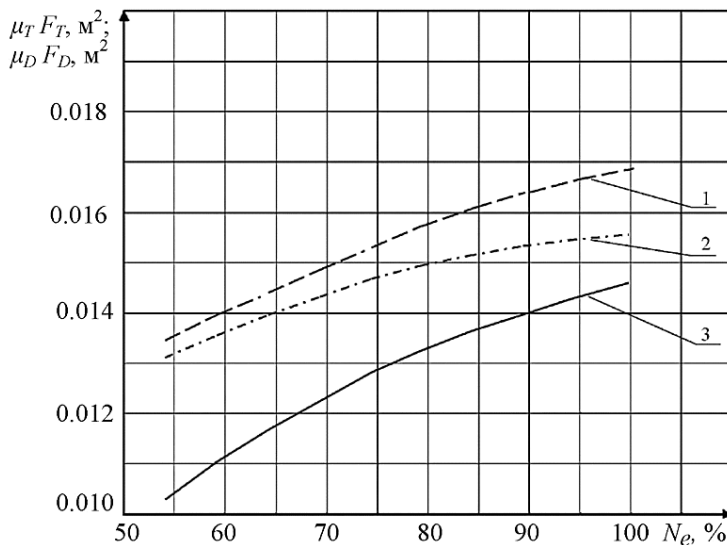


Рис. 2. Залежність еквівалентних пропускних перетинів газової турбіни ГТК VTR 401-2, компонентів ПГТ та циліндрів дизеля 6LF46 від потужності, що розвивається дизелем N_e : 1 – $\mu_D F_D = f(N_e)$ – розвантажувальний пристрій відкритий; 2 – $\mu_D F_D = f(N_e)$ – розвантажувальний пристрій закритий; 3 – $\mu_T F_T = f(N_e)$

Склад компонентів наддувно-випускного тракту (НВТ) дизеля містить: ресивер наддувного повітря, компоненти газорозподілу, циліндри дизеля, газовипускний тракт до газової турбіни.

Пропускні перетини компонентів НВТ визначають витратну гідрравлічну характеристику дизеля і відповідають еквівалентної пропускної здатності дизеля – $\mu_D F_D$, m^2 . При певних параметрах повітря в ресивері наддувного повітря і відношенні значень тисків P_{BA}/P_{TIG} , еквівалентна пропускна здатність дизеля забезпечує його дійсну витрату повітря крізь НВТ.

Еквівалентна пропускна здатність дизеля

$$\mu_D F_D = \frac{G_B \sqrt{R_B \cdot T_{BA}}}{P_{BA} \cdot \Psi_D},$$

де μ_D – коефіцієнт витрати крізь компоненти НВТ; $\Psi_D = f(P_{TIG} / P_{BA})$ – газодинамічна витратна функція [4]; P_{TIG} – абсолютне значення тиску газів перед турбіною, МПа; R_B – газова постійна (для повітря $R_B = 287$ Дж/(кг·К)).

На рис. 3 наведено результати розрахунків значень $\mu_D F_D$ в залежності від потужності дизеля, $\mu_D F_D = f(N_e)$. На сталих режимах роботи дизеля залежність $\mu_D F_D = f(N_e)$ розташовується вище залежності $\mu_T F_T = f(N_e)$. Перевищення пропускної здатності компонентів НВТ дизеля в порівнянні з пропускною здатністю газової турбіни складає 4 – 12 % на основних експлуатаційних режимах роботи дизеля і приблизно відповідає значенням $K_{ст}$. Аналіз результатів випробувань дизеля свідчить, що при обважненні гвинтової характеристики значення величин $\mu_D F_D$ переміщується в зону менших значень, практично збігаючись з залежністю $\mu_T F_T = f(N_e)$. Це може свідчити про недостатні значення величин пропускних перетинів і об'ємів компонентів, які формують НВТ дизеля – $\mu_D F_D$ і великі значення їх інерційності.

Тому достатньо імовірною причиною низьких значень $K_{ст}$ є великі значення інерційності компонентів, які формують НВТ дизеля, що обумовлено недостатніми значеннями величин їх пропускних перетинів і об'ємів.

На підставі виконаних досліджень можна зробити наступні висновки.

В частині визначення причин появи помпажу компресора ГТК на основних експлуатаційних режимах роботи ГД:

площа пропускного перетину газової турбіни $\mu_T F_T$, значення гідравлічних опорів газовипускного тракту і охолоджувача повітря не є самостійними причинами низьких значень $K_{ст}$;

висока термічна інерційність охолоджувача повітря позначається на відхиленнях СВГХ щодо межі помпажу при збільшенні навантаження дизеля за рахунок зростання значень температури повітря – T_{BA} ;

досить вірогідною причиною низьких значень $K_{ст}$ є велика інерційність, що обумовлена недостатніми значеннями пропускних перетинів і об'ємів компонентів, які формують НВТ дизеля.

Для збільшення зони стійкої роботи компресора ГТК необхідно знизити гідравлічний опір компонентів НВТ дизеля на ділянці від вхідного патрубку охолоджувача повітря до соплового апарату газової турбіни. Включення охолоджувача повітря обумовлено його високою інерційністю на змінних і перехідних режимах роботи дизеля.

Останнє можна реалізувати конструктивними рішеннями:

знизити продуктивність і ступінь стиснення повітря в компресорі;

збільшити час-перетин газорозподільних органів у період процесу газообміну в циліндрах дизеля, а також фізичні об'єми компонентів, що формують НВТ (ресивер наддувного повітря, повітропідвідні і газовипускні колектори циліндрів дизеля, газовипускні колектори перед газовою турбіною).

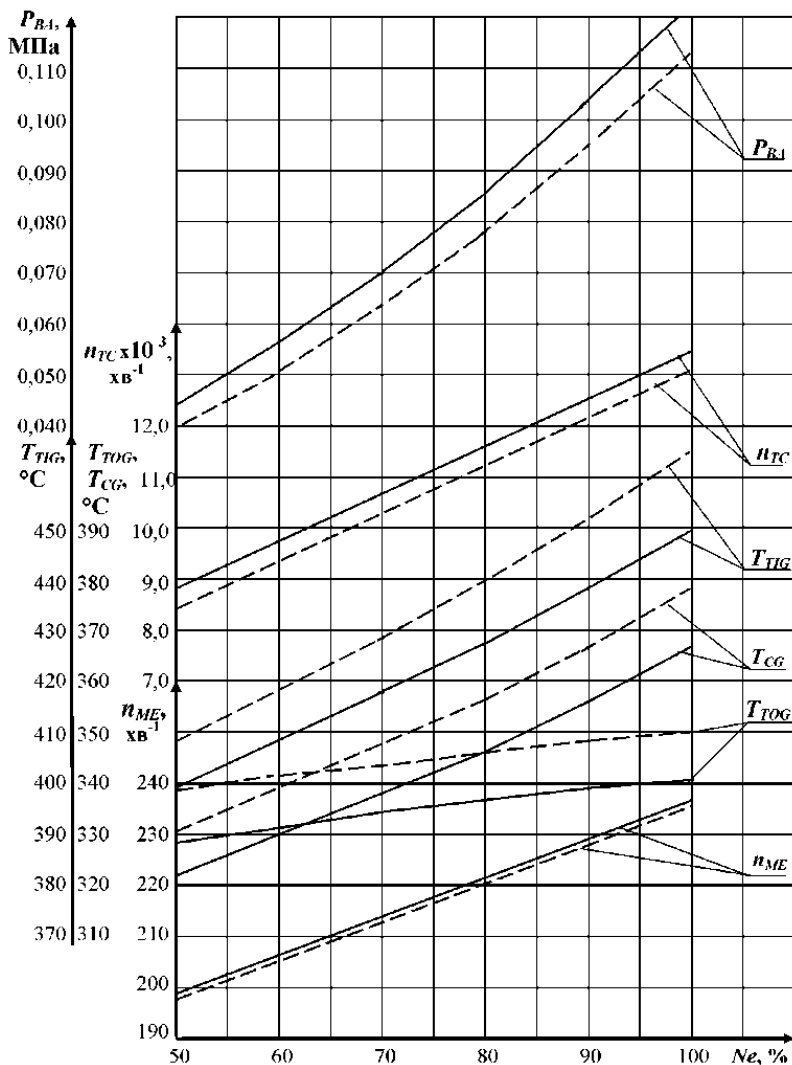


Рис. 3. Зміни показників роботи дизеля 6LF46: ———— – КРК закритий;
 - - - - - – КРК ДУ 32 мм відкритий; n_{ME} і n_{TC} – частота обертання,
 відповідно, дизеля і ГТК; P_{BA} – тиск повітря в ресивері наддувного повітря;
 T_{PG} і T_{TOG} – температура випускних газів, відповідно перед і за турбіною;
 T_{CG} – середня температура випускних газів за циліндрами дизеля

Зміни прохідних перетинів газорозподільних органів, а також і фізичні об'єми компонентів, які формують НВТ, вимагають внесення конструктивних змін в конструкцію камери згоряння дизеля та арегати подачі повітря та газообміну, що може бути здійснено тільки дизелебудівником при умовах узгодження і схвалення таких змін судовласником і класифікаційним товариством. Крім того, необхідно буде внести суттєві зміни в системи подачі палива, циркуляційної мастильної оливи і охолодження дизеля.

Зниження продуктивності і ступені підвищення тиску повітря в компресорі ГТК VTR 401-2 можна досягти:

конструктивними змінами проточної частини компресора;

рециркуляцією повітря зі сторони нагнітання на сторону всмоктування компресора;

випуском частини повітря після компресора в газовипускний колектор після газової турбіни або в атмосферу.

Перші два способи вимагають конструктивних змін в компресорі і може бути здійснено тільки виробником.

В умовах експлуатації судна без виведення його з експлуатації оптимальним рішенням поставленого завдання слід вважати випуск частини повітря в газовипускний колектор після газової турбіни або в атмосферу на ділянці повітряного тракту між компресором і охолоджувачем повітря.

Для забезпечення запасу стійкості з помпажу $K_{ст} > 8,0$ % при навантаженні двигуна близькою до номінальної потужності виконані розрахунки визначення кількості повітря, яку необхідно випустить після компресора – G_e , кг/с із застосуванням пристрою – контрольованого розвантажувального клапана (КРК).

Кількість повітря, яке потрібно видалити, застосовуючи КРК, визначалась з використанням даних стендових випробувань дизеля за відомим рівнянням суцільності потоку повітря для надкритичних режимів перебігу повітря, умовно приймаючи форму пропускного перетину клапана еквівалентним пропускному перетину дроселя [3].

Розрахунки показали, що масова секундна маса повітря, яку необхідно було видалити – G_e , з урахуванням умовного збільшення об'єму НВТ, має становити на номінальному режимі потужності дизеля $0,25 \text{ кг/с} < G_e < 0,45 \text{ кг/с}$.

Практична перевірка розрахункових положень полягала в встановленні КРК з пневматичним управлінням пропускного перетину, які мали внутрішній діаметр поперечного перетину (умовні діаметри – ДУ) 25 і 32 мм. КРК встановлювалися на охолоджувачі повітря до секцій теплообміну. Були здійснено

вимірювання параметрів роботи дизеля з різними положеннями пропускного перетину КРК. При відкритті КРК усувалась частина стислого повітря, що погіршувало робочі процеси в циліндрах дизеля і призводило до змін параметрів роботи дизеля і ГТК. Знижувались: частота обертання ГТК – n_{TC} ; вагова витрата повітря, яка споживається дизелем – G_B ; і тиск наддувного повітря – P_{BA} . Зростали: середні значення температури випускних газів за циліндрами дизеля – T_{CG} ; значення температури випускних газів перед турбіною – T_{GIT} і за турбіною – T_{TOG} .

Витрата палива вимірювалась за допомогою штатного витратоміра при роботі дизеля з середнім значенням навантаження в 1950 кВт. При відкритому КРК з ДУ 32 мм, витрата палива збільшилася приблизно на 2,0 %. Зміни інших параметрів роботи дизеля з КРК ДУ різних пропускних перетинів ілюструються табл. 2.

Таблиця 2

Зміни параметрів роботи ГТК і дизеля

Зміни параметрів роботи ГТК і дизеля	ΔP_{BA}	Δn_{TC}	ΔT_{CG}	ΔT_{GIT}	ΔT_{TOG}
Відносні значення змін, %	– 8,2	– 2,2	+ 2,9	+3,2	+3,3

Порівнюючи зміни параметрів роботи двигуна з відкритими КРК із ДУ пропускного перетину 32 і 25 мм, видно, що суттєвої різниці в зміні параметрів роботи дизеля і ГТК не спостерігається. КРК з ДУ пропускного перетину 32 мм цілком забезпечує необхідну розрахункову вагову кількість повітря, яку необхідно усунути – G_e . Таким чином, для вирішення проблеми забезпечення стійкої роботи компресора ГТК можна рекомендувати для установки КРК з ДУ пропускного перетину 32 мм, при необхідності, забезпечувати проміжні значення пропускного перетину КРК.

Порівняльні результати розрахунків K_{CT} при відкритому і закритому КРК наведено в табл. 3.

Після застосування конструктивних заходів побудована універсальна СВГХ роботи ГТК VTR 401-2 і дизеля 6LF46, яка наведена на рис. 4, що ілюструє, при відкритті КРК зміщення межі помпажу в напрямок менших вагових витрат повітря (до збільшення коефіцієнту K_{CT}).

З метою перевірки значень K_{CT} проведені випробування судна на повному ході та режимах маневрування. При закритому КРК помпаж

компресору відбувся при збільшенні навантаження з 2050 до 2250 кВт ($P_{BA} = 0,105$ МПа; $n_{TC} = 13000$ хв⁻¹). Наступні випробування проводилися при відкритому КРК. Під час випробувань на режимах маневрування судна при повністю відкритому КРК pompaж компресора ГТК не спостерігався.

Таблиця 3
Результати визначення значень K_{CT} в залежності від частоти обертання ГТК VTR 401-2 після застосування конструктивних заходів

Частота обертання ГТК, $n_{TC} \times 10^{-3}$ хв ⁻¹	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0	12,5	13,0	13,5	14,0
Відносна частота обертання ГТК	0,71	0,75	0,79	0,82	0,86	0,89	0,93	0,96	1,0
Значення K_{CT} при положенні КРК «відкрито», %	15,2	16,3	14,1	12,5	11,2	10,5	10,1	9,3	8,5
Значення K_{CT} при положенні КРК «закрито», %	15,0	12,0	11,5	7,8	6,0	4,8	3,0	1,5	0,5

На циркуляції судна були відзначені наступні зміни навантаження і параметрів роботи ГТК від початкового режиму навантаження $N_e = 2050$ кВт, які зведені в табл. 4.

Випробування з відкритим КРК проводилися в різних погодних умовах і кліматичних зонах. В окремих випадках в зв'язку зі штормовими умовами ГД працював з постійно відкритим КРК досить тривалий час: 16 годин при зустрічному вітрі 8 балів і станом моря 5 балів; 8 годин при зустрічному вітрі 7 балів і штормовим станом моря 6 балів. При таких умовах pompaж компресора ГТК не спостерігався. При таких умовах плавання потужність ГД складала 2000 – 2100 кВт, що забезпечувало експлуатаційну швидкість ходу судна приблизно 10 вузлів. Аналогічні результати були отримані при маневруванні судна і його плаванні в вузкостях.

У всіх випадках підтверджувалася доцільність використання КРК з метою попередження pompaжу ГТК компресора і, таким чином, було забезпечена безпека плавання судна.

Судна типу «Socofl Star» обладнані енергетичною установкою, яка не передбачає несення вахти в машинному відділенні. Тому необхідно було вирішити питання автоматичного управління розвантажувальним клапаном РК. В якості керуючого сигналу доцільно використовувати різницю напруг струму, що знімається з клем тахогенераторів ГТК V_{TC} і дизеля V_D . На рис. 5 показана лінія $(V_{TC} - V_D)_S$, яка відповідає різниці напруг, після досягнення якої обов'язково повинен відкриватися КРК.

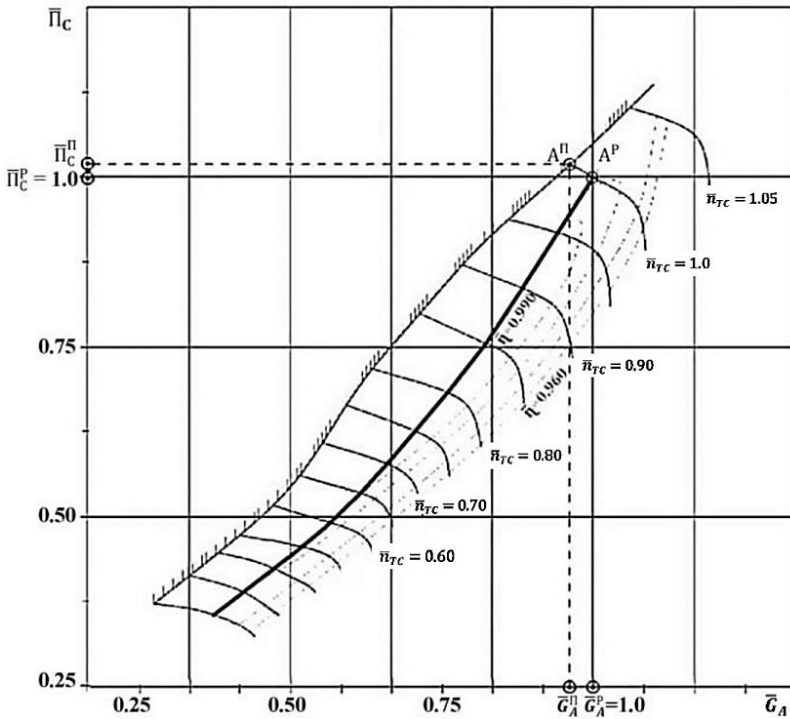


Рис. 4. Універсальна СВГХ роботи ГТК VTR 401-2 і дизеля 6LF46 після застосування конструктивних заходів: ———— — лінія СВГХ ГТК та дизеля; ———— — лінії рівних відносних значень частот обертання ГТК (ізодрами); - - - - - лінії рівних відносних значень ККД компресора; // — межа стійкості компресора з помпажу

Таблиця 4

Значення параметрів роботи ГТК – в залежності від навантаження дизеля

Навантаження дизеля, $N_{e,s}$, кВт	2170	2250	2320	2350	2390	2340	2370
Тиск наддувального повітря, P_{BA} , МПа	0,096	0,105	0,115	0,123	0,127	0,130	0,142
Частота обертання ГТК, $n_{TC} \times 10^{-3} \text{ хв}^{-1}$	12,5	13,0	13,3	13,6	13,8	14,0	14,6

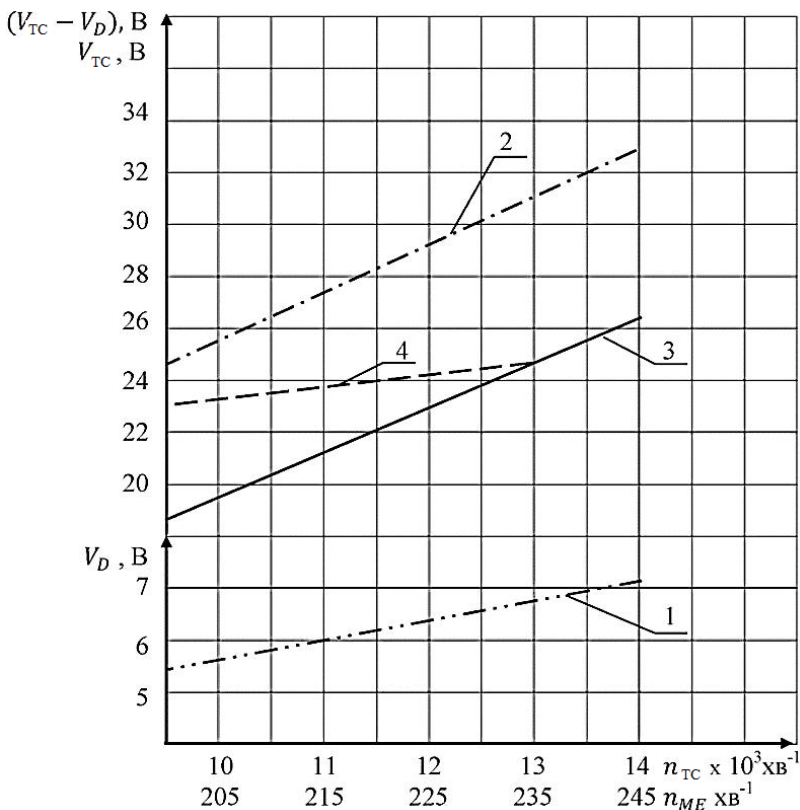


Рис. 5. Залежності значень напруги струму, які знімаються з клем тахогенераторів ГД і ГТК: 1 – значення напруги струму, що знімаються з клем тахогенератору ГД – V_D ; 2 – значення напруги струму, що знімаються з клем тахогенератору ГТК – V_{TC} ; 3 – різниця значень напруг струму – $V_{TC} - V_D$; 4 – різниця значень напруг струму, при яких необхідне обов'язкове автоматичне відкриття розвантажувального клапана ($V_{TC} - V_D$)s

Виходячи з досвіду експлуатації дизеля 6LF46 встановлено, що на частотах обертання двигуна вище 235 хв^{-1} КРК повинен бути відкритий незалежно від стану гвинтової характеристики, по якій працює ГД («обважений» чи «легкий» гребний гвинт).

В якості керуючого сигналу доцільно використовувати різницю напруг струму, що знімаються з клем тахогенераторів ГТК V_{TC} і дизеля.

Для забезпечення автоматичного керування КРК розроблено і встановлено електронний пристрій, блок-схема якого наведена на рис. 6.

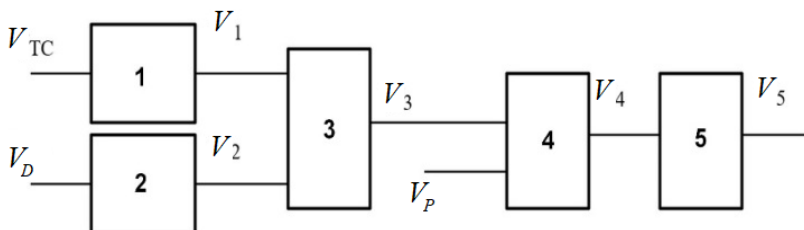


Рис. 6. Блок-схема електронного керуючого пристрою для автоматичного управління розвантажувальним клапаном РК: 1 – узгоджуючий підсилювач напруги V_{TC} , що знімається з клем тахогенератора ГТК, з коефіцієнтом підсилення K_1 ($V_1 = K_1 \times V_{TC}$); 2 – узгоджуючий підсилювач напруги V_D , що знімається з клем тахогенератора дизеля, з коефіцієнтом підсилення K_2 ($V_2 = K_2 \times V_D$); 3 – диференціальний підсилювач для отримання сигналу про різницю вхідних напруг з коефіцієнтом підсилення K_3 ($V_3 = K_3 \times (V_1 - V_2)$); 4 – порівнювальний пристрій, який виконує порівняння значень вихідного сигналу диференціального підсилювача та порогової напруги $Z \times V_P$, де Z – коефіцієнт пропорційності, а значення напруги V_P вибрано 23,0 В; 5 – підсилювач потужності керуючого сигналу для електромагнітного клапана КРК

Сигнал V_4 дорівнює логічній одиниці TTL,

$$K_3((K_1 \times V_{TC}) - (K_2 \times V_D)) > Z \times V_P,$$

і дорівнює логічному нулю TTL коли:

$$K_3((K_1 \times V_{TC}) - (K_2 \times V_D)) \leq Z \times V_P.$$

Значення сигналу V_5 дорівнює напрузі 220 В коли на вході логічна одиниця TTL, і рівний нулю при наявності на вході логічного нуля TTL.

Отриманий потужний керуючий сигнал V_5 підводиться до допоміжного пневматичного клапана з електромагнітним керуванням.

Клапан КРК з пневматичним управлінням має внутрішній діаметр поперечного перетину 32 мм і відкривається тоді, коли спрацьовує допоміжний клапан. При керуючому сигналі, значення якого дорівнює 0 В, допоміжний клапан і клапан КРК знаходяться в положенні «закрито».

Виконане дослідження дозволяє зробити **висновки**.

1. Причиною нестійких режимів роботи компресора ГТК ГД на основних експлуатаційних режимах роботи є малі значення

коефіцієнта запасу стійкості з помпажу, тобто СВГХ роботи дизеля і ГТК розташовується дуже близько до зони помпажа. Таке положення СВГХ обумовлено недостатніми значеннями величин пропускних перетинів і об'ємів компонентів, які формують НВТ дизеля: ресивер наддувного повітря, компоненти газорозподілу, циліндри дизеля, газовипускний тракт до турбіни.

Крім того, висока термічна інерційність охолоджувача повітря впливає на величину відхилення СВГХ щодо межі помпажу при збільшенні навантаження дизеля або змінах зовнішніх умов за рахунок зростання температури повітря в ресивер наддувного повітря. Причиною останнього може бути збільшення температури заборотної води та температури повітря на всмоктуванні компресора ГТК. Також свій вплив здійснює положення клапанів, регулюючих витрату охолоджуючої води, яка подається в похолоджувач повітря.

