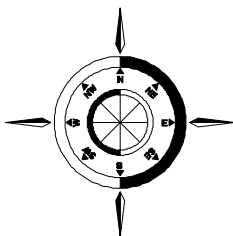


АВТОМАТИЗАЦИЯ СУДОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Научно-технический сборник

ВЫПУСК 25



Одесса
2019

ББК 39.42-05

А 22

УДК 681.5:629.12(045)

Автоматизация судовых технических средств: научно-технический сборник – 2019. – Вып. 25. – Одесса: НУ "ОМА". – 124 с.

ISSN 1819-3293 (Print)

ISSN 2415-3915 (Online)

Сборник посвящен проблемам расчета, проектирования и эксплуатации судовых автоматизированных технических средств. Обобщен опыт эксплуатации и приведены результаты исследований судовых систем автоматического управления и регулирования.

Для научных работников и специалистов.

Утвержден к печати ученым советом Национального университета "Одесская морская академия" 28.11.2019, протокол № 4.

Редакционная коллегия: д.т.н., проф. С. И. Горб (научный редактор); к.т.н. С. Г. Хнюнин (ответственный секретарь); д.т.н., доц. В. В. Будашко; д.т.н., проф. Л. Л. Вагущенко; д.т.н., проф. В. А. Голиков; д.т.н., проф. М. В. Миусов; д.т.н., проф. В. В. Никольский; д.т.н., проф. О. А. Онищенко; к.т.н., доц. С. В. Сагин; д.т.н., проф. П. С. Суворов; Prof., Dr.–Ing. Reinhard Langmann.

Адрес редакционной коллегии: 65029, г. Одесса, ул. Дидрихсона, 8, Национальный университет "Одесская морская академия" (НУ "ОМА"), кафедра ТАУ и ВТ.

Тел./факс (048) 793-24-75

E-mail: gs@fa.onma.edu.ua

Свидетельство о государственной регистрации: серия КВ, № 15286-38588.

Включено в Перечень научных профессиональных изданий Украины приказом Министерства образования и науки Украины от 04.04.2018 № 326.

Индексируется в научно-метрической базе данных Index Copernicus.

А $\frac{3205030000-1}{2019}$ Без объявления ББК 39.42-05

ISSN 1819-3293

© Национальный университет "Одесская морская академия"

Віковий ювілей професора І.І. Кринецького



20 жовтня 2019 року виповнюється 100 років з дня народження відомого вченого в галузі автоматичного керування доктора технічних наук, професора Кринецького Івана Івановича.

Після закінчення у 1945 році Московського авіаційного технологічного інституту І.І. Кринецький розпочав трудову діяльність у галузі авіаційної автоматики інженером льотно-дослідницького інституту.

У 1952 році захистив кандидатську дисертацію. В 1953 – 1955 роках працював головним інженером Зміської МТС (машинно-технологічної станції), завідувачем кафедри Північно-Осетинського сільгоспінституту і доцентом Української сільгоспакадемії. З 1955 по 1960 рік – доцент Київського інституту інженерів цивільної авіації. У 1960 році захистив докторську дисертацію. З 1961 по 1967 рік працював начальником кафедри в Одеському вищому інженерно-морському училищі (ОВІМУ). З 1967 по 1980 рік завідував кафедрами автоматики ряду інститутів, де був керівником фундаментальних науково-дослідних робіт, а також займався педагогічною діяльністю. Їм були засновані громадські наукові організації: в 1968 році – філія Науково-дослідного і проектного інституту транспорту і комунікацій Мінвусу СРСР, а в 1972 р. – науково-технічний центр з суднової автоматики Мінрибгоспу СРСР. З 1980 р. – начальник кафедри ОВІМУ, де їм була створена галузева науково-дослідна лабораторія.

І.І. Кринецький – провідний фахівець в галузі теорії автоматичного управління і методології наукових досліджень. У 1953 році їм вперше була розроблена теорія нелінійних систем, яка була захищена в докторській дисертації. У 1965 році спільно з доцентом Фокінін А. В. була створена фундаментальна теорія інваріантності нелінійних систем, а в останні роки - методологія і технологія наукових досліджень. Під його керівництвом створена наукова школа, підготовлено 80 кандидатів технічних наук та 12 докторів технічних наук.

І.І. Кринецький автор 222 наукових праць, у тому числі: підручника з суднової автоматики, 8 монографій, 8 навчальних посібників, 10 авторських свідоцтв.

Професор І.І. Кринецький володів високою лекторською майстерністю і успішно поєднував наукову та навчальну діяльність з активною громадською роботою. Був на громадських засадах керівником навчального науково-виробничого об'єднання «Морфлотавтоматика», головою проблемної комісії південного наукового центру академії наук УРСР і керівником низки наукових семінарів.

У 1988 році І.І. Кринецький був нагороджений Почесною Грамотою Президії Верховної Ради УРСР.

Помер І.І. Кринецький 24 квітня 1991 року на 72-му році життя в наслідок тривалої хвороби.

Колеги Івана Івановича Кринецького зберігають добру пам'ять про цю чудову людину.

Редколегія

Способ определения двух шаговых маневров расхождения с учетом МППСС-72

Вагущенко Л.Л.¹, Козаченко А.Ю.², Станкевич К.Я.³
НУ "Одесская морская академия", Одесса, Украина
vll1941d@gmail.com¹, kyn@ukr.net², ksy@mxt.ru³

Method for determining two step evasive maneuvers taking into account COLREG

Vagushchenko Leonid¹, Kozachenko Alexander², Stankevich Konstantin³
NU "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine
vll1941d@gmail.com¹, kyn@ukr.net², ksy@mxt.ru³

Аннотация – Предлагается способ выбора комбинированных Z-маневров в режиме диалога с бортовой системой предупреждения столкновений. При его разработке у «целей» образовывались домены опасности в виде круга, центр которого смещен относительно центра массы «цели». Требования МППСС-72 учитывались путем увеличения радиуса домена самой опасной «цели» для маневров, которые следует избегать. Нахождение маневра основывалось на выделении областей допустимых значений его параметров по отношению ко всем «целям». Представлена методика выбора комбинированного Z-маневра с заданным началом и величиной изменения скорости.

Abstract – The method of selection of combined Z-maneuvers in dialogue mode with the onboard collision avoidance system is offered. During its development circular domains of danger were formed around the targets. The center of the domain is shifted from the mass center of the target. Requirements of COLREG were taken into account by increasing the radius of the domain of the most dangerous target for maneuvers, which should be avoided