2. Для збільшення зони стійкої роботи компресора необхідно знизити гідравлічний опір ПГТ на ділянці від вхідного патрубка охолоджувача повітря до соплового апарату газової турбіни. Це можна досягти двома способами:

внесенням конструктивних змін в компресор, а також в компоненти, які формують ПГТ (ресивер наддувного повітря, повітропідвідні і газовипускні патрубки циліндрів дизеля, газовипускні колектори перед газовою турбіною);

зниженням ступеня стиснення і продуктивності компресора випуском частини повітря в газовипускний колектор після утилізаційного котла або безпосередньо в атмосферу.

В умовах експлуатації судна без виведення його з експлуатації оптимальним рішенням поставленого завдання є випуск частини повітря на ділянці повітряного тракту між компресором ГТК і охолоджувачем повітря в газовипускний колектор після утилізаційного котла або безпосередньо в атмосферу.

3. На повітроприйомному колекторі охолоджувачі повітря встановлено контрольований розвантажувальний клапан. Для забезпечення дистанційного автоматичного управління клапан обладнаний розробленим електронним пристрем.

Запропоноване конструктивне рішення щодо усунення помпажа компресора ГТК ГД в усьому діапазоні експлуатаційних режимів роботи дизеля 6LF46 і при маневруванні судна досить ефективно, що підтверджується результатами натурних випробувань і подальшим досвідом експлуатації суден серії «Socofl Star».

4. Система охолодження наддувного повітря не обладнана автоматичним регулюванням температури в ресивері наддувного

повітря, незважаючи на клас автоматизації судна А1. У зв'язку з цим не завжди є можливим попередити і усунути помпаж ГТК, внаслідок досить швидкого зниження густини повітря в ресивері наддувного повітря, наприклад, при маневруванні судна. З метою усунення нестійких режимів роботи компресора ГТК, викликаних зниженням густини повітря в ресивері наддувного повітря, система подачі повітря в циліндри дизеля повинна бути обладнана автоматичним регулюванням температури в ресивері наддувного повітря.

ЛІТЕРАТУРА REFERENCES

1. Калугін, В.М. Аналіз досвіду експлуатації та поліпшення ефективності дії газотурбокомпресорів суднових дизелів / В.М. Калугін. – Суднові енергетичні установки. – 2019. – № 38. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 88 – 97.
2. Межеріцкий, А.Д. Турбокомпрессоры систем наддува судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1986. – 248 с.
3. Слободянюк, Л.И. Судовые паровые и газовые турбины и их эксплуатация: учебник / Л.И. Слободянюк, В.И. Поляков. – Л.: Судостроение, 1983. – 360 с.
4. Судовой механик: справочник: / Под ред. А. А. Фока. – В 3-х т. – Т. 1. Одесса: Фенікс, 2008. – 1036 с.
5. Гостев, В.И. Системы управления с цифровыми регуляторами: Справочник.: – Киев: Техника, 1990. – 280 с.

Annotation – With commissioning of the “Socofl Star” ship’s series, negative occurrences relative to surging of the Main Engine (ME) «Hanshin Diesel» 6LF46 turbochargers (TC) VTR 401-2. To elimination of a surging, it was necessary reduce loading of ME to the safe level. This action caused the ship’s speed to fall from 11 – 10 to 4 knots which resulted in worsening of the ship’s maneuverability characteristics and lead to the failure to provide the ship’s service speed stipulated in the contractual arrangements.

Existence of this problem instigated the shipowner to charge us as experts with the mission of carrying out appropriate investigations and working out recommendations as to how to prevent and eliminate surging of TC. This task was solved on the m/v “Socofl Star”.

Based on results the ME shop test and trial test of the vessel and also

the saved-up data of work of ME in various conditions of swimming, the analysis of the causes of a surge of the TC was made. It is established that small values of safety factor of stability of the compressor of TC on a surging – K_{CT} which are not allowing to ensure effective functioning of TC on the main modes of loading of ME are its reason.

For increase in area of steady work of TC it is necessary to reduce the hydraulic resistance of components of the Air-Gas Path (AGP) of the ME which can be realized by changes in a design of units of air supply and gas exchange or reduction of productivity and extent of increase in pressure of air in the compressor of TC.

Under operating conditions vessels an optimal solution an objective is removal of a part of blowing-off air after compressor of the TC. The air can be discharged into the flue gas header after the waste heat recovery boiler or directly into the atmosphere. This allowed the shipowner not to make constructive changes to the components of the AGP of ME and TC.

The description of the operated unloading device controlled remotely on removal of air which ensures effective functioning of TC and ME that is confirmed by results of natural tests and the subsequent operating experience of vessels of the "Socofl Star" series is provided.

УДК 621.234

ARTICLE HISTORY

Received 24.09.2021

Accepted 05.10.2021

Карьянский Сергей Анатольевич¹, Марьянов Денис Николаевич²
НУ «Одесская морская академия», Одесса, Украина
karikonma@gmail.com¹, denismaryanovv@gmail.com²

Регулирование плотности бурильной суспензии при её транспортировке судами класса Platform Supply Vessels

Karianskyi Sergey¹, Maryanov Denis²
NU “Odessa Maritime Academy”, Odessa, Ukraine
karikonma@gmail.com¹, denismaryanovv@gmail.com²

Regulation of the drilling fluids density during transportation vessels class Platform Supply Vessels

Резюме – Перевозка бурильных суспензий судами класса Platform Supply Vessels осуществляется на протяжении 2 ... 3 дней. За этот промежуток времени происходит латентное изменение плотности бурильной суспензии по глубине грузового танка. Стратификацию плотности бурильной суспензии предложено определять как относительное изменение плотности в верхней и нижней частях грузового танка. Экспериментально установлено, что стратификация плотности может достигать 31 %. Предотвращение стратификации плотности предложено обеспечить за счёт создания принудительной циркуляции бурильной суспензии между рядом находящимися грузовыми танками. Предложено регулирование и автоматическое поддержание плотности бурильной суспензии в диапазоне 2 ... 7 % за счёт использования программируемых контроллеров.

Abstract – Transportation of drilling fluids by Platform Supply Vessels is carried out in 2 ... 3 days. During this period of time there is a latent change of drilling fluid density along the depth of cargo tank. Density stratification is defined as a relative density change in the upper and lower parts of the cargo tank. It has been experimentally proved that the density stratification can reach 31 %. It is offered to prevent the density stratification by creating a forced circulation of the drilling fluid between cargo tanks which stand side by side. It is offered to regulate and maintain automatically the drilling fluid density in the range of 2 ... 7 % by using programmable controllers.

DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-52-62

Морские суда класса Platform Supply Vessels (PSV) используются в оффшорном флоте для обеспечения нефтяных и газовых платформ рабочими веществами (топливом, маслом, водой), сменными и запасными частями для двигателей и механизмов судовой энергетической установки, а также технологическим оборудованием и специальными техническими жидкостями (бурильными суспензиями) [1]. Бурильные суспензии являются неотъемлемой составляющей процесса добычи нефти. Их основное назначение – смазывание и охлаждение бура, а также отведение из зоны бурения твёрдого, глинистого или песчаного грунта. Для обеспечения этих процессов бурильные суспензии (основой которых являются минеральные масла) легируются неорганическими соединениями, удельный вес которых превышает удельный вес минерального масла [2]. Это обеспечивает повышение триботехнических характеристик бурильных суспензий и снижает энергетические потери при выполнении буровых работ [3 – 5]. Во время транспортировки бурильных суспензий судами класса PSV происходит постепенное осаждение этих элементов и изменение плотности бурильной суспензии по глубине грузового танка. Следствием этого является образование осадка, увеличивающего гидравлические сопротивления на судовую систему транспортировки бурильной суспензии и изменение функциональных свойств бурильной суспензии, ограничивающее возможность её дальнейшего использования [6, 7].

Изложенное подтверждает актуальность решения задачи по поддержанию и регулированию плотности бурильной суспензии во время её транспортировки судами класса PSV на нефтедобывающую платформу.

Исследование выполнялось на судне класса PSV дедвейтом 5650 т, которое совершало 2 ... 2,5-дневные переходы от порта до буровой платформы с возможным ожиданием непосредственного подхода к платформе в течении 1 ... 1,5 дней. Транспортировалась бурильная суспензия в четырёх равно размерных танках, попарно расположенных с каждого борта судна (рис. 1).

В предыдущих исследованиях [1, 6, 8] было установлено, что в течении указанного промежутка времени (перехода и ожидания) происходит 42 ... 48 %-я стратификация плотности бурильной суспензии по глубине грузового танка. В этих же исследованиях с целью минимизации процесса стратификации плотности бурильной суспензии, предотвращения её расслоения и образования осадка из тяжёлых компонентов было предложено модернизировать судовую систему перевозки бурильной суспензии за счёт установки

дополнительных трубопроводов (которые обеспечивали X-образную циркуляцию суспензии в танках). Обеспечение этой технологии показано из рис. 2.

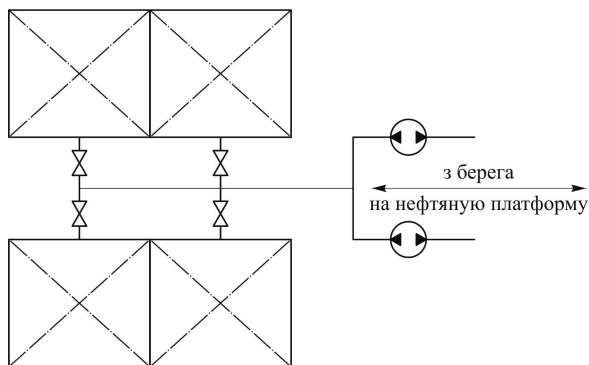


Рис. 1. Принципиальная схема системы хранения, транспортировки и передачи буровой суспензии

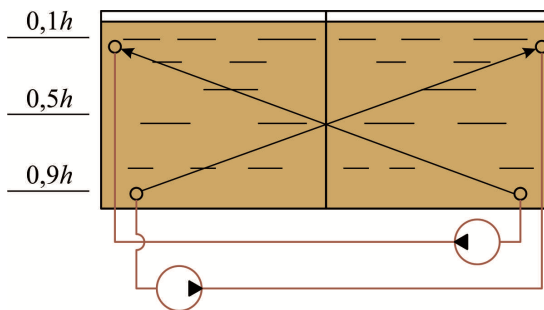


Рис. 2. Технология обеспечения X-образной циркуляции суспензии буровой суспензии в грузовых танках

Модернизация системы транспортировки буровой суспензии выполнялась судовым экипажем во время стоянки судна. Их продолжительность составляла 70 часов.

Принудительная циркуляция буровой суспензии между двумя рядом находящимися грузовыми танками осуществлялась с помощью дополнительно установленных насосов, постоянно находящихся в работе. Приведённые изменения были внесены в конструкцию двух соседних грузовых танков, расположенных с одного борта судна.

Конструкция системы перевозки бурильной суспензии для двух других соседних грузовых танков не изменялась, а значения плотности бурильной суспензии в этих танках принимались как контрольные.

Задачей исследования было разработка автоматической системы регулирования заданного уровня стратификации бурильной суспензии, обеспечивающей поддержание функциональных свойств бурильной суспензии и снижающей дополнительное потребление энергии, связанное с постоянной работой циркуляционных насосов.

Основные характеристики бурильной суспензии, перевозимой на буровую платформу:

наименование и марка – IRG-Bour 715KK;

плотность при 15 °C – 1295 кг/м³;

базовый компонент – минеральное масло Energol 415CL;

легированные добавки – Mg (1,6 ... 1,8 %), Ca (3,3 ... 3,8 %), Cu (0,1 ... 0,2 %), Si (6,2 ... 6,4 %).

Плотность бурильной суспензии измерялась на глубине, соответствующей 10-ти, 50-ти и 90 % общей глубины танка h (0,1 h , 0,5 h , 0,9 h на рис. 2). Для измерения использовался ареометр Anton Paar DMA35 Tag&Log компании LEMIS Baltic (Латвия-Германия), позволяющий выполнять измерения в диапазоне 650...1630 кг/м³ с точностью ± 1 кг/м³ при одновременном контроле температуры измеряемых образцов.

В качестве регулируемого параметра принималась стратификация плотности бурильной суспензии $\Delta\rho$, которая определялась как относительное изменение плотности на глубине 10 и 90 % общей глубины танка:

$$\Delta\rho = \frac{\rho_{90} - \rho_{10}}{\rho_{90}} 100 \%,$$

где ρ_{90} , ρ_{10} – плотность на глубине 90 и 10 % общей глубины грузового танка соответственно, кг/м³ [9 - 11].

Время перехода судна PSV от порта до начала выдачи бурильной суспензии на буровую платформу (в режиме экономического хода судна [12]) составляло 52 часа, что давало возможность отбирать пробы бурильной суспензии для всех условий эксперимента в течении 48 часов с промежутком между измерениями 6 часов. Результаты исследований приведены в табл.

Значения плотности в попарно расположенных соседних танках (двух без дополнительной циркуляции и двух с X-образной циркуляцией) усреднялись. Время выполнения комплекса измерений

не превышало 10 мин. Полученные значения вносились в программу персонального компьютера, с помощью которой рассчитывалась стратификация плотности и выдавался управляющий сигнал на контроллер [13, 14], который обеспечивал включение/выключение циркуляционных насосов.

Таблица

Влияние способа транспортировки бурильной суспензии на её характеристики в танке глубиной h

Время транспортировки, часы	Плотность суспензии, ρ , кг/м ³ , на различной глубине грузового танка						Стратификация плотности $\Delta\rho$, %	
	штатная система			система с Х-образной циркуляцией			штатная система	система с Х-образной циркуляцией
	0,1h	0,5h	0,9h	0,1h	0,5h	0,9h		
0	1295	1295	1298	1295	1296	1299	0,23	0,31
6	1292	1298	1329	1293	1300	1328	2,86	2,71
12	1278	1325	1378	1281	1328	1381	7,82	7,81
18	1265	1342	1396	1288	1312	1351	10,36	4,89
24	1242	1362	1419	1293	1303	1315	14,25	1,70
30	1228	1385	1438	1285	1325	1348	17,10	4,90
36	1207	1402	1468	1268	1348	1377	21,62	8,60
42	1182	1419	1488	1282	1327	1335	25,89	4,13
48	1163	1447	1524	1293	1298	1304	31,04	0,85

В настоящее время не существует рекомендаций по поддержанию значения стратификации плотности [15, 16]. Данная величина была выбрана равной 7 % с учётом опыта эксплуатации судовых систем перевозки бурильных суспензий и результатов предыдущих исследований [1, 2, 6, 17]. Таким образом, в случае, когда значение стратификации плотности превышало 7 %, система автоматического регулирования обеспечивала Х-образную циркуляцию бурильной суспензии между соседними танками. Циркуляция прекращалась, когда значение стратификации не превышало 2 %. Температура бурильной суспензии (которая одновременно с плотностью измерялась ареометром Anton Paar DMA35 Tag&Log) во время исследований изменялась в диапазоне 17 ... 18 °С, что не оказывало существенного влияния на её плотность. Крен и дифферент судна позволяли считать высоту уровня бурильной суспензии в грузовом танке постоянной.

Номограммы, демонстрирующие изменение плотности и стратификации плотности буровой суспензии для разных условий её транспортировки, показаны на рис. 3, 4.

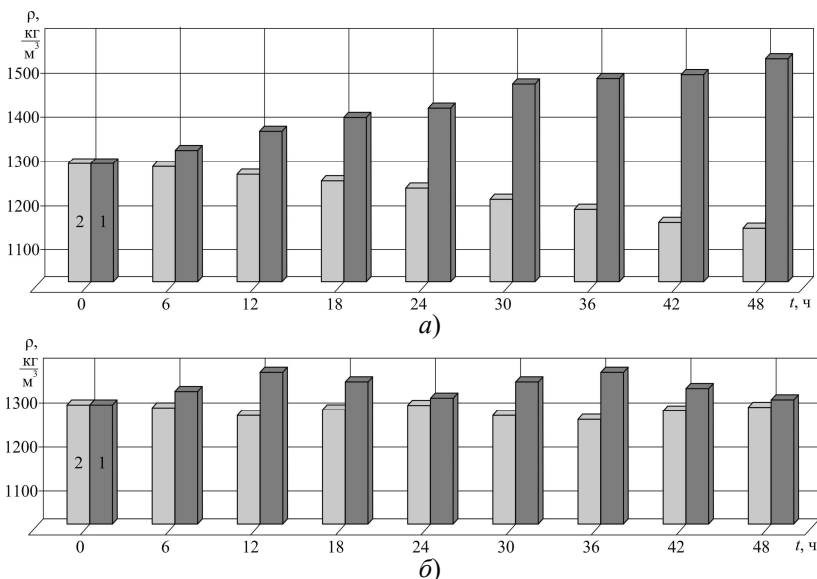


Рис. 3. Изменение плотности буровой суспензии в зависимости от времени:
 а – транспортировка без модернизации конструкции системы,
 б – транспортировка с дополнительной Х-образной циркуляцией

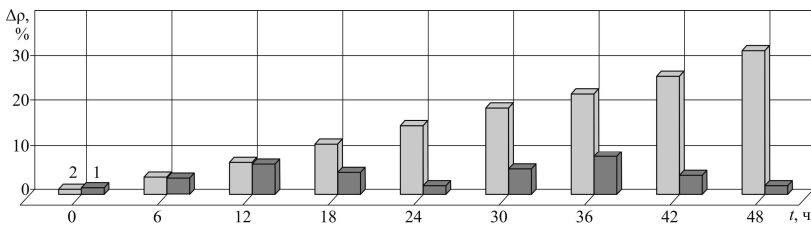


Рис. 4. Стратификация плотности буровой суспензии по глубине грузового танка: 1 – транспортировка без модернизации конструкции системы;
 2 – транспортировка с дополнительной Х-образной циркуляцией

Проведённое исследование позволяет сделать следующие выводы.
 Буровые суспензии, перевозка которых на буровые нефтедобывающие платформы осуществляется судами класса PSV, представляют собой многокомпонентные технические жидкости. Их

нахождение в статичном состоянии (в частности в грузовых танках морских специализированных судов) приводит к латентному изменению плотности по глубине грузового танка. Следствием этого является образование осадка из тяжёлых компонентов, которыми легированы бурильные суспензии. Это в свою очередь изменяет функциональные свойства бурильных суспензий, приводит к ухудшению технического состояния системы транспортировки бурильной суспензии, увеличению гидравлических сопротивлений на магистрали перекачивания бурильной суспензии на буровую платформу.

Стратификация плотности бурильной суспензии по глубине грузового танка за время транспортировки на буровую платформу (до 48 часов) может достигать её 31 %. Одним из методов, предотвращающих этот негативный процесс, является создание дополнительной принудительной Х-образной циркуляции бурильной суспензии. Её обеспечивают циркуляционные насосы по магистралям, соединяющим донную и верхнюю части рядом находящихся грузовых танков.

Автоматизация работы системы дополнительной Х-образной циркуляции бурильной суспензии может быть обеспечена с помощью контроллеров. Регулируемым параметром такой системы целесообразно принять стратификацию плотности бурильной суспензии по высоте грузового танка.

Для поддержания эксплуатационных характеристик бурильной суспензии и обеспечения функционирования системы транспортировки бурильной суспензии необходимо автоматически поддерживать значение стратификации плотности бурильной суспензии в диапазоне 2 ... 7 %. При этом при достижении стратификации плотности величины 7 % с помощью контроллера обеспечивается включение циркуляционных насосов и создание циркуляции бурильной суспензии между рядом находящимися танками. Это повышает однородное состояние бурильной суспензии и способствует снижению стратификации плотности по глубине грузового танка. Процесс дополнительной циркуляции бурильной суспензии рационально обеспечивать до момента, когда стратификация плотности достигнет значения 2 %. Выполнение приведённых условий обеспечивает поддержание эксплуатационных свойств бурильной суспензии и минимизирует потребление энергии, связанное с дополнительной работой циркуляционных насосов.

ЛИТЕРАТУРА
REFERENCES

1. Karianskyi S.A., Maryanov D.M. Features of transportation of high-density technical liquids by marine specialized vessels // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”. – January 25, 2020. Part 2. Beijing, PRC. – P. 150 - 153.
2. Марьянов Д.Н. Повышение эффективности функционирования специальных систем специализированных морских судов // Universum: Технические науки: электрон. научн. журн. – 2020. – № 4(73).
3. Поповский Ю.М., Сагин С.В., Ханмамедов С.А., Гребенюк М.Н., Терегеря В.В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения // Вестник машиностроения. – 1996. – № 6. – С. 7 – 11.
4. Сагин С.В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 132 - 142.
5. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоёв углеводородных жидкостей // Проблемы техники: наук.-виробн. журнал. – 2011. – № 3. – Одеса: Одеськ. нац. мор. ун-т. – С. 78 – 88.
6. Карьянский С.А., Марьянов Д.Н. Поддержание реологических характеристик технических жидкостей при их длительной транспортировке // Матеріали II Міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри СЕУ і ТЕ Одеського національного морського університету (MPP&O-2020 –Marine Power Plants and Operation), квітень 2020. – Одеса: Одеськ. нац. мор. ун-т. – С. 202 - 206.
7. Сагин С.В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту : зб. наук. праць. – 2019. – Вип. 1(58). – С. 89 – 100.
8. Карьянский С.А., Марьянов Д.Н. Обеспечение эксплуатационных характеристик высокоплотных технических жидкостей при их транспортировке морскими судами // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту: зб. наук. праць. – 2020. – Вип. 1(61). – С. 97 – 105.
9. Sagin S.V. Improving the performance parameters of systems fluids // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Vienna-2018. – № 7-8 (July-August). – P. 55 – 59.

10. Поповский А.Ю., Сагин С.В. Комплексная оценка эксплуатационных характеристик смазочных углеводородных жидкостей // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сб. – 2014. – Вып. 20. – С. 74 – 83.

11. Поповский А.Ю., Сагин С.В. Оценка эксплуатационных свойств смазочно-охлаждающих жидкостей судовых технических средств // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2016. – Вып. 22. – С. 66 - 74.

12. Горб С.И. Оптимизация главного двигателя на режиме экономического хода судна // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 17 - 34.

13. Горб С.И., Никольский В.В., Хнюнин С.Г., Шапо В.Ф. Техническое обеспечение подготовки судовых инженеров по системам автоматизации с программируемыми контроллерами // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2016. – Вып. 22. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 39 - 46.

14. Горб С.И., Никольский В.В., Хнюнин С.Г., Шапо В.Ф. Методическое обеспечение технологий автоматизации на базе программируемых контроллеров // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2017. – Вып. 23. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 30 - 35.

15. Сагин С.В. Реология моторных масел при режимах пуска и реверса судовых малооборотных дизелей // Universum: Технические науки. – 2018. – Вып. 3(48). – С. 67 - 71.

16. Сагин С.В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту: зб. наук. праць. – 2019. – Вип. 1(58). – С. 89 - 100.

17. Zablotsky Yu.V., Sagin S.V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353 - 362.

Анотація – Розглянуто питання підтримки густини бурильної суспензії під час її транспортування з берега на бурову нафтовидобувну платформу суднами класу Platform Supply Vessels. Дослідження виконувалися на судні дедвейтом 5650 тонн, яке здійснювало 2 ... 2,5 денні переходи від порту до бурової платформи з можливим очікуванням безпосереднього підходу до платформи протягом 1 ... 1,5 днів. Транспортування бурильної суспензії

здійснювалася в чотирьох одно розмірних танках, попарно розташованих з кожного борту судна. Встановлено, що за цей проміжок часу відбувається латентне розширвання бурильної суспензії по глибині вантажного танка, що викликає стратифікацію її густини. Вимірювання густини бурильної суспензії виконувалося на глибинах, відповідних 10-ти, 50-ти і 90 % загальної глибини танка. Стратифікацію густини бурильної суспензії запропоновано визначати як відносну зміну густини у верхній (на глибині 10%) і нижньої (на глибині 90%) частинах вантажного танка. Для вимірювання густини використовувався ареометр, що дозволяв виконувати вимірювання в діапазоні $650 \dots 1630 \text{ кг/м}^3$ з точністю $\pm 1 \text{ кг/м}^3$ при одночасному контролі температури. Вимірювання густини здійснювалися з проміжком часу 6 годин. Експериментально встановлено, що для бурильної суспензії з густиною 1295 кг/м^3 за час її 48 годинного транспортування значення густини на зазначених глибинах становить 1163 і 1524 кг/м^3 відповідно, при цьому стратифікація густини досягає 31 %. Запобігання стратифікації густини запропоновано забезпечити за рахунок створення примусової Х-подібної циркуляції бурильної суспензії між вантажними танками, що знаходяться рядом. Запропоновано регулювання і автоматична підтримка густини бурильної суспензії в діапазоні 2 ... 7 % за рахунок використання програмованих контролерів. При цьому при досягненні стратифікації густини величини 7 % за допомогою контролера забезпечується включення циркуляційних насосів і створення циркуляції бурильної суспензії між вантажними танками, що знаходяться рядом. Це підвищує однорідний стан бурильної суспензії і сприяє зниженню стратифікації густини по глибині вантажного танка. Процес додаткової циркуляції бурильної суспензії раціонально забезпечувати до моменту, коли стратифікація густини досягне значення 2 %. Виконання наведених умов забезпечує підтримання експлуатаційних властивостей бурильної суспензії і мінімізує споживання енергії, пов'язане з додатковою роботою циркуляційних насосів.

Annotation – The issues of maintaining the drilling fluid density during its transportation from shore to the oil drilling platform by the Platform Supply Vessels were considered. The research was carried out on the vessel of 5650 deadweight tons, which made 2 ... 2.5 day voyages from port to drilling platform with possible waiting for direct approach to the platform for 1 ... 1.5 days. The drilling fluid was transported in four tanks of equal-size, arranged in pairs on each side of the vessel. It was found that

during this period of time there is a latent stratification of drilling fluid along the depth of cargo tank, causing stratification of its density. The density of the drilling fluid was measured at depths corresponding to 10, 50 and 90 % of the total tank depth. The drilling fluid density stratification is defined as the relative density change in the upper (at 10 % depth) and lower (at 90 % depth) parts of the cargo tank. The hydrometer was used to measure density, allowing measurements in the range of 650 ... 1630 kg/m³ with an accuracy of 1 kg/m³ while controlling the temperature. Density measurements were taken at 6-hour intervals. It has been experimentally proved that during the 48-hour transportation of the drilling fluid with the density of 1295 kg/m³, the density value at the indicated depths is 1163 and 1524 kg/m³ respectively, while the density stratification reaches 31 %. It is offered to prevent the density stratification by creating a forced X-shaped circulation of the drilling fluid between cargo tanks which stand side by side. It is offered to regulate and maintain automatically the drilling fluid density in the range of 2 ... 7 % by using programmable controllers. When the density stratification reaches 7 %, the controller switches on the circulation pumps and circulates the drilling fluid between tanks which stand side by side. This increases the drilling fluid uniformity and helps to reduce the density stratification along the depth of the cargo tank. The process of additional circulation of the drilling fluid is rationally ensured until the density stratification reaches a value of 2 %. Fulfilment of the above-mentioned conditions will ensure that the drilling fluid maintains its operational properties and the energy consumption associated with the additional operation of the circulation pumps is minimised.

УДК 621.433.2

ARTICLE HISTORY

Received 25.10.2021

Accepted 04.11.2021

Лісовал Анатолій Анатолійович
Національний транспортний університет, Київ, Україна
li-dvz@bigmir.net

ВИКОРИСТАННЯ МОДЕЛЬНОГО ГАЗУ В ДОСЛІДЖЕННЯХ ГАЗОВОГО ДВИГУНА ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

Lisoval Anatolii
National Transport University, Kyiv, Ukraine
li-dvz@bigmir.net

USE OF A MODEL GAS FOR RESEARCHES OF THE GAS ENGINE AT THE ELECTRIC GENERATOR

Резюме – Виконано аналіз наукових робіт за останні десять років у напрямі створення в Україні газових двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ), які працюють на природному газі, біогазі або подібних низькокалорійних паливах. Дослідження виконано на газоелектричній установці з номінальною потужністю 30 кВт. Узагальнено результати досліджень застосування модельного газу в газовому ДВЗ, що працює на привід електростанції. Розроблено рекомендації щодо добавок біогазу до природного газу залежно навантаження електростанції для створення алгоритму управління подачею газового палива.

Abstract – The analysis of scientific works for the last ten years in the field of development at Ukraine of gas-powered internal combustion engines operating on natural gas, biogas or similar low-calorific fuels has been made. Researches were carried out on a gas-electric plant with a rated power of 30 kW. It summarizes the results of the research on the use of model gas in a gas combustion engine that operates on the power plant drive. Developed recommendations on the addition of biogas to natural gas depending on the power plant load to create an algorithm for controlling the supply of gas fuel.

DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-63-72

Внесок малих мобільних і стаціонарних електростанцій у виробництво електричної і теплової енергії поступово зростає [1]. І це не просто електростанції, а когенераційні установки. Найпоширенішим джерелом для вироблення енергії в таких когенераційних установках є дизель, а зараз конкуренцію йому складають газові двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ). На нових судах також зростає використання газового палива.. Таким паливом, в першу чергу, є природний газ.

В сучасних когенераційних установках на основі поршневих двигунів коефіцієнт використання теплоти від згорання палива може досягати 85 ... 90 % [2, 3]. Економія палива при виробленні енергії може досягати 40 % у порівнянні з роздільним виробництвом аналогічної кількості електроенергії і теплової енергії [3].

Сьогодні актуальним питанням для України є застосування мобільних енергетичних установок з генерацією електричної, теплової енергії, а влітку і холоду. На установках з величинами потужності 3 ... 300 кВт найбільш часто у якості приводу електрогенератора застосовують транспортні ДВЗ. Такі ДВЗ конвертують для роботи на газових паливах і обладнують когенераційним контуром і електрогенератором, або ще абсорбційним термічним трансформатором при полігенерації (для перетворення тепла в холод) [4].

В когенераційних установках можна використовувати альтернативні газові палива. До їх числа в Україні, перш за все, відносять біогаз і шахтний газ. В газових двигунах можливо застосовувати суміші природного газу (метану) і біогазу.

Використання біогазу як моторного палива відомо давно. Виробництво біогазу здійснюється в результаті процесу бродіння відходів біологічної діяльності людини, тварин в спеціальних хімічних реакторах або в результаті розкладання органічних відходів на сміттєвих полігонах. Залежно від природи сировини склад біогазу різний і відповідно калорійність палива буде теж різною. Прийнято вважати, що біогаз – це низькокалорійне паливо, яке складається з таких основних компонентів: 50 ... 80 % метану, 25 ... 50 % вуглекислого газу, 1 ... 5 % водню і 0,3 ... 3 % азоту [5].

Застосування біогазу в якості моторного палива, безумовно, розширює асортимент газових палив, однак, використання низькокалорійних газових палив можливо тільки при певній концентрації в ньому горючої (метанової) складової або примусовому збільшенні кількості горючих компонентів – «збагаченні». Виконувати останні умови повинна автоматична система регулювання

подачі газового палива.

Кафедра двигунів і теплотехніки Національного транспортного університету (НТУ) та Інститут газу НАН України (ІГ НАНУ) з 2000 р працюють над створенням когенераційних установок з потужністю приводу до 200 кВт і систем автоматичного регулювання для таких установок. В ІГ НАНУ накопичений практичний досвід із створення когенераційних установок і газових двигунів, систем автоматики для їх роботи. Крім вітчизняних двигунів здійснена конвертація транспортних дизелів MAN, Perkins, Doosan в газові ДВЗ.

У лабораторії Харківського національного автомобільно-дорожного університету автотракторний дизель 6Ч13/14 був конвертований в газовий двигун. Для роботи на природному газі ступінь стискання зменшено до 11,8 одиниць, розроблена система запалювання з більш інтенсивним іскроутворенням. Стендові випробування підтвердили стійку роботу газового ДВЗ на збіднених сумішах при $\alpha = 1,4 \dots 1,6$. Запропоновано систему подачі газу з електронним управлінням, апробовано методику визначення витрати газового палива [6].

В Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» проведені комплексні теоретичні та експериментальні дослідження із застосування низькокалорійного газу в газових ДВЗ, конвертованих з транспортних дизелів моделі Д100. Розглянута можливість використання таких конвертованих двигунів у якості приводу електростанцій потужністю 1100 ... 2500 кВт [7]. Основною особливістю конвертації є застосування форкамерно-факельного процесу згорання газового палива. Цей процес згорання газових палив в теперішній час застосовують провідні моторобудівні фірми. Для забезпечення номінальної потужності запропоновані конструктивні заходи, які збільшують циклову подачу низькокалорійного палива.

Найбільш близькими до тематики досліджень є результати випробувань добавки синтез-газу до бензину і етанолу, проведені в НУК ім. Макарова [8, 9]. Теоретичні та експериментальні дослідження проведені для широкого діапазону складу суміші $\alpha = 1,0 \dots 2,2$ при різних кількісних добавках синтез-газу. Проведено дослідження робочого процесу, токсичності викидів відпрацьованих газах. Стендові випробування були виконані на двигунах 2Ч7,2/6 і 4Ч10,16/9,1 з іскровим запалюванням. Встановлено, що до основного палива можна додавати до 65 % синтез-газу.

Зазначимо, що фізико-хімічні властивості синтез-газу ближчі до нафтового газу (пропан-бутану).

У Інституті проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАНУ проведено теоретичні дослідження із застосування біогазу як добавки до природного газу в поршневих ДВЗ [10]. За дослідженням робочого процесу газового ДВЗ прогноуються не тільки енергетичні, паливно-економічні показники, але і токсичність за компонентам відпрацьованих газів транспортного дизеля конвертованого в газовий ДВЗ при різному процентному співвідношенні метан-біогаз.

Спростити трудомісткість експериментальних робіт можна за допомогою модельного газу. В роботі [1] промодельовано біогаз змішуючи природний газ і вуглекислий. При збільшенні частки CO_2 в модельному газі зменшуються концентрації викидів NO_x у відпрацьованих газах. При збільшенні частки CO_2 в модельному газі до 30 % і далі, збільшуються концентрації викидів CO . Подальше зростання CO_2 в модельному газі до 40 % призводить до збільшення викидів вуглеводнів в відпрацьованих газах ДВЗ.

Мета роботи – узагальнити результати проведених досліджень застосування модельного газу в газовому ДВЗ, що працює на привід електростанції, і розробити рекомендації щодо добавок біогазу до природного газу залежно навантаженню електростанції для створення алгоритму управління подачею палива.

Для вирішення поставлених завдань в ІГ НАНУ проведені дослідження на газоелектричній установці з номінальною потужністю 30 кВт. Спочатку ця установка була оснащена бензиновим двигуном 8Ч10/8,8 з іскровим запалюванням і електрогенератором ДГФ82-4Б. Базовий ДВЗ був конвертований в суто газовий двигун (ступінь стискання $\epsilon = 8,5$).

Система подачі газового палива складається з лінії подачі безпосередньо газового палива і аварійного відсічного контуру. В аварійному відсічному контурі був встановлений електромагнітний клапан, який спрацьовує при наявності надлишкового тиску в лінії подачі газового палива. При відсутності газового палива автоматично перекривається вся загальна газова магістраль до двигуна.

Загальний вид розробленої системи дозування газового палива показано на рис. 1.

Регулювання і дозування газоповітряної суміші здійснюється в спеціальному газовому змішувачі за допомогою дросельної заслінки. Привід дросельної заслінки газового змішувача забезпечує електронний виконавчий орган StG 2010-SV (крайній лівий вузол на рис. 1) з мікропроцесорним управлінням від блоку Pandaros фірми HEINZMANN.

У газовий змішувач надходить після очищення атмосферне повітря

і газове паливо з редуктора (клапана) нульового тиску. Редуктор нульового тиску стабілізує тиск газового палива на вході в газовий змішувач. Після деякого доопрацювання конструкції в камері нульового редуктора відбувалося змішування природного і вуглекислого газів, тобто формувався модельний газ.

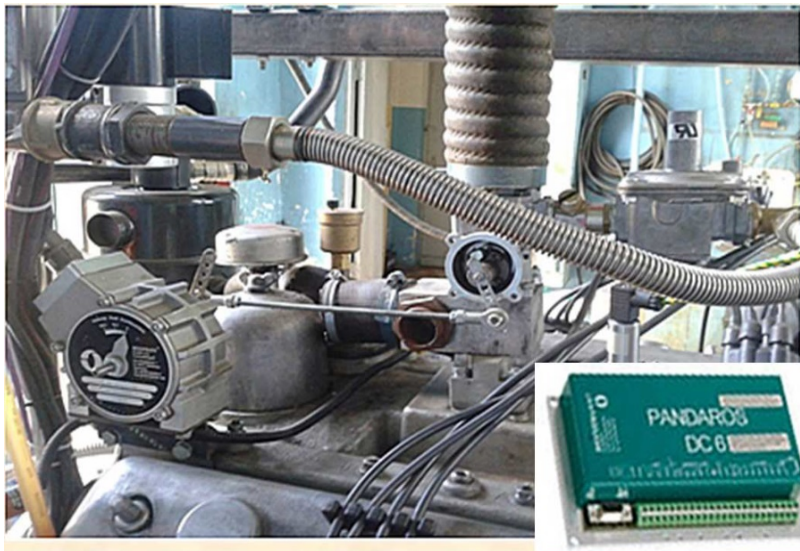


Рис. 1. Система дозування газового палива з мікропроцесорним блоком управління

Особливістю мікропроцесорного блоку Pandaros є послідовне з'єднання пропорційного регулятора частоти обертання колінчастого вала газового ДВЗ і ПІД-регулятора виконавчого органу, кінематично зв'язаного з дросельною заслінкою. Виконавчий орган StG 2010-SV обладнаний зворотним зв'язком за положенням вихідного поворотного вала, який з'єднаний з дросельною заслінкою. Крім того, виконавчий орган має обмеження за величиною максимального струму управління.

Пропорційна складова регулятора була налаштована на підтримку частоти обертання колінчастого вала (приводу електрогенератора) 1500 хв^{-1} зі ступенем нерівномірності 0,3 %. Переміщення органа керування паливоподачі від холостого ходу до номінального положення при «миттєвому» накиданні 100 % зовнішнього навантаження повинно відбуватись за 1 с. Це значення швидкості

переміщення дросельної заслінки було занесено в пам'ять блоку Pandaros на підставі накопиченого попереднього досвіду.

Налаштування параметрів ПД-регулятора здійснювано на метані в режимі холостого ходу з подальшою перевіркою в динаміці при «миттєвому» скиданні-накиданні 100 % навантаження (навантаження задавалось реостатами). Індивідуальне налаштування ПД-регулятора закінчено вибором двох коригуючих коефіцієнтів, що враховують температурний режим ДВЗ і характер зміни зовнішнього навантаження. Критеріями налаштування були стійкість роботи ДВЗ, мінімальна тривалість перехідного процесу з дотриманням умови – не більше одного перерегулювання. При роботі на модельному газі налаштування регулятора не змінювалися.

Для матеріального моделювання добавок біогазу до природного газу в модельному газі збільшували об'ємну частку вуглекислого газу до 30 % і більше в залежності від зовнішнього навантаження. Розрахунковим шляхом визначили аналогічне співвідношення стисненого природного газу (СПГ) і добавки біогазу. Для розрахунку прийняли, що в СПГ міститься 90 ... 95 % метану, а в біогазі 60 % метану і 40 % вуглекислого газу.

У табл. 1 наведені результати стендових випробувань застосування модельного газу на газовому двигуні 8Ч10/8,8, що працює на привід електрогенератора. Розрахункові величини в табл. 1 можна розглядати як рекомендації щодо можливих добавок біогазу до СПГ в газовому ДВЗ електростанції малої потужності.

Таблиця 1

Рекомендації щодо добавки біогазу в газовий ДВЗ
електростанції малої потужності

Зовнішнє навантаження, %	Співвідношення СПГ / Біогаз	Вміст метану в суміші, %
0...10	15 / 85	63...66
10...40	25 / 75	66...72
40...70	40 / 60	72...78
70...90	65 / 35	78...83
90...100	80 / 20	83...90
100...110	100 / 0	90...95

Результати досліджень є основою для створення алгоритму управління подачею суміші біогазу і природного газу в залежності від зміни навантаження.

Крім індиціювання робочого процесу і досліджень перехідних режимів, проведено газовий аналіз відпрацьованих газів за різних навантажень. Газовий аналіз проведений при заборі проб відпрацьованих газів до каталітичного нейтралізатора і після нього. Такі дослідження виконані і при роботі газового ДВЗ на СПГ, і при роботі на модельному газі. Концентрації шкідливих речовин визначалися на японському комплексному газоаналізаторі МЕХА в лабораторії ДП «ДержавтотрансНДІпроект». Попередньо проби відпрацьованих газів були відібрані з спеціальні термічні мішки.

Результати газового аналізу відпрацьованих газів при роботі на модельному газі представлені для контролю в умовах експлуатації правильного налаштування газового обладнання двигуна.

Для підтвердження правильності настройки газового обладнання вибрано три експлуатаційних режими роботи електростанції: холостий хід, 50 % навантаження, номінальний режим.

Значення концентрацій CO у відпрацьованих газах були дуже маленькі, а значення CO₂ змінювалися при налаштуванні на незначну величину.

Встановлено, що найбільш інформативними і доступними для застосування в умовах експлуатації є значення концентрацій вуглеводнів та залишкового кисню у відпрацьованих газах, визначені до каталітичного нейтралізатора.

Рекомендовані значення концентрацій вуглеводнів і O₂ для перевірки налаштувань газової апаратури за роботи на добавках біогазу до СПГ наведено в табл. 2 і 3.

Таблиця 2

Концентрації вуглеводнів у відпрацьованих газах ДВЗ
за роботи на добавках біогазу до СПГ

Режим роботи електростанції	Вуглеводні, млн ⁻¹	
	за гексаном	за метаном
холостий хід	до 2400	до 1500
50 % навантаження	до 1800	до 1400
номінальний режим	до 2400	до 2000

Наведені в табл. 3 значення викидів NO_x теж можна використовувати для контролю настройки газової апаратури, але для цього буде потрібно відповідний газоаналізатор для визначення концентрацій NO_x. Наведені значення NO_x підтверджують висновок роботи [1], що зі збільшенням добавки CO₂ в модельному газі концентрація NO_x у відпрацьованих газах зменшується.

Таблиця 3
Концентрації O_2 і NO_x у відпрацьованих газах ДВЗ
за роботи на добавках біогазу до СПГ

Режим роботи електростанції	O_2 , %	NO_x , $млн^{-1}$
холостий хід	4...5	до 15
50 % навантаження	4...8	до 450
номінальний режим	2...4	до 1000

Висновки

1. Аналіз виконаних досліджень показав необхідність прийняття в Україні регламентів на склад і ступінь очищення біогазу. Такі стандарти діють в країнах ЄС. У Норвегії і Данії вироблений біогаз очищається до місту 95 % метану і, за необхідності, подається в загальну транспортну магістраль природного газу.

2. Стендовими дослідженнями газового двигуна на модельному газі підтверджено можливість застосування в поршневих ДВЗ з іскровим запалюванням біогазу з вмістом 60 % метану як добавки до природного газу. Зі зменшенням навантаження частка біогазу може збільшуватися і замінювати до 85 % природного газу.

3. При роботі на добавках біогазу визначені значення концентрацій вуглеводнів та залишкового кисню у відпрацьованих газах для контролю налаштувань газового обладнання ДВЗ в умовах експлуатації. Для електростанцій вибрано три режими перевірки: холостий хід, 50 % навантаження, номінальний режим.

4. Узагальнені результати дослідження застосування модельного газу в ДВЗ дозволяють продовжити роботи з удосконалення автоматичної системи подачі сумішевого газового палива.

ЛІТЕРАТУРА REFERENCES

1. Клименко В.Н., Мазур А.И., Сабашук П.П. Когенерационные системы с тепловыми двигателями: справочное пособие. Часть 1. Общие вопросы когенерационных технологий – К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины. – 2008. – 559 с.
2. Першин С. А. Оптимизация параметров когенерационной установки // Новый университет: серия "Технические науки". – 2016. – № 5 - 6. – С. 77 – 90.

3. Разуваев А. В. Целесообразность применения систем утилизации тепла ДВС // Турбины и дизели. – 2010. – № 1. – С. 48 – 50.
4. Вербовський В.С., Грицук І.В., Адров Д.С., Краснокутська З.І. Особливості передпускового прогріву стаціонарного газового двигуна з використанням теплового акумулятора з фазовим переходом // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2014. – № 2. – С. 85 – 90.
5. Девянин С.Н., Чумаков В.Л., Марков В.А. Биогаз – альтернативное топливо для дизелей // Транспорт на альтернативном топливе. – 2012. – № 2 (26). – С. 68 – 73.
6. Врублевский А.Н., Дзюбенко А.А., Липинский М.С., Кузьменко А.П., Подляшук С.О. Определение цикловой подачи газового топлива с электронным управлением топливоподачи // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2014. – № 2. – С. 33 – 37.
7. Марченко А.П., Осетров О.О., Кравченко С.С. Забезпечення номінальної потужності стаціонарного газового двигуна при використанні низькокалорійних газових палив // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2015. – № 1. – С. 15 – 33.
8. Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р., Познанский А.С., Митрофанов А.С., Проскурин А.Ю. Характеристики процесса сгорания двигателя 2Ч7,2/6 с добавками до 65 % синтез-газа к бензину // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2015. – № 1. – С. 33 – 37.
9. Ткач М.Р., Тимошевський Б.Г., Митрофанов О.С., Познанський А.С., Проскурін А.Ю. Підвищення ефективності ДВЗ малотоннажних суден застосуванням добавок синтез-газу // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2018. – № 2. – С. 3 – 6.
10. Бганцев В.М., Левтеров А.М., Гладкова Н.Ю. Розрахункове визначення впливу складу біогазу на характеристики транспортного двигуна // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2018. – № 1. – С. 7 – 14.

Annotation – The analysis of scientific publications over the past ten years in the direction of creating gas ICEs in Ukraine, operating on natural gas, biogas or similar low-calorie fuels.

The objectives of the work summarize the results of studies on the use of model gas in a gas internal combustion engine operating on a power plant drive. Developed recommendations on biogas additives to natural gas depending on the power plant load, and to develop a fuel control algorithm.

The article provides recommendations on setting up the power system and automatic regulation of a gas engine running on a mixture of natural gas (methane) and biogas. To solve the tasks, a gas-electric installation

with a rated power of 30 kW was tested. Initially, the installation was equipped with an 8-cylinder gasoline engine with spark ignition and an electric generator. The base ICE was converted to purely gas with a compression ratio of 8.5.

In the physical modeling of biogas to natural gas additives in the model gas, the volume fraction of carbon dioxide increased to 30 % with a decrease in the load. By calculation, determined a similar ratio of compressed natural gas and biogas additives. For the calculation, it assumed that natural gas contains 90 ... 95 % methane, and biogas 60 % methane and 40% carbon dioxide.

The possibility of using biogas with 60 % methane as an additive to natural gas in piston ICEs with spark ignition has been confirmed. It was found that with a decrease in load, the biogas fraction increase and replace up to 85 % of natural gas. When working on biogas additives, the values of the concentrations of hydrocarbons and residual oxygen in the exhaust gases were determined to control the setting of the gas equipment of the internal combustion engine. Under operating conditions, three test modes selected for the power plant: idle, 50 % load, rated mode.

The research results can serve as the basis for creating a control algorithm for the supply of biogas additives to natural gas, depending on load changes.

УДК 629.5.063

ARTICLE HISTORY

Received 13.10.2021

Accepted 17.10.2021

Михайленко В.С.¹, Лещенко В.В.²

НУ «Одеська морська академія»,

vladmihailen@gmail.com¹, lvvlvv@ukr.net²

Удосконалення управління процесом горіння палива в судових котлах

Vladislav Mikhailenko¹, Valery Leshchenko²

NU "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine

vladmihailen@gmail.com¹, lvvlvv@ukr.net²

Improvement of the control for the combustion of fuel in ship boilers

Анотація - З метою підвищення ефективності процесу горіння палива запропонована система автоматичного управління процесу корекції витрати повітря, яка оснащена додатковими каналами контролю кольору факела пальника і кольору димових газів судового котла. До запропонованої нейромережевої САУ горіння пропонується додатковий контур оцінки даних параметрів, що діє за нечітким алгоритмом І. Збір експериментальних даних і навчання нейромережі на розрахунок корекції коефіцієнту надлишку повітря в залежності від парового навантаження та кольору факела пальника з апробацією системи у програмному середовищі дозволили отримати висновок про поліпшені показники якості процесів експлуатації.

Abstract - In order to increase the efficiency of the fuel combustion process, a system of automatic control of the air flow correction process was proposed, which is equipped with additional channels for controlling the color of the burner torch and the color of the ship's boiler flue gases. An additional circuit for estimating these parameters is proposed to the proposed neural network ACS of combustion, which operates according to the fuzzy algorithm of I. Data collection and training of the neural network to calculate the correction of the excess air coefficient depending on the steam load and the color of the torch with system testing in the software environment allowed to obtain a conclusion about the improved performance of operating processes.

DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-73-83

У суднових котлах (СК) при спалюванні рідкого палива або зрідженого газу, полум'я в зоні горіння не завжди відрізняється стійкістю: в деяких ситуаціях може відбутися його відрив, що створює загрозу вибуху в топці котла. Тому суднове котельне обладнання в обов'язковому порядку оснащується системою контролю полум'я [1]. Однак, присутні на ринку сучасні системи виявлення полум'я мають ряд недоліків, зокрема, низьку селективність, чутливість до сторонніх засвічення та ін. Так, оптичні сигналізатори полум'я, які мають в якості сенсора фотодіоди і фоторезистори, чутливі до пульсації факела. У деяких випадках факел гасне, а оптичний датчик показує наявність полум'я, тому що він реєструє неправдиві пульсації, що залишилися через коливання гарячого повітря або димових газів на стінки топки [2]. Крім того, для СК з трьома і більше пальниками одним з головних вимог, що пред'являються до системи контролю полум'я, є індивідуальний контроль факела [3]. Датчик, змонтований на одній пальнику, не повинен реагувати на виникнення, згасання або відрив полум'я на інших пальниках, оскільки це може привести, як мінімум, до вибуху газу в топці, а як максимум - до масштабної аварії СК. Підтримка роботи пальника в правильно налаштованому стані важливо для безпечної і ефективної роботи СК.

Правильність настройки автоматики пальника можна оцінити візуально за кольором полум'я при роботі. Колір і поведінку полум'я може бути непрямим індикатором, правильно відрегульоване співвідношення палива і окислювача. Різні кольори полум'я виникають через різне кількості кисню, що виконує роль окислювача. Збільшуючи подачу кисню, отримуємо більш високі температури при згорянні і як наслідок більш повне згоряння з меншим появою сажі. Коли процес окислення палива не отримує достатню кількість кисню, тоді помітні зміни кольору полум'я на червоний, помаранчевий або жовтий. При більш глибоких відхиленнях можна помітити сліди темної сажі у кінчика полум'я. Через нестачу кисню температура полум'я зменшується, при цьому виділяється більше кількість окису вуглецю [4]. На практиці повноту згоряння палива оператори агрегатів суднових енергетичних установок (СЕУ) контролюють по кольору полум'я в топці і кольору диму, що виходить з труби СК. Згідно рекомендації [5] при хорошому горінні полум'я повинно бути світло-жовтим або помаранчевим без почервоніння або потемніння в окремих ділянках топки, а дим - світло-сірим або коричневим. Темно-червоне полум'я і темний дим свідчать про нестачу повітря, а світлий вогонь з іскрами і білуватий дим - про надмірне надлишку повітря. Ознакою незадовільного процесу розпилювання палива є поява в

полум'я темно-червоних смуг. Ознакою повного горіння палива в судовому парогенераторі є світло-жовте полум'я в топці [6].

З метою підвищення ефективності процесу горіння палива запропонується система автоматичного управління (САУ) процесу корекції витрати повітря, яка оснащена додатковими каналами контролю кольору факела пальника і кольору димових газів СК.

Відомо, що динамічні параметри характеристик СПУ, певні для початкового етапу пуску у процеси налагоджування, значно відрізняються від тих же параметрів, визначених на робочих режимах [7]. У зв'язку з цим, застосування адаптивних інтелектуальних систем управління, наприклад нейронних мереж (НМ), багаторежимними парогенеруючими процесами у СК з функцією самонавчання може бути доцільно.

У запропонованій структурі нейроуправління процесом горіння в СК (рис. 1), інформація про поточний витраті палива надходить на вхід нейромережевого контролера (НМК) на рис. 1, позначеного (FFC), якій виробляє коригуючий вплив у процес повітроподачі. Для випадків зміни марки мазуту або переходу з мазуту на дизельне паливо, а в ряді випадків при бажанні судовласника, використовувати в якості альтернативного палива зріджений газ, нейромережева САУ використовує додаткові датчики QE кольору димових газів. Інформація від датчиків кольору диму після перетворення сигналу в нечіткому модулі QC (див. позицію передачі сигналу (1-1) на рис. 1), передається на нейромережевий контролер FFC (позиція (1-6) на рис. 1) який регулює подачу повітря. Також на НМК надходять сигнали по каналах зворотного зв'язку від киснеміра (QE^{O_2} (1-5)) і датчика поточної витрати повітря (FE (1-1)) (див. рис. 1). Таким чином, запропонована нейромережева САУ реалізує комбінований принцип управління.

Ефективність процесу спалювання характеризується відсутністю втрат від неповноти згоряння палива, а також коефіцієнтом надлишку повітря α . Чим більше цей коефіцієнт, тим більше втрати теплоти з відхідними з котла продуктами згоряння [8].

З урахуванням важливості, для ефективної роботи САУ процесу горіння визначення кольору диму і полум'я пальника, до нейромережевої САУ горіння пропонується додатковий контур оцінки даних параметрів, що діє за нечітким алгоритмом І. Мамдані [9] і видає оцінку ефективності процесу горіння палива в СК в вигляді рекомендації відносно α , на рис. 1 показаний QC. Етапи розробки експертної системи оцінки якості процесу горіння за показниками кольору диму і кольору полум'я пальника у програми MatLab представлені на (рис. 2 - 4).

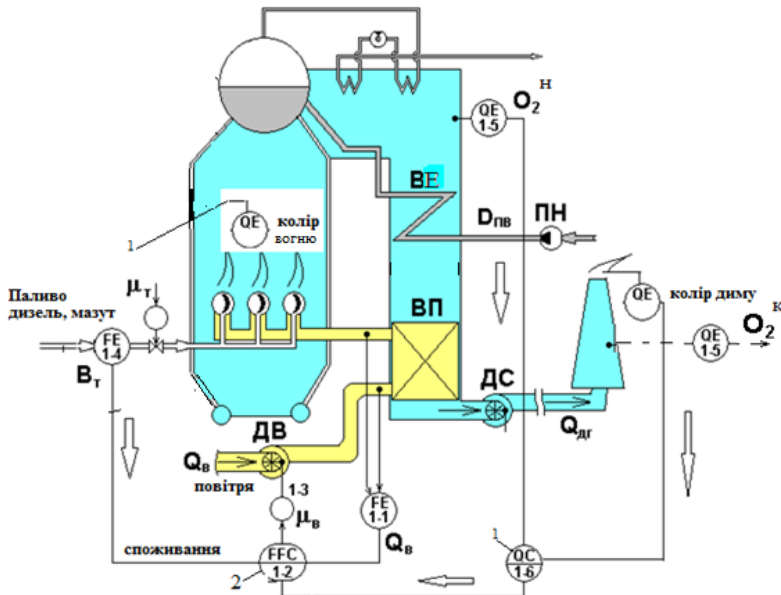


Рис. 1. Схема системи управління процесом горіння палива в СК Mitsubishi Marin Main Boiler MB паропродуктивністю 50 т/год, з контролем кольору вогню факела: ДС – димосос; ВП – повітряний підігрівач; ВЕ – водяний економайзер; ПН – живильний насос; FFC – нейромережевий контролер (НМК); FE – витратомір; QE – датчик кольору; QE^{O2} – датчик змісту кисню

Вхідними параметрами в нечітку експертну систему є колір диму і колір факела (оцінюваний за допомогою фотодатчиків), а вихідним - коефіцієнт надлишку повітря α (рис. 5).

Присвоївши кожному кольору відповідну шкалу, програма розраховує коефіцієнт надлишку повітря і показує ефективність процесу горіння палива.

Таким чином, запропонована система оцінки контролю кольору полум'я і кольору димових газів буде працювати за схемою, представлені на рис. 6. На схемі показано, що сигнал від датчика кольору полум'я надходить на робочу станцію оператора, на якій встановлена експертна система оцінки коефіцієнта надлишку повітря з можливістю його корекції оператором за допомогою клапана 1 (див. рис. 6).

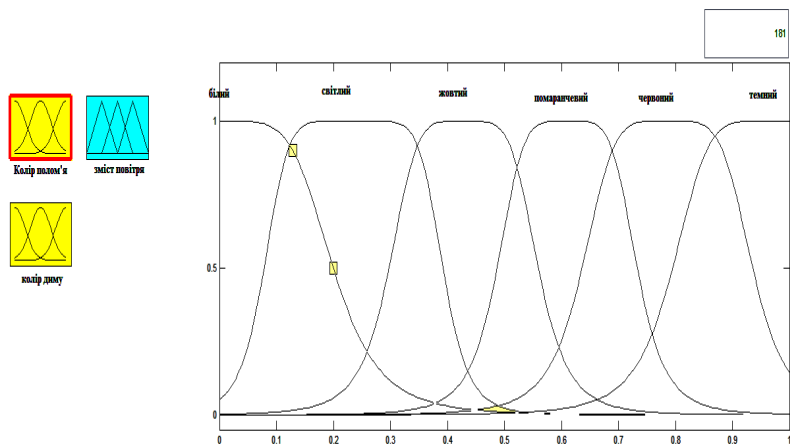


Рис. 2. Етап фазифікації параметра «колір полум'я» в програмі FTL

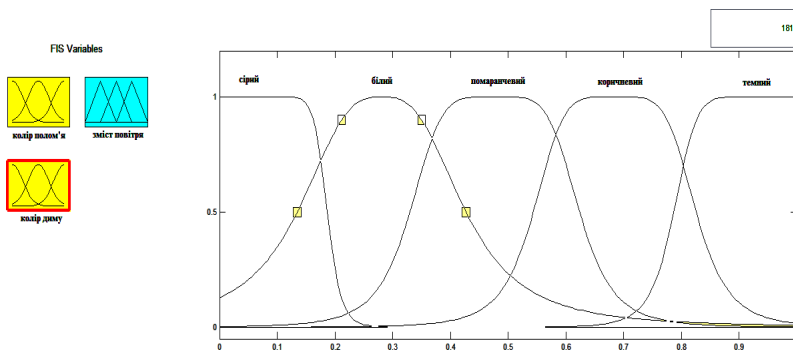


Рис. 3. Етап фазифікації параметра «колір диму»

Для запропонованої універсальної нейромережевої САУ горіння палива в топці СК використана технологія застосування двох нейронних мереж, одна з яких виконує функцію нейроконтролера (НМК), а друга - функцію нейроемулатора, який навчається моделювати динаміку об'єкту управління [10, 11]. Оскільки використана структура являє собою багатоварову мережу і алгоритм зворотного поширення помилки можна узагальнити на будь-яку

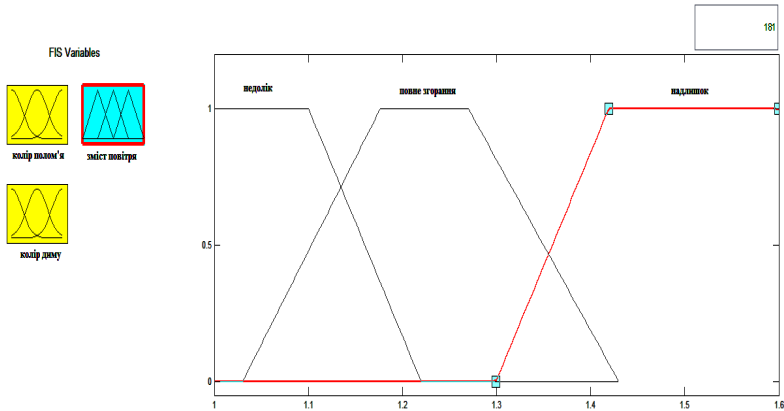


Рис. 4. Етап фазифікації параметра «коефіцієнт надлишку повітря в вихідних газах»

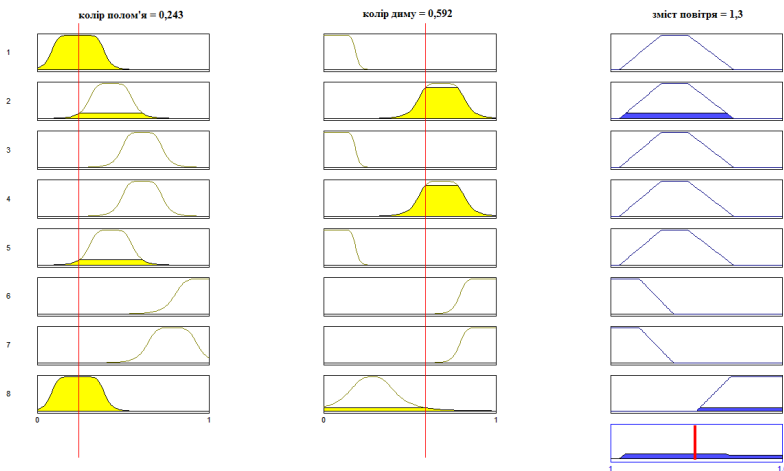


Рис. 5. Робота НЕС в програмі по визначенню α : значення α рівне 1,3 вказує на повне згорання палива в топці допоміжного СК

мережу з прямим розповсюдженням сигналу, то запропонований модуль НМК навчається як і звичайна нейронна мережа. Для цього буде потрібно навчальна вибірка у вигляді пар (\bar{x}, d) , де $\bar{x} = [x_1, \dots, x_n]^T$ - це вхідний вектор, d - еталонний сигнал. Завдання полягає в такій модифікації (корекції) параметрів модуля НМК,

описаного виразом, щоб міра помилки, що задається виразом, була мінімальною:

$$e = \frac{1}{2} [\bar{y}(x) - d]^2.$$

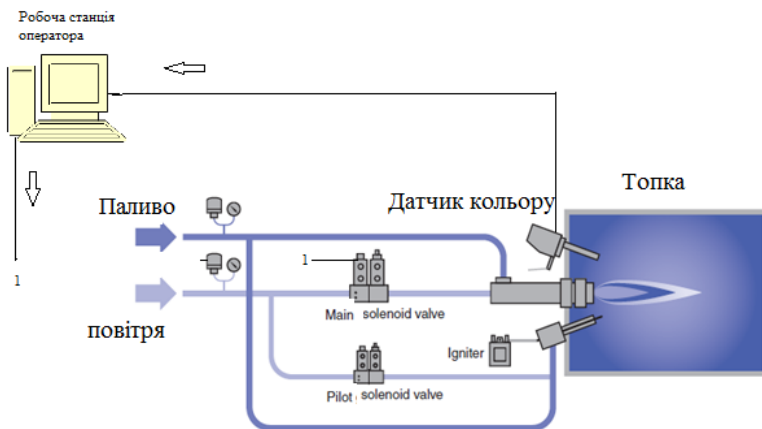


Рис. 6. Структурна схема САУ процесу горіння у топці СК

Процес навчання НМ буде закінчений, коли помилка досягне встановленої мінімальної величини.

Для навчання НМК проведено моделювання з типовим ПД-регулятором. У проведеному імітаційному експерименті в пакеті MatLab [11], ПД-регулятор був адаптований під зміни властивостей керованого об'єкта (топці СК). Варіюванням значень об'єкту по каналу управління: T і K , передбачається ініціювати зміни значень параметрів ПД - регулятора: K_p , T_i , K_d . Тобто адаптувати їх з метою досягнення очікуваного перехідного процесу. Об'єктом управління є САУ горіння палива допоміжного СК в номінальному режимі. Параметр моделі T змінювався в залежності від парового навантаження СК в діапазоні: 5; 25; 45; 105. Відповідно, оптимізуються значення налаштувань ПД-регулятора згідно методикам [12, 13]. В якості навчальної вибірки для НМ використовуються значення сигналів неузгодженості e_i - входи в НМК - і значення оптимальних керуючих впливів u_i , виміряні на виході ПД-регулятора в САУ.

Для перевірки ефективності роботи НМК в САУ горіння палива СК використовується структура з нейроемулятором [14]. Пропонована структура нейроемулятора, отримана за допомогою програми Neural Network [14]. Для моделювання НМ САУ оптимізації α в залежності

від парового навантаження агрегатів СЕУ (рис. 7) використовувався спеціалізований математичний пакет MatLab (Simulink і Nero Toolbox) та методика [13].

Процеси модельованої НМ САУ корекції α показані на рис. 8.

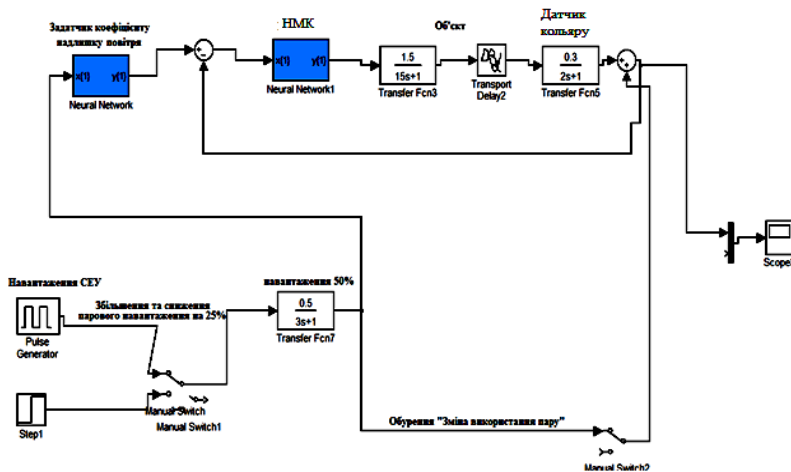


Рис. 7. Моделювання НМСАУ оптимізації α з метою підвищення ефективності процесу горіння палива

Як видно з представлених характеристик (див. рис. 8), запропонована НМ САУ корекції коефіцієнтом надлишку повітря успішно підтримує задані значення в залежності від парової навантаження СЕУ, що дозволяє підтримувати ККД СК на високому рівні.

Додаткові дослідження показали, що при зміні завдання контролерам, а також значень параметрів об'єкта (в силу впливу внутрішніх збурень), САУ процесу горіння продемонструвала допустимий час регулювання і стійкість. Імітація зміни режиму роботи СК (паровий навантаження агрегатів СЕУ на вантажних режимах роботи танкера) з переходом від номінального на 25 і 65 % навантаження суднового допоміжного парового котла марки Mitsubishi MB продуктивністю 50 т/год [15] з метою перевірки адаптивних властивостей запропонованої САУ (рис. 9), показала, що на других теплових режимах роботи парового СК нейромережева САУ також досягає заданих показників якості.

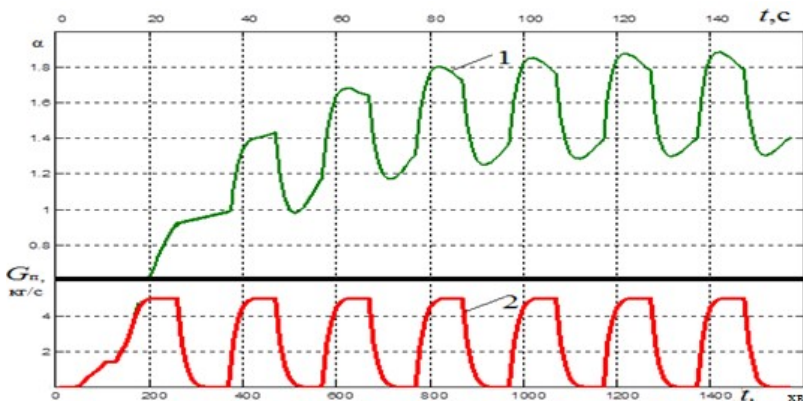


Рис. 8. Процеси впливу парового навантаження СЕУ (2) на корекцію α (1) для досягнення ефективного режиму горіння палива СК марки СК Mitsubishi MB 50 т/год

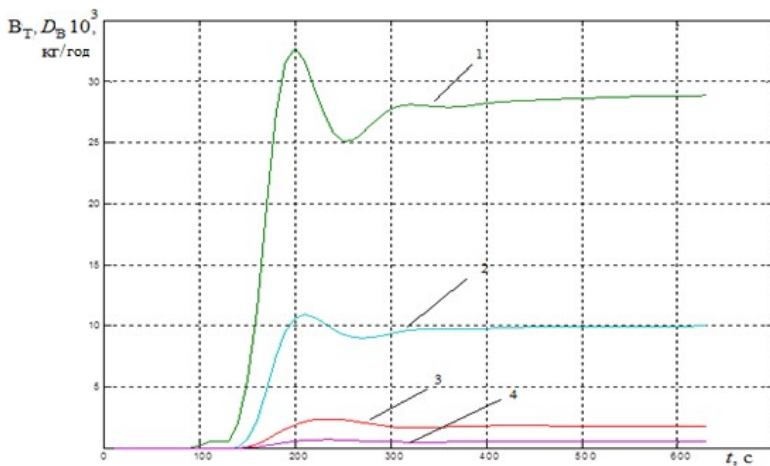


Рис. 9. Процеси НМ САУ горіння палива в топці СК марки MB 50: 1, 2 - процеси підтримання витрати повітря (D_B), при навантаженні 65 і 25 %; 3, 4 - процеси підтримки витрати палива (B_T) при навантаженні 65 і 25 %

Висновки

Доведено, що застосування нейромережевої САУ з функцією контролю кольору вогню факелу у топці СК, на прикладі СК марки Mitsubishi MB паровою продуктивністю 50 т/год, продемонструвало

поліпшені показники якості процесів експлуатації в порівнянні з типовою САУ горіння з ПД - регулятором, що сприяє підвищенню показників надійності роботи елементів топки котла і забезпечує підтримку заданого теплового режиму на всьому діапазоні парової навантаження агрегатів СЕУ, а також дозволяє своєчасно корегувати коефіцієнт залишку повітря, тобто не допускати перевитрат палива.

ЛІТЕРАТУРА REFERENCES

1. Правила технической эксплуатации судовых вспомогательных паровых котлов. – Санкт–Петербург: Гипрорыбфлот-Сервис, 2018. – 80 с.
2. Ветольский Э.М. Предотвращение аварий судовых паровых котлов / Э.М. Ветольский. – Владивосток: АТР, 1995. – 116 с.
3. Полтавцев О.В., Датчики контроля пламени – один из важнейших факторов безопасной работы котельной //Новости теплоснабжения. 2016. - № 12 (196), – С. 35 - 37.
4. Дементьев К.С. Проектирование судовых парогенераторов / К.С. Дементьев, В.А Романов. – М.: Судостроение, 2016. – 336 с.
5. Денисенко Н.И. Судовые котельные установки / Н.И Денисенко, И.И. Костылев. – М.: Элмор, 2015. – 290 с.
6. Белоусов В.Н. Топливо и теория горения / В.Н. Белоусов, С.Н. Смородин, О.С. Смирнова. – СПб.: ГТУРП, 2011. – 84 с.
7. Михайленко В.С. Концепція розробки систем управління судовими пароенергетичними установками [Текст]: дис. докт. тех. наук: 05.05.03: – Одеса, НУ «ОМА», 2021. – 379 с.
8. Михайленко В.С., Нейромережева система моніторингу показників шкідливих викидів судового парового котла / Михайленко В.С., Лещенко В.В., Сакали С.М., Харченко Р.Ю. // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. . – 2020. – Вып. 26. – Одесса: НУ «ОМА». - С. 63 - 71.
9. Mamdani E. H. Application of fuzzy algorithms for control of simple dynamic plant / E. H. Mamdani // Proc. Inst. Elect. Eng. Contr. Sci. – 1974. - Vol. 121, 1974. – P. 1585 – 1588.
10. Круглов В.В. Искусственные нейронные сети. Теория и практика / В.В. Круглов, В.В. Борисов. – М.: Горячая линия – Телеком, 2001. – 382 с.
11. Дьяконов В., Круглов В. МАТЛАВ. Анализ, идентификация и моделирование систем. Специальный справочник /В. Дьяконов, В. Круглов. – С. Пб.: Питер, 2001. – 448 с.

12. Михайленко В.С., Ложечников В.Ф. Методы настройки нечеткого адаптивного ПИД-регулятора // Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы. – 2009. – № 2. – С. 174 - 179.

13. Mikhailenko V. S. Analysis of traditional and neuro-fuzzy adaptive system of controlling the primary steam temperature in the direct flow steam generators / V. S. Mikhailenko, R. Yu. Kharchenko // Automatic Control and Computer Sciences. - 2014. - Vol. 48. - No. 6. – P. 334 – 344.

14. Бураков М.В. Нейронные сети и нейроконтроллеры: учебное пособие / М.В. Бураков. – СПб.: Изд-во ГУАП, 2013. – 284 с.

15. Mitsubishi Auxiliary Boiler MAC-B. URL: <https://ru.scribd.com/document/334763233/Mitsubishi-Auxiliary-Boiler-MAC-B-pdf>.

Annotation – The article discusses the issues of increasing the efficiency of the combustion of liquid fuel in the furnaces of ship steam boilers using the proposed neural network system for automatic correction of the excess air coefficient.

It is indicated that modern systems for automatic flame detection have a number of disadvantages, in particular, low sensitivity to extraneous illumination, etc. hot air or flue gases on the walls of the boiler furnace. Such pulsations reduce the reliability of the combustion monitoring and control system. Therefore, the task of developing and introducing on ships new, economically inexpensive and effective methods of effective control and management of the fuel combustion process in ship boilers using modern means of intelligent control is urgent.

On the basis of the experiments carried out on a Mitsubishi MV 50 marine steam boiler and the collected experimental data, the values for training the neural network system of the air flow correction process, taking into account the color of the burner flame and the color of the flue gases, were obtained. The use of a trained neural network in the control system, taking into account the fuzzy expert system for monitoring the color of the flame and smoke, makes it possible to achieve the best excess air ratio depending on the steam load of the SEP units. Simulation modeling of the proposed neural system was carried out in a specialized program Matlab (Neural Networks Toolbox).

The simulation results showed that the use of a neural network control system for the combustion of liquid fuel, using the example of a marine boiler, allows maintaining a given thermal regime over the entire range of steam load of the power plant units, and also allows timely correction of the excess air ratio, i.e. avoid excessive consumption of fuel.

УДК 621.43

ARTICLE HISTORY

Received 13.10.2021

Accepted 25.10.2021

Сагін С.В.¹, Кривий М.О.²

НУ «Одеська морська академія», м. Одеса, Україна

saginsergii@gmail.com¹, markkrivoy1@gmail.com²

Розрахунок контактного тиску та зони контакту в парах ковзання судових дизелів

Sagin S.V.¹, Kryvyi M.O.²

NU "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine

saginsergii@gmail.com¹, markkrivoy1@gmail.com²

Calculation of contact pressure and contact zone in friction pairs of marine diesel engines

Анотація - Для аналізу контактних напружень і зон контакту в парах ковзання застосована методика числового моделювання, яка базується на диференціальних рівняннях теорії пружності. За допомогою фундаментальних розв'язків (функцій впливу), задача зведена до інтегро-диференціального рівняння з ядром Гілберта. Розв'язок якого, побудований за допомогою методу ортогональних многочленів, а також зручних до застосування апроксимаційних формул. Проведено числове моделювання, в результаті визначений максимальний тиск і параметри зони контакту для деяких комбінацій матеріалів пари ковзання судових дизелів. Досліджено процес контактної взаємодії, який викає в парах ковзання дизелів судових енергетичних установок.

Abstract – For the analysis of contact stresses of a contact probe in friction pairs the technique of numerical modelling which is based on differential equations of the theory of a spring is applied. With the help of fundamental solutions (influence functions), the problem is reduced to an integro-differential equation on the Hilbert kernel. The solution of which is constructed using the method of orthogonal polynomials and also convenient for fixing approximation formulas. A numerical value is derived as a result of the maximum pressure of the contact probe parameters for some combines of friction pairs materials of marine diesels.

DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-84-92

Довговічність експлуатації судових дизелів суттєво залежить від роботи пар ковзання, як то: поршневі кільця – втулка циліндра, колінчатий вал – вкладень підшипника, плунжер – втулка, та інші. Це в першу чергу пов'язано з постійною контактною взаємодією елементів пар ковзання при різних температурних режимах і навантаженнях. Тому, дослідження нормального тиску і визначення областей контакту в парах ковзання, вивчення впливу якості мастил на вказані характеристики є важливими задачами для прогнозування довговічності роботи судових дизелів. Розв'язання вказаних задач базується на застосуванні математичних моделей процесів (числове моделювання), що відбуваються в парах ковзання. При цьому розглядають два основних процеси які відбуваються при роботі пари ковзання: дослідження контактних і дотичних напружень, які виникають в парах ковзання в рамках пружних або пружно-пластичних контактних моделей; дослідження гідродинамічних процесів в тонкому шарі мастила між елементами пари ковзання. Поєднання цих процесів дозволяє в достатній мірі оцінити вплив пружно-механічних властивостей елементів пари ковзання і в'язкістних та гідродинамічних характеристик мастил на довговічність роботи вузла судових дизелів. Експлуатація трибологічних систем в яких здійснюється поступальний чи обертальний рух, а саме: поршневі кільця – втулка циліндра, колінчатий вал – вкладень підшипника, плунжер – втулка паливного насоса високого тиску (ПНВТ), призводить до виникнення зони безпосереднього контакту пар тертя по деяким дугам. Зазор між парами тертя є досить малий, а взаємодія носить квазістатичний періодичний характер, тому розрахунок процесів енергоперетворення в таких вузлів можна звести на першому етапі до задачі про втискання кругового циліндра (кільця, валу чи плунжера) в тіло з круговою порожниною (втулку циліндра, вкладень підшипника чи втулку ПНВТ). При цьому визначення області контакту та розподілу тиску в зонах контакту (нормальних напружень) є основними питаннями у випадку дослідження процесів енергоперетворення, що виникають в цих трибологічних системах.

Як зазначено в роботі [1], методика числового моделювання широко застосовується для аналізу процесів експлуатації судових дизелів і є одним із ефективних підходів до прогнозування роботи дизеля в цілому. Крім того, модульний підхід, який застосовують під час числового моделювання, дозволяє з великою точністю дослідити роботу кожного вузла окремо, зокрема і процесів, які відбуваються в парах ковзання. Це дає можливість спочатку дослідити контактні

взаємодії в парах ковзання і тиск в мастильному шарі [2, 3], а потім провести їх спряження.

До визначення контактної тиску і зони контакту застосуємо метод фундаментальних розв'язків (або функцій впливу), виходячи із загальних диференціальних теорії пружності. Зокрема, скористаємося фундаментальними розв'язками контактної задачі для циліндра радіуса R_1 , який вдавлюється в тіло з циліндричною порожниною радіуса R_2 . Контакт забезпечується завантаженням стискаючої радіальної зосередженої сили P в умовах плоскої деформації (рис. 1).

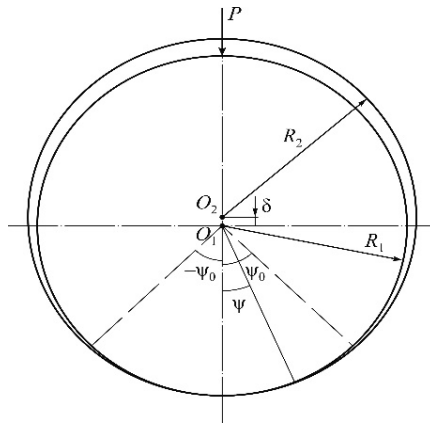


Рис. 1. Модель циліндричної пари ковзання

В цьому випадку нормальні переміщення точок границі циліндра $u_1(\psi)$ і циліндричної порожнини $u_2(\psi)$ в залежності від кута ψ [4]:

$$u_1(\psi) = P \left(-2\theta_1 \left[1 + \cos \psi \ln \left(\frac{|\psi|}{2} \right) \right] + k_1 \sin |\psi| \right), \quad (1)$$

$$u_2(\psi) = P \left(-2\theta_2 \left[1 + \cos \psi \ln \left(\frac{|\psi|}{2} \right) \right] + k_2 \sin |\psi| \right), \quad (2)$$

де

$$\theta_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1}; \quad k_1 = \frac{(1 - 2\nu_1)(1 + \nu_1)}{2E_1};$$

$$\theta_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2}; \quad k_2 = \frac{(1 - 2\nu_2)(1 + \nu_2)}{2E_2};$$

$\nu_{1,2}$, $E_{1,2}$ – відповідно коефіцієнти Пуассона і модулі пружності відповідно для внутрішнього циліндра і тіла з циліндричною порожниною.

В результаті втискання циліндра в циліндричну порожнину утвориться область контакту $\psi \in (-\psi_0; \psi_0)$, в якій діє контактний тиск $p(\psi)$. Точка циліндра, яка відповідає куту ψ , суміститься з точкою на циліндричній порожнині, якщо виконується умова

$$u_1(\psi) + u_2(\psi) = \alpha \cos \psi - \delta(1 - \cos \psi), \quad (3)$$

де δ – радіальний зазор між центрами циліндра O_1 та циліндричної порожнини O_2 (рис. 1); α – зближення елементів пари під час втискання.

Зробивши припущення, що контактний тиск $p(\psi)$ співпадає із зовнішнім тиском на пару тертя, скориставшись принципом суперпозиції, на відміну від (1), (2), переміщення граничних точок пари представимо у вигляді згортки:

$$u_1(\psi) = R_1 \int_{-\psi_0}^{\psi_0} p(x) \left\{ k_1 \sin|\psi - x| - 2\theta_1 \left[1 + \cos(\psi - x) \ln \left(\frac{|\psi - x|}{2} \right) \right] \right\} dx,$$

$$u_2(\psi) = R_2 \int_{-\psi_0}^{\psi_0} p(x) \left\{ -2\theta_2 \cos(\psi - x) \ln \left(\frac{|\psi - x|}{2} \right) - k_2 \sin|\psi - x| \right\} dx,$$

де x – змінна інтегрування.

Запропоновані подання та умова (3) дають можливість відносно невідомого контактного напруження $p(\psi)$ отримати інтегральне рівняння:

$$\int_{-\psi_0}^{\psi_0} p(x) \left\{ 2\chi_1 \cos(\psi - x) \ln \left(\frac{|\psi - x|}{2} \right) - \chi_2 \sin|\psi - x| \right\} dx +$$

$$+ \mu_1 \int_{-\psi_0}^{\psi_0} p(x) dx = \alpha \cos \psi - \delta(1 - \cos \psi), \quad \psi \in (-\psi_0; \psi_0), \quad (4)$$

де $\chi_1 = \mu_1 + \mu_2$, $\chi_2 = k_1 R_1 - k_2 R_2$, $\mu_j = \theta_j R_j$, $j = 1, 2$.

Враховуючи гладке примикання елементів пари на кінцях області контакту, контактне напруження $p(\psi)$, яке потрібно визначити, повинно задовольняти умовам:

$$p(\pm\psi_0) = 0. \quad (5)$$

При цьому границя області контакту завчасно не відомо. Для її визначення використаємо умову силової рівноваги

$$\int_{-\psi_0}^{\psi_0} p(\psi) \cos \psi d\psi = P/R, \quad (6)$$

де R – номінальний радіус з'єднання пари (враховуючи, що радіуси елементів пари мало відрізняються, можна вважати $R = R_1 = R_2$).

Умови (5), (6) дають можливість інтегральне рівняння (4) привести до наступного інтегрально-диференціального рівняння з ядром Гілберта

$$\mu_0 p(\psi) + \int_{-\psi_0}^{\psi_0} p'(x) \operatorname{ctg}(\psi - x) dx = \gamma, \quad \psi \in (-\psi_0; \psi_0), \quad (7)$$

де

$$\mu_0 = -\chi_2 / \chi_1, \quad \gamma = -\frac{\mu_2}{\chi_1} \int_{-\psi_0}^{\psi_0} p(\psi) d\psi - \frac{\delta}{2\chi_1}.$$

Враховавши умову (4), до розв'язання інтегрально-диференціального рівняння (7) застосуємо метод ортогональних многочленів [6], згідно якого в силу симетрії задачі контактне напруження

$$p(\psi) = \frac{\sqrt{2(\cos 2\psi - \cos 2\psi_0)}}{\cos \psi} \sum_{j=1}^{\infty} b_j U_{2j-2} \left(\frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg} \psi_0} \right), \quad (8)$$

де U_{2j-2} – многочлени Чебишева другого роду.

Для визначення невідомих коефіцієнтів b_j , підставимо розвинення (8) в інтегрально-диференціальне рівняння (7) і скористаємось ортогональністю многочленів Чебишева:

$$\begin{aligned} & \int_{-\psi_0}^{\psi_0} U_{n-1}(\operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{ctg} \psi_0) U_{m-1}(\operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{ctg} \psi_0) \frac{\sqrt{2(\cos 2\psi - \cos 2\psi_0)}}{\cos^3 \psi} d\psi = \\ & = \begin{cases} 0, & \text{при } n \neq m, \\ 2\pi \cos \psi_0 \operatorname{tg}^2 \psi_0, & \text{при } n = m. \end{cases} \end{aligned}$$

В результаті отримаємо нескінченну систему алгебраїчних рівнянь, для розв'язання якої відносно прикладних задач, що розглядають анізотропні властивості мастил, застосуємо метод редукції [7, 8].

В інженерних розрахунках, замість подання (8), доцільно скористатись апроксимаційними формулами [9]. Зокрема, досить ефективним є наступний апроксимаційний двочлен [5].

$$p(\psi) = \lambda_1 \cos\left(\frac{\pi\psi}{2\psi_0}\right) + \lambda_2 \cos\left(\frac{3\pi\psi}{2\psi_0}\right). \quad (9)$$

Коефіцієнти λ_1 , λ_2 в поданні (9) і кут ψ_0 визначимо безпосередньо із рівняння (7) і умови силової рівноваги (6).

Використавши отримані розв'язки визначимо максимальне значення контактного тиску

$$p_{\max} = \max_{\psi \in (-\psi_0; \psi_0)} p(\psi). \quad (10)$$

Враховуючи умови (5), можна стверджувати, що максимальне значення контактний тиск буде досягатись в деякій точці ψ_* , яка належить інтервалу контакту. В цій точці повинна виконуватись умова $p'(\psi_*) = 0$. Скориставшись поданням (9), отримаємо

$$p'(\psi) = \frac{\pi}{2\psi_0} \left(\lambda_1 \sin\left(\frac{\pi\psi}{2\psi_0}\right) + 3\lambda_2 \sin\left(\frac{3\pi\psi}{2\psi_0}\right) \right).$$

Звідси не важко довести, що $\psi_* = 0$ і отже: $p_{\max} = \lambda_1 + \lambda_2$.

Розглянемо деякі приклади обчислення параметрів подання (9). Нехай матеріал внутрішнього тіла сталь (кільця або плунжера ПНВТ), для якої $\nu_1=0,3$; $E_1=210$ ГПа; або бронза (вкладень підшипника) для якої $\nu_1=0,34$; $E_1=100$ ГПа. Матеріал зовнішнього тіла сталь (вал або втулка ПНВТ) $\nu_1=0,3$; $E_1=210$ ГПа; або чавун (втулка циліндра), для якого $\nu_1=0,25$; $E_1=115$ ГПа. Будемо вважати, наприклад, що радіус внутрішнього тіла пари ковзання $R=0,4$ м; довжина дуги по якій передається навантаження $l=0,25$ м; середній радіальний зазор $\delta=0,03$ м; сила тиску внутрішнього циліндра до зовнішнього тіла $Q=0,15$ кН; $P=Q/b=0,15$ кН/м [10, 11]. В табл. 1 наведені значення сталих із подання (9), а також максимальне значення контактного тиску для вказаних пар ковзання при заданих значеннях навантаження і внутрішнього радіуса.

Отриманні значення дозволяють зробити висновок, що розподіл тиску і його максимальне значення суттєво залежать як від навантаження так і від радіального зазору. Результати розрахунків, що

виконані із застосуванням розробленої чисельної моделі, свідчать, що зміна радіального зазору від початкового до максимально можливого призводить до збільшення тиску в парі ковзання на 23 ... 37 %. Це сприяє значному зростанню втрат енергії на подолання контактних зусиль та зменшенню часу надійної експлуатації пар ковзання, тому потребує постійного відстеження в процесі експлуатації та виконання дій, спрямованих на зменшення радіальних зазорів. Крім того таке значне зростання тиску між елементами пари ковзання висуває додаткові вимоги щодо пружнодемпфуючих характеристик моторних мастил.

Таблиця 1
Розрахунок контактного тиску в різних парах тертя ковзання

Пара ковзання	Матеріал	Параметр, що розраховується			
		ψ_0 , град	λ_1 , МПа	λ_2 , МПа	p_{\max} , МПа
вал – вкладень підшипника	сталь- бронза	54,4	120,3	-12,5	107,8
поршневе кільце – втулка циліндру	сталь- чавун	53,7	115,7	-12,4	103,1
плунжер ПНВТ – втулка ПНВТ	сталь- сталь	52,5	126,5	-12,1	114,4

ЛІТЕРАТУРА REFERENCES

1. Горб С. И. Повышение точности числового моделирования рабочих процессов дизелей / Автоматизация судовых технических средств науч.- техн. сб. – 2020. - Вып. 26. - Одесса: НУ «ОМА». – С. 3 – 26.
2. Кривий М.О., Сагін С.В. Математична модель мастильного шару в парах ковзання в суднових енергетичних установках // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика» 05.11.2019 – 06.11.2019. Одеса, НУ «ОМА». – С. 144 – 148.

3. Сагін С.В., Кривий М.О. Визначення розподілу тиску в шарі неньютонівських мастил у судових енергетичних установках / Вісник Одеськ. нац. морск. ун-ту : зб. наук. праць. – 2020. – № 2(62). – С. 160 – 170.

4. Штаерман И. Я. Контактная задача теории упругости. – М.: Гостехиздат, 1949. – 272 с.

5. Александров В.М., Ромалис Б.Л. Контактные задачи в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1986. – 176 с.

6. Попов Г. Я. Концентрация упругих напряжений возле штампов, разрезов, тонких включений. – М.: Наука, 1982. – 344 с.

7. Поповский Ю. М., Сагин С. В., Ханмамедов С. А., Гребенюк М. Н., Терегеря В. В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения // Вестник машиностроения. – 1996. – № 6. – С. 7 - 11.

8. Мацкевич Д. В., Сагин С. В., Ханмамедов С. А. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2010. – Вып. 25. – Одесса: ОНМА. – С.109 – 118.

9. Сагин С. В., Заблоцкий Ю. В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей // Проблемы техники: науч.-виробн. журнал. – 2012. – № 4. – Одесса: ОНМУ. – С. 68 – 81.

10. Сагин С. В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей // Вісник Одеськ. нац. морск. ун-ту.: зб. наук. праць. – 2019. – Вип. 1(58). – С. 89 – 100.

11. Сагин С. В. Реология моторных масел при режимах пуска и реверса судовых малооборотных дизелей // Universum. Технические науки. – 2018. – Вып. 3(48). – С. 67 - 71.

Annotation – The durability of marine diesels significantly depends on the operation of friction pairs, such as: piston rings - cylinder liner; crankshaft - bearing shell, plunger - sleeve, and others. This is primarily due to the constant contact interaction of the elements of the friction pairs at different temperatures and load. Therefore, the research of normal pressure and the definition of contact areas in the friction pairs, the studying of the influence of the quality of lubricants on these characteristics are important tasks for predicting the longevity of marine diesels. The solution of these problems is based on the application of mathematical models of processes (numerical simulations) that occur in friction pairs. This considers two main processes that occur during the

operation of the friction pairs: the research of contact and tangential stresses that occur in friction pairs in the framework of elastic or elastic-plastic contact models; study of hydrodynamic processes in a thin layer of oil between the elements of the friction pairs. The combination of these processes allows to sufficiently assess the influence of the elastic-mechanical properties of the sliding vapor elements and the viscosity and hydrodynamic characteristics of the oils on the durability of the marine diesel unit. The first process is researched in this work. In particular, for the analysis of contact stresses and contact zones in friction pairs, the method of numerical modeling is used, which is based on the differential equations of the theory of elasticity. With the help of fundamental solutions (influence functions), the problem is reduced to an integra-differential equation with the Gilbert's kernel. The solution of which is constructed using the method of orthogonal polynomials as well as easy-to-use approximation formulas. Numerical simulations were performed, as a result, the maximum pressure and contact zone parameters for some combinations of friction pairs materials of marine diesel engines were determined. In particular, the influence of the radial gap on the pressure distribution and the size of the contact zone between the elements of the friction pairs of marine diesels is established.

УДК 629.5.016

ARTICLE HISTORY

Received 18.10.2021

Accepted 30.10.2021

Сагін Сергій Вікторович¹, Мадей Володимир Васильович²,
Сагін Арсеній Сергійович³
НУ «Одеська морська академія», Одеса, Україна
saginsergii@gmail.com¹, v.madey@gmail.com²,
saginarseniy@gmail.com³

Робота суднового дизеля на біодизельному паливі

Sagin Sergii¹, Madey Volodymyr², Sagin Arsenii¹
NU "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine
saginsergii@gmail.com¹, v.madey@gmail.com²,
saginarseniy@gmail.com³

Operation of marine diesel on biodiesel fuel

Анотація – Розглянутий вплив біодизельного палива на економічні та екологічні показники роботи суднового середньообертового дизеля. Експериментально встановлено, що використання паливної суміші, яку складають дизельне паливо та 5 ... 20 % біопалива, в діапазоні навантажень на судновий дизель 55 ... 75 % призводить до 4,4 ... 24,3 % зниження емісії оксидів азоту та 4,1 ... 25,4 % зниження об'ємного вмісту оксиду вуглецю в випускних газах, при одночасному збільшенні питомої витрати палива до 8,2 %.

Abstract – The influence of biodiesel on the economic and environmental performance of marine diesel engines is considered. It is experimentally established that the use of a fuel mixture consisting of diesel fuel and 5 ... 20 % biofuel in the range of loads on marine diesel 55 ... 75 % leads to 4.4 ... 24.3% reduction of nitrogen oxides and 4.1 ... 25.4 % reduction in the volumetric content of carbon monoxide in the exhaust gases, while increasing the specific fuel consumption to 8.2 %.

DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-93-107

Морський і річковий транспорт є невід'ємною складовою інфраструктури багатьох країн, пов'язаних між собою морськими і

внутрішніми водними шляхами. Рух суден, а також функціонування суднової електростанції забезпечується дизелями – найпоширенішими тепловими двигунами, застосовуваними в суднових енергетичних установках. Специфіка роботи морських і річкових суден не дозволяє використовувати на них як джерела енергії акумуляторних або сонячних батарей, а також вітрогенераторів, які в даний час активно розробляються та впроваджуються в автомобільному транспорті, а також в стаціонарній енергетиці. Отримання ефективної потужності суднових дизелів неможливо без використання палива нафтового походження, природні запаси якого щорічно знижуються [1, 2]. Одночасно з цим посилюються вимоги, що висуваються до екологічних показників роботи енергетичних установок суден морського і річкового транспорту [3, 4]. Це обумовлює впровадження в суднову енергетику альтернативних видів палива, інтенсивні дослідження можливості застосування якого ведуться в даний час [5, 6].

Використання альтернативного палива на морських судах обмежується наступними причинами:

- автономністю плавання та неможливістю безперешкодного відновлення запасів палива (у тому числі альтернативного) [7, 8];

- високою потужністю суднової енергетичної установки та відповідно високими витратами палива [9, 10];

- необхідністю в узгодженні всіх робіт із удосконалення паливної системи з кваліфікаційними товариствами, що здійснюють технічний контроль над судном та енергетичною установкою [11, 12].

Також необхідно визначити, що використання тільки біопалива для забезпечення робочого циклу суднового дизеля неможливе (передусім через його низьку теплотворну здатність), проте паливні суміші, що складаються з дизельного палива (як основного компонента) і біопалива з концентрацією до 20 ... 25 % (як домішки) отримали впровадження в судновій енергетиці [13, 14].

З урахуванням викладеного, дослідження виконувались на спеціалізованому судні дедвейтом 10820 т, що здійснювало короткочасні (протягом 4 ... 6 днів) переходи між портами, в яких була передбачена можливість поповнення запасів альтернативного палива. Як таке використовувалось біопаливо B99.9 FAME, що складається з 99,9 % біодизельного палива та 0,1 % дизельного палива класу Ultra-Low Sulfur Diesel fuel (з наднизьким вмістом сірки $S=0,03\%$). Як «базове» використовувалось паливо DMB, що рекомендовано для середньообертових дизелів, які виконують функції

допоміжних двигунів. Вміст біопалива в паливній суміші змінювався в межах 5 ... 15 % від загального об'єму.

Дослідження виконувалися на суднових середньо-обертових дизелях 5DC-17A Tier II Daihatsu Diesel з наступними основними характеристиками:

діаметр циліндра – $d=0,17$ м;

хід поршня – $s=0,27$ м;

частота обертання – $n=1000$ хв⁻¹;

номінальна потужність – $N_{\text{еном}}=490$ кВт;

кількість циліндрів – $i_{\text{ц}}=5$, –

що у кількості трьох штук входили до складу суднової допоміжної енергетичної установки. Принципова схема паливної системи дизелів показана на рис. 1.

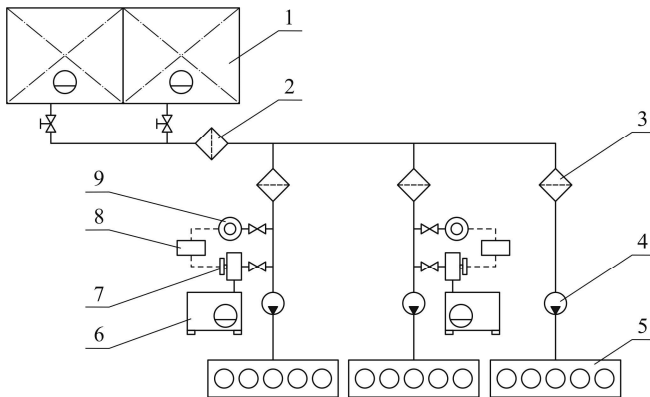


Рис. 1. Принципова схема паливної системи суднових дизелів 5DC-17A Tier II Daihatsu Diesel: 1 – витратна паливна цистерна; 2 – паливний фільтр грубого очищення; 3 – паливний фільтр тонкого очищення; 4 – паливний насос; 5 – дизель; 6 – цистерна біопалива; 7 – дозатор; 8 – мікроконтролер; 9 – витратомір

Паливна цистерна одного з дизелів не змінювалась та цей дизель експлуатувався на паливі ДМВ (з в'язкістю 8 сСт і вмістом сірки 0,08 %) та вважався «контрольним». До паливних систем двох інших дизелів додатково встановлювалось обладнання, що дозволяло використовувати в них біопаливо [15, 16].

З витратної цистерни 1 паливо ДМВ через фільтр грубого очищення 2 прямувало до паливних насосів 4 дизелів 5. Додатково очищення палива забезпечувалось за допомогою фільтра 3. Контур

подачі палива до першого дизеля не змінювався та дизель експлуатувався на паливі ДМВ. В'язкість палива дозволяє додавати в нього біопаливо (з в'язкістю 10 сСт). Вміст біопалива в паливній суміші змінювався в інтервалі 5 ... 20 %, паливна суміш подавалася до двох інших дизелів, в контур яких додатково встановлювалися цистерна біопалива 6, дозатор 7 і витратомір 9. Необхідна кількість біопалива в паливній суміші забезпечувалась за допомогою мікроконтролера 8, використання яких день від дня поширюється в суднових енергетичних установках [17, 18].

Метою дослідження є визначення впливу альтернативного палива на економічні та екологічні показники роботи суднового дизеля.

Критерієм економічності роботи дизеля була обрана питома ефективна витрата палива b_e [19]. Як екологічні показники роботи суднових дизелів приймалися концентрація оксидів азоту C_{NO_x} та об'ємний вміст оксиду вуглецю C_{CO_2} в випускних газах [20, 21].

Питома ефективна витрата палива b_e визначалась за допомогою суднових вимірювальних засобів – витратоміра, встановленого на магістралі підведення палива до паливного насоса високого тиску, а також таймера, та розраховувалась за залежністю

$$b_e = \frac{G_r}{N_{\text{ереж}}^{\text{д}}},$$

де G_r – годинна витрата палива, кг/год, що визначається за виразом

$$G_r = \frac{V_{\text{т}} \rho}{t},$$

$V_{\text{т}}$ – обсяг палива, що пройшло через витратомір, м³;

ρ – густина палива при відповідній температурі, кг/м³;

t – час, протягом якого проводився експеримент на відповідному режимі роботи дизеля, год;

$N_{\text{ереж}}^{\text{д}}$ – потужність дизеля, на різних режимах роботи, кВт, яка визначалась за допомогою електронного обладнання, розташованого в центральному посту управління машинного відділення [22, 23].

Під час проведення експериментів концентрація оксидів азоту NO_x , а також об'ємний вміст CO_2 в випускних газах контролювались за допомогою газоаналізатора Testo350XL (виробництва Німеччини), що дозволяє визначати концентрації наступних речовин: CO_2 , O_2 , N_2 , NO_x , CH_4 , HC , SO_2 , H_2S , а також температуру, вологість, швидкість і диференціальний тиск вимірюваного середовища [8, 20]. Основні характеристики газоаналізатора Testo350XL під час визначення необхідних параметрів наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Основні характеристики газоаналізатора Testo350XL

Параметр, що вимірюється	Діапазон вимірювання	Похибка вимірювання, %	Швидкодія, с
Температура	-40 ... 1200 °C	±0,5	2 ... 30
Вміст NO _x	0 ... 2000 млн ⁻¹ , 0 ... 3000 млн ⁻¹	±1,0	1 ... 30
Вміст CO ₂	0...50 об'ємних %	±1,0	1 ... 10

Для перерахунку виміряної за допомогою газоаналізатора Testo350XL концентрації NO_x, [ppm], (що визначалась в ppm або в млн⁻¹) в таку, що відповідно до вимог Annex VI MARPOL визначається в г/(кВт·год), за допомогою витратоміру вимірювалась витрата випускних газів, G_{вг}, кг/год, та далі виконувався розрахунок концентрації NO_x, кг/год:

$$NO_x[\text{кг/год}] = \frac{NO_x[\text{ppm}] \cdot G_{\text{вг}}}{\lim NO_x},$$

де $\lim NO_x$ – максимально можливе значення концентрації NO_x, що визначається за газоаналізатором Testo350XL (2000⁻¹ або 3000 млн⁻¹ в залежності від обраного діапазону вимірювань).

Після чого, з урахуванням значення ефективної потужності дизеля $N_{\text{ереж}}^{\text{д}}$, необхідна в розмірності кг/(кВт·год) концентрація NO_x визначалась як:

$$NO_x = \frac{NO_x[\text{кг/год}]}{N_{\text{ереж}}^{\text{д}}}.$$

Витрата випускних газів вимірювалась за допомогою витратоміра MT100S фірми «Siemens AG» (Німеччина). Витратоміри серії MT100 відносяться до багатоточкових (із кількістю вимірювальних зондів від 2 до 8) масових витратомірів повітря і газів, які працюють за принципом теплового розсіювання. Чутливість витратомірів MT100 становить 0,07 ... 0,2 м³/с, робоча температура – до 454° C, що забезпечує їх функціональність у всьому діапазоні експлуатаційних навантажень дизеля. Витратоміри MT100 та газоаналізатори Testo350XL відповідають вимогам Системи безперервного моніторингу викидів (Continuous Emission Monitoring System – CEMS)

Агентства з охорони навколишнього середовища (Environmental Protection Agency – EPA).

Аналіз випускних газів виконувався в газовипускній магістралі на відстані 10 м від місця виходу газів з газотурбонагнетача, що відповідало вимогам Технічного кодексу за NO_x .

Похибка у вимірюванні витрати газів, що визначався витратоміром MT100S, не перевищувала $\pm 0,5\%$; похибка у вимірі емісії NO_x у випускних газах, що виконувалась газоаналізатором Testo350XL становила $\pm 1,0\%$; похибка у визначенні питомої ефективної витрати палива не перевищувала $\pm 2,5\%$.

Під час проведення дослідження для забезпечення споживачів енергією експлуатувався «контрольний» дизель (що використовував паливо DMB) та один, або два інших (в яких використовувалась суміш палива DMB та біопалива). Дизелі, на яких виконувалися експериментальні дослідження, забезпечували потужністю постійні групи споживачів. При цьому (залежно від досліджуваних режимів) їх потужність становила 270 кВт, 320 кВт, 365 кВт, 415 кВт, що відповідало навантаженню $0,55N_{\text{ном}}$, $0,65N_{\text{ном}}$, $0,75N_{\text{ном}}$, $0,85N_{\text{ном}}$. Похибка в навантаженні під час переходу дизеля з одного сталого режиму до іншого не перевищувала $\pm 1,5\%$ [24].

Перед початком проведення експерименту всі дизелі мали порівняний моторесурс паливної апаратури, деталей циліндрової групи, підшипників руху, а також однаковий технічний стан. У випадку зміні кількості споживачів енергії та їх потужності необхідне навантаження перерозподілялося на дизелі, що не задіяні в експерименті, при цьому дизель, на якому проводилися дослідження, експлуатувався на постійному навантаженні. Крім того, під час проведення експерименту на дизелі підтримувалися постійні температурні режими в системах змащування та охолодження. Під час проведення експерименту дизель протягом 1,0 ... 1,5 годин працював на постійному навантаженні протягом яких виконувалось вимірювання основних параметрів і усереднення отриманих значень. Це забезпечувало коректність проведення досліджень і можливість зіставлення вимірів, виконаних на різних дизелях. У зв'язку з великим часом проведення експерименту інерційність вимірювання витрати газів (характерний недолік витратомірів теплових витратомірів, до класу яких відноситься витратомір MT100S) повністю нівелювалася і не впливала на результати. За таких умов також постійною можливо вважати концентрації CO_2 та NO_x в випускних газах.

Результати дослідження наведені в табл. 2 - 4.

Таблиця 2

Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год), для палива різного складу

Режим роботи дизеля	DMB	DMB+ 5 % біопалива	DMB+ 10 % біопалива	DMB+ 15 % біопалива	DMB+ 20 % біопалива
$0,55N_{\text{еном}}$	208	212	215	218	225
$0,65N_{\text{еном}}$	203	206	209	211	218
$0,75N_{\text{еном}}$	198	201	203	206	212
$0,85N_{\text{еном}}$	192	194	196	199	205

Таблиця 3

Концентрація оксидів азоту у випускних газах, г/(кВт·год), для палива різного складу

Режим роботи дизеля	DMB	DMB+ 5 % біопалива	DMB+ 10 % біопалива	DMB+ 15 % біопалива	DMB+ 20 % біопалива
$0,55N_{\text{еном}}$	7,42	7,09	6,52	6,03	6,67
$0,65N_{\text{еном}}$	7,83	7,35	6,78	6,18	6,84
$0,75N_{\text{еном}}$	8,17	7,67	6,54	6,28	6,93
$0,85N_{\text{еном}}$	8,35	7,82	6,36	6,32	7,08

Таблиця 4

Об'ємний вміст оксиду вуглецю в випускних газах, %, для палива різного складу

Режим роботи дизеля	DMB	DMB+ 5 % біопалива	DMB+ 10 % біопалива	DMB+ 15 % біопалива	DMB+ 20 % біопалива
$0,55N_{\text{еном}}$	6,28	6,02	5,68	5,31	4,82
$0,65N_{\text{еном}}$	6,42	6,11	5,73	5,41	4,87
$0,75N_{\text{еном}}$	6,72	6,32	5,88	5,58	5,02
$0,85N_{\text{еном}}$	6,85	6,44	5,95	5,63	5,11

За результатами експериментів побудовані діаграми, що відображають зміни питомої ефективної витрати палива (рис. 2, а), емісії NO_x (рис. 2, б) та об'ємної концентрації CO_2 в випускних газах (рис. 2, в) для різних умов експлуатації суднового дизеля 5DC-17A Tier II Daihatsu Diesel.

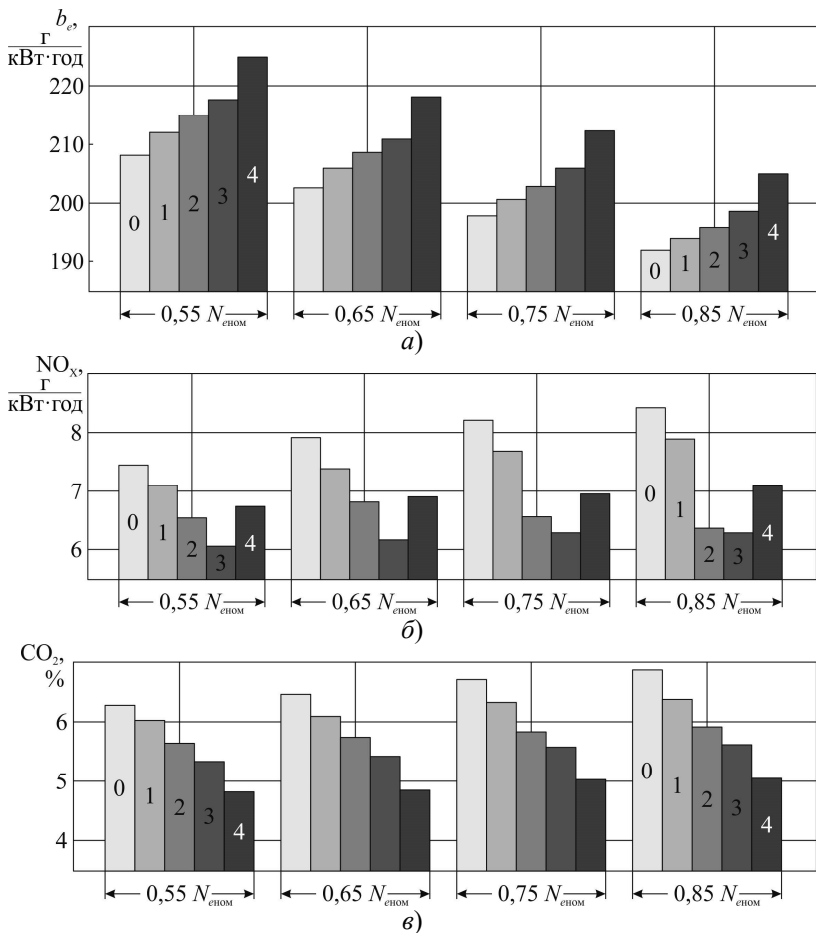


Рис. 2. Залежності показників роботи дизеля 5DC-17A від навантаження під час використання палива різного складу: 0 – DMB; 1 – DMB+5 % біопалива; 2 – DMB+10 % біопалива; 3 – DMB+15 % біопалива; 4 – DMB+20 % біопалива; а – питома витрата палива; б – емісія оксидів азоту; в – об'ємний вміст оксиду вуглецю в випускних газах

Концентрація оксидів азоту у випускних газах суднових дизелів регламентується вимогами Annex VI MARPOL. Згідно з цими вимогами концентрація NO_x у випускних газах для дизелів, що відносяться до рівню Tier II, не повинні перевищувати значення

$$C_{\text{NO}_x} \leq 44n^{-0,23}, \quad (1)$$

де n – частота обертання вала дизеля, хв^{-1} .

Для суднового дизеля 5DC-17A Tier II Daihatsu Diesel

$$C_{\text{NO}_x} \leq 44 \cdot 1000^{-0,23} = 8,98 \text{ г/(\кВт} \cdot \text{год)}.$$

Зазначимо, що на всіх досліджуваних режимах і за будь-яких умов проведення експерименту концентрація оксидів азоту у випускних газах не перевищувала значення, визначеного за виразом (1), таким чином експлуатація дизелів проводилася із забезпеченням вимог Annex VI MARPOL [4, 9].

Відносні зміни концентрації оксидів азоту ΔNO_x та об'ємного вмісту оксиду вуглецю ΔCO_2 в випускних газах, а також питомої ефективної витрати палива Δb_e розраховувались за виразами

$$\Delta\text{NO}_x = \frac{\text{NO}_x^{\text{DMB}} - \text{NO}_x^{\text{біо}}}{\text{NO}_x^{\text{DMB}}} \cdot 100\%, \quad \Delta\text{CO}_2 = \frac{\text{CO}_2^{\text{DMB}} - \text{CO}_2^{\text{біо}}}{\text{CO}_2^{\text{DMB}}} \cdot 100\%,$$

$$\Delta b_e = \frac{b_e^{\text{біо}} - b_e^{\text{DMB}}}{b_e^{\text{біо}}} \cdot 100\%,$$

де NO_x^{DMB} , $\text{NO}_x^{\text{біо}}$, b_e^{DMB} , $b_e^{\text{біо}}$ – концентрація оксиду азоту в випускних газах та питома ефективна витрата палива під час експлуатації дизеля на паливі DMB та біопаливі, $\text{г/(\кВт} \cdot \text{год)}$;

CO_2^{DMB} , $\text{CO}_2^{\text{біо}}$ – об'ємний вміст оксиду вуглецю в випускних газах під час експлуатації дизеля на паливі DMB та біопаливі, %.

Отримані значення узагальнені у табл. 5 - 7, а також відображені на діаграмах, наведених на рис. 3.

Таблиця 5

Відносне збільшення питомої ефективної витрати палива, %, для палива різного складу

Режим роботи дизеля	DMB+5 % біопалива	DMB+10 % біопалива	DMB+15 % біопалива	DMB+20 % біопалива
$0,55N_{\text{еном}}$	1,92	3,37	4,81	8,17
$0,65N_{\text{еном}}$	1,48	2,96	3,94	7,39
$0,75N_{\text{еном}}$	1,52	2,53	4,04	7,07
$0,85N_{\text{еном}}$	1,04	2,08	3,65	6,77

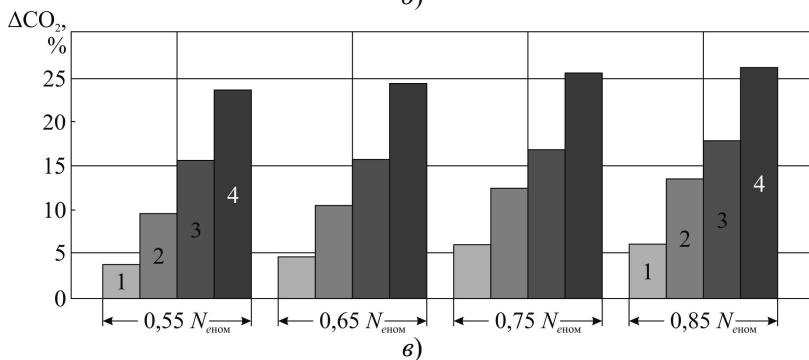
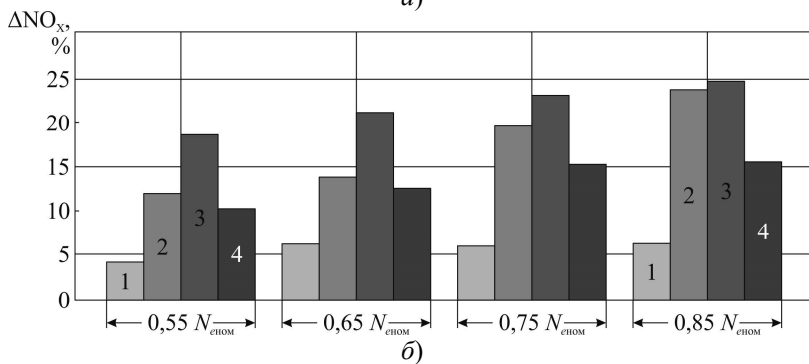
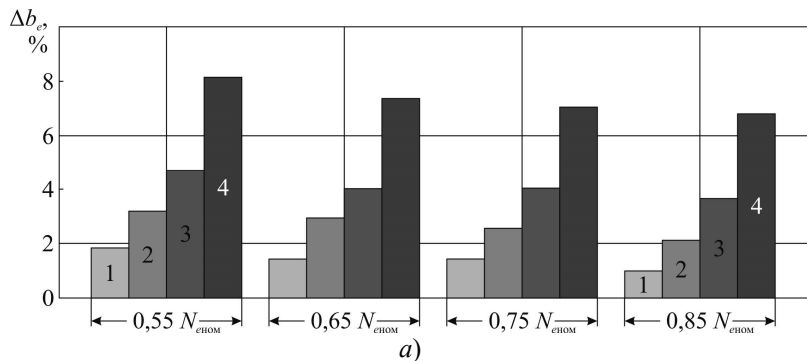


Рис. 3. Відносна зміна показників роботи дизеля 5DC-17A від навантаження під час використання палива різного складу: 1 – DMB+5 % біопалива; 2 – DMB+10 % біопалива; 3 – DMB+15 % біопалива; 4 – DMB+20 % біопалива; а – збільшення питомої витрати палива; б – зменшення емісії оксидів азоту; в – зменшення об'ємного вмісту оксиду вуглецю в випускних газах

Таблиця 6
Відносне зменшення концентрації оксидів азоту у випускних газах, %, для палива різного складу

Режим роботи дизеля	DMB+5 % біопалива	DMB+10 % біопалива	DMB+15 % біопалива	DMB+20 % біопалива
$0,55N_{еном}$	4,45	12,13	18,73	10,11
$0,65N_{еном}$	6,13	13,41	21,07	12,64
$0,75N_{еном}$	6,12	19,95	23,13	15,18
$0,85N_{еном}$	6,35	23,83	24,31	15,21

Таблиця 7
Відносне зменшення об'ємного вмісту оксиду вуглецю в випускних газах, %, для палива різного складу

Режим роботи дизеля	DMB+5 % біопалива	DMB+10 % біопалива	DMB+15 % біопалива	DMB+20 % біопалива
$0,55N_{еном}$	4,14	9,55	15,45	23,25
$0,65N_{еном}$	4,83	10,75	15,73	24,14
$0,75N_{еном}$	5,95	12,5	16,96	25,3
$0,85N_{еном}$	5,99	13,14	17,81	25,4

Проведені дослідження дозволяють зробити наступні висновки.

В деяких теплових двигунах суднових енергетичних установок (насамперед дизелях, що виконують функції допоміжних двигунів) можливо використання паливних сумішей, основу яких (80 ... 95 %) складає дизельне паливо, решту – біопаливо.

Випробуваннями, що виконувались на суднових середньообертових дизелях 5DC-17A Tier II Daihatsu Diesel в діапазоні їх експлуатаційних навантажень 55 ... 85 % з паливної сумішшю, яка включала 80 ... 95 % дизельного палива DMB та 5 ... 20 % біопалива B99.9 FAME, встановлено:

на всьому діапазоні навантажень та для всього вмісту біопалива в паливної суміші здійснюється збільшення питомої ефективної витрати палива; на експлуатаційних режимах, що відповідають 55 ... 65 % номінального навантаження та 5 ... 10 % вмісту біопалива в суміші це збільшення складає 1,92 ... 2,96 %, на режимах 75 ... 85 % навантаження та під час використання суміші з вмістом 15 ... 20 % біопалива збільшення витрати палива досягає 4,04 ... 6,67 %;

найбільш за всього економічність роботи дизеля погіршується під час його експлуатації на навантаженнях 55 ... 65 % з 15 ... 20 % вмістом біопалива в суміші, за таких умов підвищення питомої ефективної витрати палива досягає 7,39 ... 8,17 %;

під час експлуатації дизеля на діапазоні навантаженні 55 ... 85 % спостерігається зменшення емісії оксидів азоту, при цьому найбільший ефект (до 23,8 ... 24,3 %) відповідає 10 ... 15 % вмісту біопалива в суміші; з зростанням вмісту біопалива в складі суміші до 20 % зниження емісії оксидів азоту знаходиться в діапазоні 10,1 ... 15,2 %;

використання біопалива сприяє зменшенню об'ємної концентрації оксиду вуглецю у випускних газах; найбільша ефективність при цьому відповідає навантаженню 75 ... 85 % та використання паливної суміші, що містить 20 % біопалива, за таких умов зниження концентрації оксиду вуглецю досягає 25,4 %; додатково визначимо, що це сприяє підвищенню енергетичної ефективності морських суден [26].

Оптимальний склад паливної суміші, що містить біопаливо, доцільно визначати для кожного навантаження дизеля з урахуванням його екологічних (насамперед емісії оксидів азоту та об'ємної концентрації оксиду вуглецю у випускних газах), а також економічних показників роботи суднового дизеля.

ЛІТЕРАТУРА REFERENCES

1. Sagin S.V., Solodovnikov V.G. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines // *Modern Applied Science*. – 2015. – Vol. 9. – №. 5. – P. 269 - 278.
2. Zablotsky Yu. V., Sagin S.V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives // *Indian Journal of Science and Technology*. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353 - 362.
3. Zablotsky Yu.V., Sagin S.V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines // *Indian Journal of Science and Technology*. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 20. – P. 208 - 216.
4. Kuropyatnyk O.A. The use of bypass exhaust gases to ensure the environmental performance of marine diesel engines // *Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб.* – 2018. – Вип. 38. – С. 217 - 228.

5. Madey V. V. Usage of biodiesel in marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. – 2021. – № 7 - 8. – P. 18 - 21.

6. Марков В.А., Нагорнов С.А., Романцова С.В., Неворова В.В., Са Бовэнь. Метилловый эфир рапсового масла как дизельное топливо // Транспорт на альтернативном топливе. – 2017. – № 6(60). – С. 17 - 30.

7. Sagin S.V., Semenov O.V. Marine Slow-Speed Diesel Engine Diagnosis with View to Cylinder Oil Specification // American Journal of Applied Sciences. – 2016. – Vol. 13. – Iss. 5. – P. 618 - 627.

8. Заблоцкий Ю.В., Куропятник А.А. Повышение топливной экономичности и экологических параметров работы судовых дизелей при использовании присадок к топливу // Austria-science. – 2017. – № 2. – С. 83 - 88.

9. Sagin S.V., Kuropyatnik A.A. Application of the system of recirculation of exhaust gases for the reduction of the concentration of nitric oxides in the exhaust gases of the ship diesels // American Scientific Journal. – 2017. – № 15. – Iss. 2. – P. 67 - 71.

10. Солодовников В.Г. Ультразвуковая обработка топлива для снижения сернистой коррозии в судовых среднеоборотных дизелях // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник. – 2015. – Вып. 20. – С. 84 - 91.

11. Горб С.И. Оптимизация главного двигателя на режиме экономического хода судна // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 17 - 34.

12. Побережный Р.В., Сагін С.В. Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – Вип. 41. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 5 - 9.

13. Марков В.А., Десянин С.Н., Зыков С.А., Са Бовэнь. Вязкостные характеристики многокомпонентных смесевых биотоплив на основе растительных масел // Транспорт на альтернативном топливе. – 2016. – № 6. – С. 33 - 49.

14. Зверьков Д.О., Сагін С.В. Зниження механічних втрат у судових дизелях // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 20 - 25.

15. Мацкевич Д.В., Сагин С.В., Ханмамедов С.А. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб, 2010. – Вип. 25. – Одесса: ОНМА. – С.109 - 118.

16. Поповский А.Ю., Сагин С.В. Комплексная оценка эксплуатационных характеристик смазочных углеводородных жидкостей // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник. – 2014. – Вып. 20. – С. 74 - 83.

17. Горб С.И., Никольский В.В., Хнюнин С.Г., Шапо В.Ф. Методическое обеспечение технологий автоматизации на базе программируемых контроллеров // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник. – 2017. – Вып. 23. – С. 30 - 35.

18. Горб С.И., Никольский В.В., Хнюнин С.Г., Шапо В.Ф. Техническое обеспечение подготовки судовых инженеров по системам автоматизации с программируемыми контроллерами // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник. – 2016. – Вып. 22. – С. 39 - 46.

19. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels // Technology Audit and Production Reserves. – 2021. – № 5 (2 (61)). – P. 26 - 32.

20. Куропятник А.А., Сагин С.В. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник. – 2018. – Вып. 24. – С. 72 - 80.

21. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В., Перунов Р.В. Технология использования и результаты испытаний присадок к топливам для судовых дизелей // Проблемы техники: наук.-виробн. журнал. – 2012. – № 3. – Одесса: ОНМУ. – С. 84 - 103.

22. Поповский Ю.М., Сагин С.В., Ханмамедов С.А., Гребенюк М.Н., Терегеря В.В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения // Вестник машиностроения. – 1996. – № 6. – С. 7 - 11.

23. Сагин С.В., Куропятник А.А. Оптимизация режимов работы системы перепуска выпускных газов судовых среднеоборотных дизелей // Автоматизация судовых технических средств: науч. -техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 79 - 89.

24. Горб С.И. Повышение точности численного моделирования рабочих процессов дизелей // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2020. – Вып. 26. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 3 - 26.

25. Сагин С.В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури судових дизелів // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб.. – 2018. – Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 132 - 142.

26. Горб С.И. Мониторинг энергоэффективности судов // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2015. – Вып. 21. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 48 - 53.

Annotation – The influence of biodiesel fuel on the economic and ecological performance of the marine diesel engine is considered. The reasons limiting use of alternative fuels (including fuels based on biological origin) on vessels are indicated. The results are performed on a specialized vessel with a deadweight of 10,820 tons, which carried out short-term (within 4 ... 6 days) transitions between ports, were it was possible to replenish alternative fuel stocks. Studies performed on 5DC-17A Tier II Daihatsu Diesel marine diesels in the range of their operational loads 55 ... 85 %, from a fuel mixture consisting of 80 ... 95% of DMB diesel fuel and 5 ... 20% of B99.9 FAME biofuel, next conclusion have been done:

in all range of loads and for all content of biofuels in the fuel mixture there is an increase in the specific efficient fuel consumption; on the operating modes in range 55 ... 65% of nominal loading and 5 ... 10 % of the maintenance of biofuel in mix this increase makes 1.92 ... 2.96 %, on the modes 75 ... 85 % of loading and at use mixtures with a content of 15 ... 20 % biofuels increase in fuel consumption reaches 4.04 ... 6.67 %; most of all, the efficiency of the diesel engine detected during its operation at loads of 55 ... 65 % and 15 ... 20 % of the biofuel content in the mixture, in this conditions, the increase in specific fuel efficiency reaches 7.39 ... 8.17 %;

during the operation of the diesel engine in the load range of 55 ... 85 %, the emission of nitrogen oxides is observed, with best efficacies (up to 23.8 ... 24.3 %) corresponding to 10 ... 15 % of the biofuel content in mixtures; with an increase in the content of biofuels in the mixture up to 20 % reduction in emissions of nitrogen oxides is in the range of 10.1 ... 15.2 %;

the use of biofuels helps to reduce the volume concentration of carbon monoxide in the exhaust gases; the greatest efficiency is corresponding at load 75 ... 85 % and use of the fuel mix containing 20 % of biofuel, under such conditions decrease in concentration of carbon monoxide reaches 25.4%; which further enhances the energy efficiency of ships.

The optimal composition of the fuel mixture containing biofuel has been proposed, taking into account its environmental (before the emission of nitrogen oxides and the volume concentration of carbon monoxide in the exhaust gases), as well as economic performance of marine diesel.

Сагин Сергей Викторович¹, Столярик Тимур Александрович²
НУ «Одесская морская академия», Одесса, Украина
saginsergii@gmail.com¹, tymir@gmail.com²

Динамика судовых дизелей при использовании моторных масел с различными структурными характеристиками

Sagin Sergii¹, Stoliaryk Tymur²
NU "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine
saginsergii@gmail.com¹, tymir@gmail.com²

Dynamics of marine diesel engines using lube oils with different structural characteristics

Аннотация – Рассмотрено влияние структурных характеристик моторного масла на динамику судового дизеля. Указано, что граничные смазочные слои моторного масла, разделяющие контактные поверхности судовых дизелей, приобретают свойства жидких кристаллов. За основные структурные характеристики таких слоев приняты степень упорядоченности молекул и толщина. Экспериментально подтверждено, что при их увеличении в случае изменения нагрузки снижается заброс частоты вращения дизеля и время его выхода на установившийся режим работы.

Abstract – The influence of the structural characteristics of engine oil on the dynamics of a marine diesel engine is considered. It is indicated that the boundary lubricating layers of engine oil separating the contact surfaces of marine diesel engines acquire the properties of liquid crystals. The degree of molecular ordering and thickness are taken as the main structural characteristics of such layers. It has been experimentally confirmed that with their increase in cases of load change, the overshoot of the diesel engine speed and the time of its reaching the steady-state operating mode are reduced.

DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119

Дизели являются самыми распространенными тепловыми двигателями, использующимися на морском и речном транспорте, и обеспечивают как движение судна, так и работу судового вспомогательного оборудования [1, 2]. Одной из систем, которые поддерживают функционирование судового дизеля, является масляная система. В ее задачи входит создание и поддержание тонкого смазочного слоя, разделяющего поверхности трения и предотвращающего их непосредственные контакты. Смазочные слои, находящиеся в микронной близости от металлической поверхности, приобретают свойства жидких кристаллов. Такие слои имеют ярко выраженную границу, в пределах которой возникает ориентационная упорядоченность молекул, способствующая возникновению дополнительного расклинивающего давления между контактными поверхностями. В качестве параметров, качественно и количественно характеризующих структуру граничных смазочных слоев, принимают степень ориентационной упорядоченности молекул граничного слоя S и толщину слоя d_S [3, 4].

Судовые дизели работают на самых разнообразных режимах – от холостого хода до максимально допустимой нагрузки, а также на режимах временной перегрузки. При этом самыми ответственными с точки зрения динамической и тепловой нагрузки являются режимы пуска и изменения отбора мощности [5]. В этих условиях скачкообразно изменяются силы, действующие на кривошипно-шатунный механизм, что приводит к увеличению контактных взаимодействий в парах трения вал – вкладыш и поршневые кольца – втулка цилиндра [6]. Кроме того, при этом изменяются динамические характеристики работы дизеля, в частности заброс частоты вращения и время выхода на новый установившийся режим [7].

Задачей исследования являлось определение влияния структурных характеристик моторных масел, применяемых в системах смазывания судовых двигателей внутреннего сгорания, на динамику работ дизеля.

Определение структурных характеристик граничных смазочных слоев возможно с помощью оптических методов (например, двойного лучепреломления, дихроизма поглощения примесных молекул, эллипсометрии). Одним из основных методов получения информации об особенностях ориентационной упорядоченности органических жидкостей в тонких слоях является анализ зависимости формы их спектров поглощения от толщины [8]. Отличие от нуля ориентационного параметра порядка S в диапазоне толщины граничного смазочного слоя d_S приводит к анизотропии оптических

характеристик, в частности коэффициента преломления света, проходящего через изотропную (объемную) фазу и граничный смазочный слой. Это дает возможность экспериментально получить зависимость интенсивности света от толщины смазочного слоя и далее аналитически определить значения параметра порядка S и толщины граничного смазочного слоя d_s [9]. Схема оптической установки, позволяющей определить характеристики граничного слоя, показана на рис. 1.

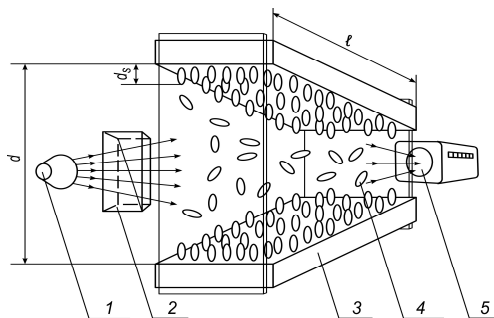


Рис. 1. Схема установки для исследования структурных характеристик моторных масел: 1 – источник света; 2 – поляризатор; 3 – боковые поверхности световода; 4 – моторное масло; 5 – фотоэлектрическое устройство

Источник 1 обеспечивал подачу пучка монохроматического света через поляризатор 2 и световод 3 (заполненный исследуемым моторным маслом 4) к фотоэлектрическому устройству 5, с помощью которого фиксировалась интенсивность света. Боковые поверхности световода выполнялись из стали ШХ-15 и отполировывались по высокому классу точности. Ширина световода d изменялась в пределах 8 ... 30 мкм с помощью микрометрического устройства и контролировалась с помощью микроскопа. Боковые поверхности световода закрывались плоскими стеклянными пластинами, что устраняло менисковые эффекты в оптической системе. Перед экспериментом эти пластины последовательно промывались в горячей хромовой кислоте, дистиллированной воде и высушивались. Металлические поверхности световода для исключения искажения получаемой информации предварительно очищались парами эфира и пылью активированного угля [3, 4].

Исследования проводились для судовых моторных масел Shell Rimula X15 и Castrol TPL 123, которые использовались в системе циркуляционного смазывания судового дизеля CatC18. Оба сорта моторных масел рекомендуются фирмой Caterpillar для эксплуатации дизелей CatC18. Основные характеристики моторных масел приведены в табл. 1.

Таблица 1
Основные характеристики моторных масел, используемых при проведении эксперимента

Параметр, размерность	Характеристика масла	
	Shell Rimula X15	Castrol TPL 123
Класс SAE	30	30
Плотность при 15 °C, кг/м ³	916	920
Кинематическая вязкость при 40 °C, сСт	119	116
Кинематическая вязкость при 100 °C, сСт	11,5 ... 12,5	11,0 ... 12,0
Температура вспышки, °C	214	210
Температура застывания, °C	-14	-12
Щелочное число, мгКОН/г	13,0 ... 15,0	11,5 ... 13,0

В результате оптических исследований для каждого сорта моторного масла были определены структурные характеристики – параметр порядка S и толщина граничного смазочного слоя d_s (табл. 2).

Таблица 2
Структурные характеристики моторных масел

Марка масла	Параметр порядка, S	Толщина слоя, d_s , мкм
Shell Rimula X15	0,56 ... 0,58	14,3 ... 14,7
Castrol TPL 123	0,63 ... 0,64	16,4 ... 16,6

Результаты, приведенные в табл. 2, свидетельствуют о том, что моторное масло Castrol TPL 123 характеризуется большей упорядоченностью молекул в граничном смазочном слое и толщиной граничного слоя по сравнению с моторным маслом Shell Rimula X15.

Параллельно с оптическими исследованиями по определению характеристик граничных смазочных слоев, проводились эксперименты на судовых дизелях CatC18, эксплуатация которых выполнялась с использованием моторных масел Shell Rimula X15 и Castrol TPL 123.

В состав судовой энергетической установки входило два названных дизеля, каждый из которых был оборудован автономной смазочной системой, что позволяло использовать в них различные моторные масла (для одного – Shell Rimula X15, для второго – Castrol TPL 123). Дизели перед началом эксперимента имели соразмерный период эксплуатации, одинаковый техническое состояние основных контактных узлов (коленчатого вала, вкладышей подшипников, топливной аппаратуры), эксплуатировались на одинаковых нагрузках (с несогласованностью не более $\pm 2,5\%$) и одинаковом сорте топлива. В системе охлаждения дизелей поддерживались одинаковые температурные режимы. Это позволяло сделать вывод об их идентичности друг другу как перед началом эксперимента, так и во время его проведения.

В качестве характеристик, по которым оценивалась динамика работы дизелей при использовании моторных масел с различными структурными характеристиками (степенью упорядоченности молекул и толщиной граничного слоя), принимались заброс частоты вращения и время выхода дизеля на новый установившийся режим работы при изменении нагрузки. Измерения частоты вращения ω выполнялось с помощью электронного тахометра (установленного на блоке управления дизелем), который дополнительно соединялся с портативным осциллографом. Измерения выполнялись для пускового режима (как наиболее динамично нагруженного) и для различных режимов изменения нагрузки [10]. Зависимости $\omega=f(\tau)$, где τ – время работы дизеля, с, для пускового режима дизелей CatC18 приведено на рис. 2.

Результаты, приведенные на рис. 2, свидетельствуют о том, что увеличение структурной упорядоченности граничного смазочного слоя способствует уменьшению заброса частоты вращения $\Delta\omega$ при пуске дизеля и снижению времени τ выхода дизеля на установившийся режим работы.

Аналогичные исследования выполнялись при изменении нагрузки на дизеля [11, 12]. Технология проведения эксперимента состояла в следующем. Дизель работал на установившемся режиме, соответствующем 50 % нагрузки. За счет перепоключения групп потребителей выполнялось ступенчатое увеличение нагрузки на

дизель и контроль необходимых показателей. На новом режиме дизель эксплуатировался в течении 20 ... 30 мин, после чего выполнялось ступенчатое снижение нагрузки с аналогичным контролем показателей его работы. Далее цикл исследований повторялся для другого изменения нагрузки. Значения заброса частоты вращения $\Delta\omega$ и времени выхода на установившийся режим τ при разных условиях проведения эксперимента приведены в табл. 3.

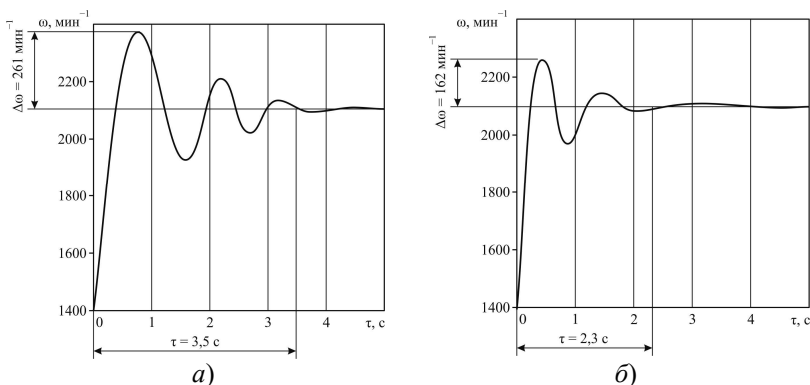


Рис. 2. Изменение частоты вращения судового дизеля CatC18 при пусковом режиме: а – использование моторного масла Shell Rimula X15; б – использование моторного масла Castrol TPL 123

Таблица 3

Результаты эксперимента

Марка моторного масла	Заброс частоты вращения, $\Delta\omega$, мин^{-1}				Время выхода на установившийся режим, τ , с			
	увеличение нагрузки на 20 %	уменьшение нагрузки на 20 %	увеличение нагрузки на 30 %	уменьшение нагрузки на 30 %	увеличение нагрузки на 20 %	уменьшение нагрузки на 20 %	увеличение нагрузки на 30 %	уменьшение нагрузки на 30 %
Shell Rimula X15	147	142	164	162	2,6	2,7	2,8	2,8
Castrol TPL 123	128	127	136	132	1,8	1,7	1,9	1,8

Номограммы, отображающие изменение динамических характеристик дизеля CatC18 при его эксплуатации на различных моторных маслах, приведены на рис. 3.

Все эксперименты, проведенные в судовых условиях, были согласованы с техническим департаментом судоходной компанией [13], выполнялись квалифицированными судовыми механикам [14], не снижали надежность работы судовой энергетической установки [15] и не влияли на безопасность морского судоходства [16].

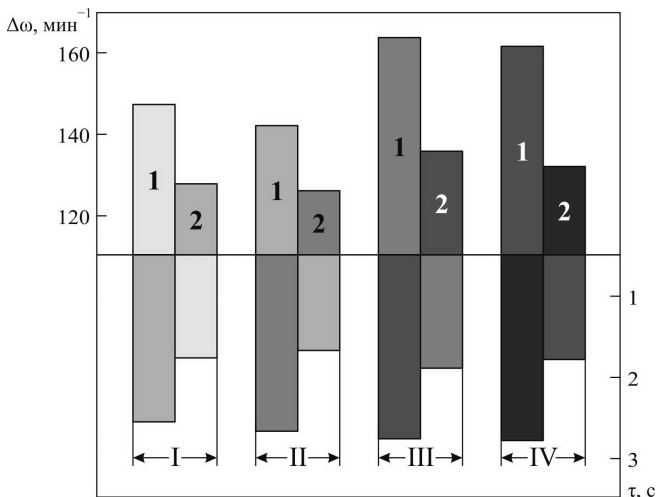


Рис. 3. Заброс частоты вращения, $\Delta\omega$, об/мин, и время выхода на установившийся режим, τ , с, судового дизеля CatC18: 1 – использование моторного масла Shell Rimula X15; 2 – использование моторного масла Castrol TPL 123; I – увеличение нагрузки на 20 %; II – уменьшение нагрузки на 20 %; III – увеличение нагрузки на 30 %; IV – уменьшение нагрузки на 30 %

Проведенные исследования позволяют сделать следующие *выводы*.

Микронные слои судовых моторных масел приобретают свойства жидких кристаллов и характеризуются упорядоченной структурой молекул. Качественным показателем этой структуры является степень упорядоченности молекул, количественным – толщина упорядоченного (граничного) смазочного слоя.

Определение структурных характеристик судовых моторных масел (степени упорядоченности молекул граничного слоя и его толщины) возможно с помощью оптического метода дихроизма поглощения.

Для моторных масел Shell Rimula X15 и Castrol TPL 123 (использующихся в масляной системе судового дизеля CatC18 фирмы Caterpillar) толщина упорядоченного (граничного) смазочного слоя составляет 14,3 ... 14,7 мкм и 16,4 ... 16,6 мкм соответственно. Степень упорядоченности молекул в граничном слое для моторного масла Shell Rimula X15 находится в диапазоне 0,56 ... 0,58, для моторного масла Castrol TPL 123 – в диапазоне 0,63 ... 0,64.

Моторное масло Castrol TPL 123, имеющее большую структурную упорядоченность молекул в граничном слое по сравнению с маслом Shell Rimula X15, обеспечивает протекание переходных процессов судового дизеля CatC18 с меньшим забросом частоты вращения и меньшим временем выхода на новый установившийся режим работы. Это обусловлено тем, что с увеличением структурных характеристик граничных слоев моторных масел возрастают их упруго демпфирующие свойства и повышается динамическая устойчивость коленчатого вала дизеля.

Предложенная технология определения структурных характеристик моторных масел может быть использована для любых типов и сортов масла (минеральных либо синтетических, высокой и низкой вязкости, используемых как в системах циркуляционного, так и цилиндрического смазывания).

Предложенный метод оценки динамических характеристик судовых дизелей (по забросу частоты вращения и времени выхода на установившийся режим работы в случае изменения нагрузки) может использоваться для любых типов двигателей внутреннего сгорания (мало-, средне- и высокооборотных; а также выполняющих функции как главных, так и вспомогательных двигателей).

ЛИТЕРАТУРА REFERENCE

1. Горб С.И. Оптимизация главного двигателя на режиме экономического хода судна // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 17 – 34.
2. Kuropyatnyk O. A. The use of bypass exhaust gases to ensure the environmental performance of marine diesel engines // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – С. 217 – 228.
3. Поповский А.Ю., Сагин С.В. Комплексная оценка эксплуатационных характеристик смазочных углеводородных

жидкостей // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2014. – Вып. 20. – С. 74 – 83.

4. Поповский А.Ю., Сагин С.В. Оценка эксплуатационных свойств смазочно-охлаждающих жидкостей судовых технических средств // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2016. – Вып. 22. – С. 66 – 74.

5. Сагин С.В. Реология моторных масел при режимах пуска и реверса судовых малооборотных дизелей // Universum: Технические науки. – 2018. – Вып. 3(48). – С. 67 – 71.

6. Zablotsky Yu. V., Sagin S.V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353 – 362.

7. Мацкевич Д.В., Сагин С.В., Ханмамедов С.А. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб, 2010. – Вып. 25. – Одесса: ОНМА. – С.109 – 118.

8. Сагин С.В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей // Вісник Одеськ. нац. морсу. ун-ту: зб. наук. праць. – 2019. – Вип. 1(58). – С. 89 – 100.

9. Заблочкий Ю.В. Исследование влияния органических покрытий на работу элементов топливной аппаратуры высокого давления судовых дизелей// Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 35. – Одесса: НУ ОМА. – С. 83 – 92.

10. Горб С.И. Повышение точности численного моделирования рабочих процессов дизелей // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2020. – Вып. 26. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 3 – 26.

11. Зверьков Д.О., Сагин С.В. Зниження механічних втрат у судових дизелях // Судові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 20 – 25.

12. Заблочкий Ю.В., Куропятник А.А. Повышение топливной экономичности и экологических параметров работы судовых дизелей при использовании присадок к топливу // Austria-science. – 2017. – № 2. – С. 83 – 88.

13. Горб С.И., Горб А.С. Программное обеспечение для управления активами на судах // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2018. – Вып. 24. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 34 – 48.

14. Горб С.И., Каменева А.В. Модель базы данных для модуля идентификации пользователей в системе технического менеджменты судов // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2016. – Вып. 22. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 33 – 38.

15. Куропятник А.А., Сагин С.В. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник. – 2018. – Вып. 24. – С. 72 – 80.

16. Сагін С.В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури судових дизелів // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 132 – 142.

Анотація – Розглянутий вплив структурних характеристик моторного мастила на динаміку судового дизеля. Зазначено, що мікронні шари судових моторних мастил, що поділяють контактні поверхні судових дизелів, набувають властивості рідких кристалів і характеризуються впорядкованою структурою молекул. Якісним показником цієї структури є ступінь впорядкованості молекул, кількісним – товщина впорядкованого (граничного) мастильного шару. Запропоновано визначення структурних характеристик судових моторних мастил (ступеня впорядкованості молекул граничного шару та його товщини) виконувати за допомогою оптичного методу діхроїзму поглинання. Наведено схему експериментальної установки, що дозволяє виконувати подібні дослідження. Експериментально встановлено, що для моторних мастил Shell Rimula X15 і Castrol TPL 123 (які використовуються в системі мащення судового дизеля CatC18 фірми Caterpillar) товщина впорядкованого (граничного) мастильного шару становить 14,3 ...14,7 мкм та 16,4...16,6 мкм відповідно. Ступінь впорядкованості молекул в граничному шарі для моторного мастила Shell Rimula X15 знаходиться в діапазоні 0,56 ... 0,58, для моторного мастила Castrol TPL 123 – в діапазоні 0,63 ... 0,64. Наведені результати досліджень динаміки судового дизеля CatC18 фірми Caterpillar, що виконані на режимі пуску, а також під час різного збільшення та зниження навантаження. Як показники, за якими виконувалася оцінка динаміки роботи дизеля, приймалися закид частоти обертання та час виходу на новий сталий режим. В результаті експериментів підтверджено, що моторне мастило Castrol TPL 123, що має більшу структурну впорядкованість молекул в граничному шарі в порівнянні з мастилом Shell Rimula X15, забезпечує перебіг перехідних процесів судового дизеля CatC18 фірми

Caterpillar з меншим закидом частоти обертання і меншим часом виходу на новий сталий режим роботи. Запропонована технологія визначення структурних характеристик моторних мастил може бути використана для будь-яких типів і сортів мастила (мінерального або синтетичного, високої і низької в'язкості, таких, що використовують в системах циркуляційного, або циліндрового мащення). Запропонований метод оцінки динамічних характеристик суднових дизелів (по закиду частоти обертання та часу виходу на сталий режим роботи у разі зміни навантаження) може використовуватися для будь-яких типів двигунів внутрішнього згоряння (мало-, середньо- і високообертових; а також таких, що виконують функції головних або допоміжних двигунів).

Annotation – The influence of the structural characteristics of engine lube oil on the dynamics of a marine diesel engine is considered. It is indicated that micron layers of marine engine lube oils separating the contact surfaces of marine diesel engines acquire the properties of liquid crystals and are characterized by an ordered molecular structure. The qualitative indicator of this structure is the degree of ordering of the molecules, and the quantitative indicator is the thickness of the ordered (boundary) lubricating layer. It is proposed to determine the structural characteristics of marine engine lube oils (the degree of ordering of the molecules of the boundary layer and its thickness) using the optical method of absorption dichroism. A diagram of an experimental setup is presented that allows such studies to be carried out. It has been experimentally established that for Shell Rimula X15 and Castrol TPL 123 engine lube oils (used in the oil system of the Caterpillar CatC18 marine diesel engine), the thickness of the ordered (boundary) lubricating layer is 14.3 ... 14.7 microns and 16.4 ... 16.6 microns, respectively. The degree of ordering of molecules in the boundary layer for Shell Rimula X15 engine lube oil is in the range of 0.56 ... 0.58, for Castrol TPL 123 engine lube oil – in the range of 0.63 ... 0.64. The results of studies of the dynamics of the CatC18 marine diesel engine by Caterpillar, carried out in the starting mode, as well as at various increases and decreases in load, are presented. As indicators, which were used to assess the dynamics of the diesel engine, the overshoot of the rotational speed and the time to reach a new steady state mode were taken. Experiments have confirmed that Castrol TPL 123 engine lube oil, which has a higher molecular structure in the boundary layer compared to Shell Rimula X15 lube oil, ensures the transient processes of the Caterpillar CatC18 marine diesel engine with less overspeed and less time to reach a new state work. The proposed

technology for determining the structural characteristics of engine lube oils can be used for any type and grade of oil (mineral or synthetic, high and low viscosity, used both in circulating and cylinder lubrication systems). The proposed method for assessing the dynamic characteristics of marine diesel engines (by overshoot of the speed and the time to reach a steady state of operation in the event of a change in load) can be used for any types of internal combustion engines (low-, medium- and high-speed; as well as performing the functions of both main and auxiliary engines).

РЕФЕРАТИ

УДК 621.431.74

Горб С.И., Будуров Н.И. Оптимизация автоматического регулирования частоты вращения судового дизеля // Автоматизация суднових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 3 – 21. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-03-21

Табл. 4. Ил. 7. Список лит.: 16 назв.

Обоснована модель для оптимизации настройки электронного регулятора частоты вращения AutoChief 600 при его использовании в составе главного судового дизеля HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2, для которого характерны динамические режимы, связанные с волнением моря. Показано, что в факторном пространстве возмущений на дизель при волнении моря возможно появление локальных экстремумов критерия оптимальности при изменении настроечных параметров регулятора, что может потребовать применение специализированных методов поиска экстремума. Однако и простым перебором значений настроечных параметров регулятора можно добиться повышения стабильности частоты вращения дизеля.

Ключевые слова: главный дизель; регулятор частоты вращения; система автоматического регулирования частоты вращения; математическое моделирование; критерий оптимальности; факторное пространство; локальный экстремум.

Табл. 4. Ил. 7. Список літ.: 16 назв.

Обґрунтована модель для оптимізації налаштування електронного регулятора частоти обертання AutoChief 600 під час його використання у складі головного суднового дизеля HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2, для якого характерні динамічні режими, пов'язані з хвилюванням моря. Показано, що в факторному просторі збурень на дизель при хвилюванні моря можлива поява локальних екстремумів критерію оптимальності при зміні параметрів налаштування регулятора, що може зумовити необхідність застосування спеціалізованих методів пошуку екстремуму. Однак і простим перебором значень параметрів налаштування регулятора можна досягнути істотного підвищення стабільності частоти обертання дизеля.

Ключові слова: головний дизель; регулятор частоти обертання; система автоматичного регулювання частоти обертання; математичне моделювання; критерій оптимальності; факторний простір; локальний екстремум.

Tabl. 4. Fig. 7. Refer.: 16.

The application of a model for optimization of tuning of the electronic speed governor AutoChief 600 has been substantiated when it is used as part of a main marine diesel engine HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2, which is characterized by dynamic modes associated with heavy seas. The study was carried

out on the diesel engine. The study shows that changing the tuning parameters of the governor may lead to local extrema of the optimality criterion in the factor space of disturbances on the diesel engine in heavy seas. It may require the use of specialized methods for searching for an extremum. However, it is possible to achieve increase in the stability of the diesel engine rotational speed by carrying out a simple enumeration of the values of the tuning parameters of the governor.

Key words: main diesel engine; speed governor; automatic speed control system; mathematical modeling; criterion of optimality; factor space; local extremum.

УДК 629.12

Зайцев В.В., Зайцев Вал. В., Зайцев Д.В., Лукашова В.В. Прогнозирование динамики и мореходных качеств амфибийных судов на воздушной подушке // Автоматизация судовых технических средств: наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 22 – 32. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-22-32

Ил. 8. Список лит.: 7 назв.

В работе описана методика создания симуляций амфибийных судов на воздушной подушке для различных режимов их эксплуатации. Рассмотрены различные типы симуляций таких судов и пути их воплощения в функционирующее программное обеспечение. Описаны основные математические модели, которые участвуют в реализации таких симуляций, и показана их структура для различных амфибийных судов на воздушной подушке. Представленный в статье комплекс математических моделей, воплощенный в программу, позволяет углубленно анализировать динамику и мореходные качества амфибийных судов на воздушной подушке до завершения их проектирования, и до начала постройки. Утверждается, что наиболее сложными, но единственно подходящими для реальных практических задач анализа динамики СВПА является симуляция этого судна с шестью степенями свободы.

Ключевые слова: амфибийное судно на воздушной подушке, мореходные качества, математическая модель, воздушная подушка, гибкое ограждение, подъемный комплекс, программное обеспечение.

Ил. 8. Список літ.: 7 назв.

У роботі описано методику створення симуляцій амфібійних суден на повітряній подушці для різних режимів їх експлуатації. Розглянуто різні типи симуляцій таких суден та шляхи їх втілення у програмне забезпечення. Описано основні математичні моделі, що беруть участь у реалізації таких симуляцій та показано їхню структуру для різних амфібійних суден на повітряній подушці. Описаний комплекс математичних моделей, втілений у програму, дозволяє поглиблено аналізувати динаміку та експлуатаційні характеристики амфібійних суден на повітряній подушці до завершення їх

проектування та початку будівництва. Стверджується, що найбільш складними, але єдиними для реальних практичних завдань аналізу динаміки СППА є симуляція цього судна з 6-ма ступенями свободи.

Ключові слова: амфібійне судно на повітряній подушці, морехідні якості, математична модель, повітряна подушка, гнучке огороження, підймальний комплекс, програмне забезпечення.

Fig. 8. Refer.: 7.

The presented work describes a methodology for creating simulations of hovercraft for various modes of their operation. Various types of simulations of such ships and the ways of their implementation into functioning software are considered. The main mathematical models that are involved in the implementation of such simulations are described and their structure is shown for various hovercraft. The described complex of mathematical models, embodied in the program, allows an in-depth analysis of the dynamics and operational characteristics of hovercraft before the completion of their design and before the start of construction. It is argued that the most difficult, but suitable for real practical problems of analyzing the dynamics of hovercraft is the simulation of this ship with 6 degrees of freedom.

Keywords: hovercraft, seaworthiness, mathematical model, air cushion, flexible skirt, lifting complex, software

УДК: 656.085: 621.436.12(13): 621.43.052

Калугін В.М., Мунтян О.М. Визначення причин, попередження і усунення нестійких режимів газотурбокомпресорів суднових дизелів // Автоматизація суднових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 33 – 51. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-33-51

Табл. 4. Ил. 6. Список лит.: 5 назв.

Грунтуючись на результатах приймально-здавальних випробувань ГД та судна, а також накопичених даних роботи ГД у різних умовах плавання, було виконано аналіз причин виникнення помпажу компресора ГТК. Встановлено, що його причиною є малі значення коефіцієнта запасу стійкості компресора ГТК по помпажу, що не дозволяє забезпечити ефективну роботу ГТК на основних режимах навантаження ГД.

Ключові слова: газотурбокомпресор, головний двигун, дизель, повітряно-газовий тракт, помпаж.

Табл. 4. Ил. 6. Список лит.: 5 назв.

Основываясь на результатах приёмо-сдаточных испытаний ГД и судна, а также накопленном опыте работы ГД в различных условиях плавания, был выполнен анализ причин возникновения помпажа ГТК. Установлено, что его причиной являются малые значения коэффициента запаса устойчивости

компрессора ГТК по помпажу, не позволяющие обеспечить эффективную работу ГТК на основных режимах нагрузки ГД.

Ключевые слова: воздушно-газовый тракт, газотурбокомпрессор, главный двигатель, дизель, помпаж.

Tabl. 4. Fig. 6. Refer.: 5.

Based on results the ME shop test and trial test of the vessel and also the saved-up data of work of ME in various conditions of swimming, the analysis of the causes of a surge of the TC was made. It is established that small values of safety factor of stability of the compressor of TC on a surging, which are not allowing to ensure effective functioning of TC on the main modes of loading of ME are its reason.

Keywords: Air-Gas Path, Turbocharger, Main Engine, Diezel Engine, Surging.

УДК 621.234

Карьянский С.А., Марьянов Д.Н. Регулирование плотности бурильной суспензии при ее транспортировке судами класса Platform Supply Vessels // Автоматизація суднових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 52 – 62. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-52-62

Табл. 1. Ил. 4. Список лит.: 17 назв.

Рассмотрены вопросы поддержания плотности бурильной суспензии при ее транспортировке с берега на буровую нефтедобывающую платформу судами класса Platform Supply Vessels. Исследования выполнялись на судне дедвейтом 5650 тонн, которое совершало 2 ... 2,5 дневные переходы от порта до буровой платформы с возможным ожиданием непосредственного подхода к платформе в течении 1 ... 1,5 дней. Транспортировка бурильной суспензии осуществлялась в четырех равно размерных танках, попарно расположенных с каждого борта судна. Установлено, что за этот промежуток времени происходит латентное расслоение бурильной суспензии по глубине грузового танка, вызывающее стратификацию ее плотности.

Ключевые слова: судно класса Platform Supply Vessels, бурильная суспензия, плотность бурильной суспензии, стратификация плотности, регулирование плотности, принудительная циркуляция, программируемые контроллеры.

Табл. 1. Ил. 4. Список лит.: 17 назв.

Розглянуто питання підтримки густини бурильної суспензії під час її транспортування з берега на бурову нафтовидобувну платформу суднами класу Platform Supply Vessels. Дослідження виконувалися на судні дедвейтом 5650 тонн, яке здійснювало 2 ... 2,5 денні переходи від порту до бурової платформи з можливим очікуванням безпосереднього підходу до платформи протягом 1 ... 1,5 днів. Транспортування бурильної суспензії здійснювалася в

чотирьох одно розмірних танках, попарно розташованих з кожного борту судна. Встановлено, що за цей проміжок часу відбувається латентне розшарування бурильної суспензії по глибині вантажного танка, що викликає стратифікацію її густини.

Ключові слова: судно класу Platform Supply Vessels, бурильна суспензія, густина бурильної суспензії, стратифікація густини, регулювання густини, примусова циркуляція, програмовані контролери.

Tabl. 1. Fig. 4. Refer.: 17.

The issues of maintaining the drilling fluid density during its transportation from shore to the oil drilling platform by the Platform Supply Vessels were considered. The research was carried out on the vessel of 5650 deadweight tons, which made 2 ... 2,5 day voyages from port to drilling platform with possible waiting for direct approach to the platform for 1 ... 1,5 days. The drilling fluid was transported in four tanks of equal-size, arranged in pairs on each side of the vessel. It was found that during this period of time there is a latent stratification of drilling fluid along the depth of cargo tank, causing stratification of its density.

Key words: Platform Supply Vessels, drilling fluid, drilling fluid density, density stratification, density regulation, forced circulation, programmable controllers.

УДК 621.433.2

Лісовал А.А. Використання модельного газу в дослідженнях газового двигуна електростанції // Автоматизація суднових технічних засобів: наук. - техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 63 – 72. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-63-72

Табл. 3. Іл. 1. Список літ.: 10 назв.

Проаналізовано дослідження на газоелектричній установці з номінальною потужністю 30 кВт. Узагальнено результати досліджень застосування модельного газу в газовому ДВЗ, що працює на привід електростанції, розроблено рекомендації щодо добавок біогазу до природного газу в залежності від навантаження електростанції для створення алгоритму управління подачею газового палива.

Ключові слова: двигун внутрішнього згорання, газовий поршневий двигун, метан, модельний газ, регулювання складу газового палива.

Табл. 3. Ил. 1. Список лит.: 10 назв.

Проанализированы исследования на газoeлектрической установке с номинальной мощностью 30 кВт. Выполнено обобщение результатов исследования по применению модельного газа в газовом ДВС, который работает на привод электростанции, разработаны рекомендации по добавкам биогаза к природному газу в зависимости от величины нагрузки на

электростанции для создания алгоритма управления подачей газового топлива.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, газовый поршневой двигатель, метан, модельный газ, регулирование состава газового топлива.

Tabl. 3. Fig. 1. Refer.: 10.

Analyzed researches on a gas-electric plant with a rated power of 30 kW. It summarizes the results of the research on the use of model gas in a gas combustion engine that operates on the power plant drive, developed recommendations on the addition of biogas to natural gas depending on the power plant load to create an algorithm for controlling the supply of gas fuel.

Key words: internal combustion engine, gas piston engine, methane, model gas, gas composition regulation.

УДК 629.5.063

Михайленко В.С., Лещенко В.В.: Михайленко В.С., Лещенко В.В. Удосконалення системи управління процесом горіння палива в суднових котлах // Автоматизація суднових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 73 – 83. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-73-83

Ил. 9. Список лит.: 15 назв.

Розглянуті питання підвищення ефективності процесу горіння рідкого палива в топках суднових парових котлів за допомогою запропонованої нейросетевой системи автоматичної корекції коефіцієнта надлишку повітря.

Результати моделювання показали, що використання нейромережевої системи управління процесом горіння рідкого палива на прикладі судового парового котла дозволяє забезпечувати підтримку заданого теплового режиму на всьому діапазоні парової навантаження агрегатів СЕУ, а також дозволяє своєчасно коригувати коефіцієнт надлишку повітря тобто не допускати перевитрати палива.

Ключові слова: судовий котел, процес горіння, система управління, кольорові пламени, нейронна сітка

Ил. 9. Список лит.: 15 назв.

Рассмотрены вопросы повышения эффективности процесса горения жидкого топлива в топках судовых паровых котлов с помощью предлагаемой нейросетевой системы автоматической коррекции коэффициента избытка воздуха.

Результаты моделирования показали, что использование нейросетевой системы управления процессом горения жидкого топлива на примере судового парового котла позволяет обеспечивать поддержание заданного теплового режима на всем диапазоне паровой нагрузки агрегатов СЭУ, а

также позволяет своевременно корректировать коэффициент избытка воздуха т.е. не допускать перерасхода топлива.

Ключевые слова: судовой котел, процесс горения, система управления, цвет пламени, нейронная сеть.

Fig. 9. Refer.: 15.

The article discusses the issues of increasing the efficiency of the combustion of liquid fuel in the furnaces of ship steam boilers using the proposed neural network system for automatic correction of the excess air coefficient.

The simulation results showed that the use of a neural network control system for the combustion of liquid fuel, using the example of a marine boiler, allows maintaining a given thermal regime over the entire range of steam load of the power plant units, and also allows timely correction of the excess air ratio, i.e. avoid excessive consumption of fuel.

Keywords: ship boiler, combustion process, control system, flame color, neural network.

УДК 621.43

Сагін С.В., Кривий М.О. Розрахунок контактної тиску та зони контакту в парах ковзання судових дизелів // Автоматизація суднових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 84 – 92. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-84-92

Табл. 1. Іл. 1. Список літ.: 11 назв.

Для аналізу контактних напружень і зон контакту в парах ковзання застосована методика числового моделювання, яка базується на диференціальних рівняннях теорії пружності. За допомогою фундаментальних розв'язків (функцій впливу), задача зведена до інтегродиференціального рівняння з ядром Гілберта. Розв'язок якого, побудований за допомогою методу ортогональних многочленів, а також зручних до застосування апроксимаційних формул. Проведено числове моделювання, в результаті визначений максимальний тиск і параметри зони контакту для деяких комбінацій матеріалів пари ковзання судових дизелів.

Ключові слова: пари ковзання, судновий дизель, числове моделювання, контактні напруження, зона контакту.

Табл. 1. Іл. 1. Список лит.: 11 назв.

Для анализа контактных напряжений и зон контакта в парах скольжения применена методика числового моделирования, которая базируется на теории упругости. С помощью фундаментальных решений (функций влияния), задача приведена к интегро-дифференциальному уравнению с ядром Гильберта. Решение которой, построено методом ортогональных многочленов, а также с помощью удобных к применению аппроксимационных формул. Проведено

численное моделирование, в результате определено максимальное давление и параметры зоны контакта для некоторых комбинаций материалов пар скольжения судовых дизелей.

Ключевые слова: пары скольжения, дизели, численное моделирование, контактное напряжение, зоны контакта.

Tabl. 1. Fig. 1. Refer.: 11.

For the analysis of contact stresses and contact zones in friction pairs, a numerical modeling technique is applied, which is based on the theory of elasticity. With the help of fundamental solutions (influence functions), the problem is reduced to an integro-differential equation with the Hilbert kernel. The solution of which is constructed by the method of orthogonal polynomials, as well as with the help of convenient approximation formulas. Numerical modeling was carried out, as a result, the maximum pressure and parameters of the contact zone were determined for some combinations of materials for friction pairs of marine diesel engines.

Keywords: friction pairs, marine diesel, numerical simulation, contact voltage, contact zone.

УДК 629.5.016

Сагін С.В., Мадей В.В., Сагін А.С. Робота суднового дизеля на біодизельному паливі // Автоматизація суднових технічних засобів: наук. - техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 93 – 107. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-93-107

Табл. 7. Іл. 3. Список літ.: 26 назв.

Розглянутий вплив біодизельного палива на економічні та екологічні показники роботи суднового середньообертового дизеля. Визначені причини, що обмежують використання альтернативного палива (у тому числі палива біологічного походження) на морських судах. Наведені результати досліджень, які були виконані на спеціалізованому судні дедвейтом 10820 тонн, що здійснювало короткочасні (протягом 4 ... 6 днів) переходи між портами, в яких була передбачена можливість поповнення запасів альтернативного палива.

Запропоновано оптимальний склад паливної суміші, що містить біопаливо, визначати для кожного навантаження дизеля з урахуванням його екологічних (насамперед емісії оксидів азоту та об'ємної концентрації оксиду вуглецю у випускних газах), а також економічних показників роботи суднового дизеля.

Ключові слова: судновий середньообертовий дизель, альтернативне паливо, питома ефективна витрата палива, емісія оксидів азоту, концентрація оксиду вуглецю в випускних газах.

Табл. 7. Ил. 3. Список лит.: 26 назв.

Рассмотрено влияние биодизельного топлива на экономические и экологические показатели работы судового среднеоборотного дизеля. Указаны причины, ограничивающие использование альтернативного топлива (в том числе топлива биологического происхождения) на морских судах. Приведены результаты исследований, выполненных на специализированном судне дедвейтом 10820 тонн, которое осуществляло кратковременные (в течении 4 ... 6 дней) переходы между портами, в которых была предусмотрена возможность пополнения запасов альтернативного топлива.

Предложено оптимальный состав топливной смеси, содержащей биотопливо, определять для каждой нагрузки дизеля с учетом его экологических (прежде эмиссии оксидов азота и объемной концентрации оксида углерода в выпускных газах), а также экономических показателей работы судового дизеля.

Ключевые слова: судовый среднеоборотный дизель, альтернативное топливо, удельный эффективный расход топлива, эмиссия оксидов азота, концентрация оксида углерода в выпускных газах.

Tabl. 7. Fig. 3. Refer.: 26.

The influence of biodiesel fuel on the economic and ecological performance of the marine diesel engine is considered. The reasons limiting use of alternative fuels (including fuels based on biological origin) on vessels are indicated. The results are performed on a specialized vessel with a deadweight of 10,820 tons, which carried out short-term (within 4 ... 6 days) transitions between ports, were it was possible to replenish alternative fuel stocks.

The optimal composition of the fuel mixture containing biofuel has been proposed, taking into account its environmental (before the emission of nitrogen oxides and the volume concentration of carbon monoxide in the exhaust gases), as well as economic performance of marine diesel.

Keywords: marine medium speed diesel, alternative fuel, specific fuel oil consumption, nitrogen oxide emissions, carbon monoxide concentration in exhaust gases.

УДК 629.5.016

Сагин С.В., Столярик Т.А. Динамика судовых дизелей при использовании моторных масел с различными структурными характеристиками // Автоматизація суднових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 108 – 119. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119

Табл. 3. Ил. 3. Список лит.: 16 назв.

Рассмотрено влияние структурных характеристик моторного масла на динамику судового дизеля. Указано, что микронные слои судовых моторных

масел, разделяющие контактные поверхности судовых дизелей, приобретают свойства жидких кристаллов и характеризуются упорядоченной структурой молекул. Качественным показателем этой структуры является степень упорядоченности молекул, количественным – толщина упорядоченного (граничного) смазочного слоя. Предложено определение структурных характеристик судовых моторных масел (степени упорядоченности молекул граничного слоя и его толщины) выполнять с помощью оптического метода дихроизма поглощения. Приведена схема экспериментальной установки, позволяющая выполнять подобные исследования. Экспериментально установлено, что для моторных масел Shell Rimula X15 и Castrol TPL 123 (использующихся в масляной системе судового дизеля CatC18 фирмы Caterpillar) толщина упорядоченного (граничного) смазочного слоя составляет 14,3 ... 14,7 мкм и 16,4 ... 16,6 мкм соответственно.

Ключевые слова: судовый дизель, масляная система, граничный смазочный слой, изменение нагрузки судового дизеля, заброс частоты вращения, время выхода на установившийся режим.

Табл. 3. Іл. 3. Список літ.: 16 назв.

Розглянутий вплив структурних характеристик моторного мастила на динаміку судового дизеля. Зазначено, що мікронні шари судових моторних мастил, що поділяють контактні поверхні судових дизелів, набувають властивості рідких кристалів і характеризуються впорядкованою структурою молекул. Якісним показником цієї структури є ступінь впорядкованості молекул, кількісним – товщина впорядкованого (граничного) мастильного шару. Запропоновано визначення структурних характеристик судових моторних мастил (ступеня впорядкованості молекул граничного шару та його товщини) виконувати за допомогою оптичного методу дихроїзму поглинання. Наведено схему експериментальної установки, що дозволяє виконувати подібні дослідження. Експериментально встановлено, що для моторних мастил Shell Rimula X15 і Castrol TPL 123 (які використовуються в системі мащення судового дизеля CatC18 фірми Caterpillar) товщина впорядкованого (граничного) мастильного шару становить 14,3 ... 14,7 мкм та 16,4...16,6 мкм відповідно.

Ключові слова: судовий дизель, система мащення, граничний мастильний шар, зміна навантаження судового дизеля, закид частоти обертання, час виходу на сталий режим.

Tabl. 3. Fig. 3. Refer.: 16.

The influence of the structural characteristics of engine lube oil on the dynamics of a marine diesel engine is considered. It is indicated that micron layers of marine engine lube oils separating the contact surfaces of marine diesel engines acquire the properties of liquid crystals and are characterized by an ordered molecular structure. The qualitative indicator of this structure is the degree of ordering of the molecules, and the quantitative indicator is the thickness of the ordered (boundary) lubricating layer. It is proposed to determine the structural

characteristics of marine engine lube oils (the degree of ordering of the molecules of the boundary layer and its thickness) using the optical method of absorption dichroism. A diagram of an experimental setup is presented that allows such studies to be carried out. It has been experimentally established that for Shell Rimula X15 and Castrol TPL 123 engine lube oils (used in the oil system of the Caterpillar CatC18 marine diesel engine), the thickness of the ordered (boundary) lubricating layer is 14.3 ... 14.7 microns and 16.4 ... 16.6 microns, respectively.

Key words: marine diesel engine, lube oil system, boundary lubricating layer, change in the load of a marine diesel engine, overshoot of rotation frequency, time to reach steady state.

ЗМІСТ

Горб С.И., Будуров Н.И. Оптимизация автоматического регулирования частоты вращения судового дизеля	3
Зайцев В.В., Зайцев Вал.В., Зайцев Д.В., Лукашова В.В. Прогнозирование динамики и мореходных качеств амфибийных судов на воздушной подушке	22
Калугін В.М., Мунтян О.М. Визначення причин, попередження і усунення нестійких режимів газотурбокомпресорів судових дизелів	33
Карьянский С.А., Марьянов Д.Н. Регулирование плотности бурильной суспензии при ее транспортировке судами класса Platform Supply Vessels.....	52
Лісовал А.А. Використання модельного газу в дослідженнях газового двигуна електростанції.....	63
Михайленко В.С., Лещенко В.В. Удосконалення системи управління процесом горіння палива в судових котлах.....	73
Сагін С.В., Кривий М.О. Розрахунок контактного тиску та зони контакту в парах ковзання судових дизелів	84
Сагін С.В., Мадей В.В., Сагін А.С. Робота судового дизеля на біодизельному паливі	93
Сагин С.В., Столярик Т.А. Динамика судовых дизелей при использовании моторных масел с различными структурными характеристиками	108
Реферати	120

ПРАВИЛА
оформлення та подання рукописів для збірника
"Автоматизація суднових технічних засобів"

1. Рукопис подається в електронному вигляді українською або російською або англійською мовою: текст у форматі *.doc, набраний на аркушах формату А5 кегелем 10, гарнітура Times New Roman. Використання списків у редакторі Word не дозволяється. Рукопис має бути підписаний усіма авторами.

2. Обсяг статті (з ілюстраціями, підмалювальними підписами та резюме мовою статті та англійською мовою) не повинен перевищувати 0,9 авторського листа.

3. На першій сторінці рукопису мають бути рядково вказані: індекс УДК; ПІБ авторів; найменування установи, в якій виконувалася робота; адреси електронної пошти авторів; назва статті; резюме на мові статті та англійською мовою по 500 – 900 символів. Наприкінці рукопису наводиться реферат трьома мовами – російською, українською та англійською, – що включає ПІБ авторів, назву статті, кількість таблиць, ілюстрацій та найменувань списку літератури, резюме та ключові слова.

Якщо рукопис не є повністю англomовним, він супроводжується анотацією англійською мовою не менше 1800 знаків, включаючи ключові слова. Якщо рукопис не є повністю українomовним, він супроводжується анотацією українською мовою обсягом не менше 1800 знаків, включаючи ключові слова.

4. Таблиці друкуються в тексті і повинні бути забезпечені заголовками, що пояснюють. Посилання на таблиці даються у скороченому вигляді (таб.).

5. У формулах, літерних позначеннях та індексах латинський шрифт повинен мати нахил (за винятком тригонометричних функцій), а грецький шрифт та кирилиця мають бути набрані прямим шрифтом. Нумеруються лише формули, на які є посилання у тексті. Одиниці фізичних величин повинні відповідати ДСТУ 3651.0-97, ДСТУ 3651.1-97, ДСТУ 3651.2-97 "Метрологія. Одиниці фізичних величин" та мати загальноприйняті позначення.

6. Бібліографічний опис літератури має відповідати ДСТУ ГОСТ 7.1:2006. Бібліографічний опис. Загальні вимоги та правила складання (ГОСТ 7.1–2003).

7. Текст статей має відповідати вимогам постанови Президії ВАК України від 15.01.03 № 7-05/1 "Про підвищення вимог до спеціальних видань, внесених до переліків ВАК України": *«... постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями; аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття; формулювання цілей статті (постановка завдання); виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів; висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку».*

Підписано до друку 25.11.2021.

Формат 60×84 1/16. Папір офсетний №1. Гарнітура Times new Roman.

Ум. піч. л. 8,4. Тираж 50 екз. Замовлення №
"ІздатІнформ" НУ "ОМА"

Свідоцтво ДК №1292 від 20.03.2003

65029, г. Одеса, вул. Дідріхсона, 8, корп. 7, к. 206

Тел./факс: (0482) 34-14-12

publish@onma.edu.ua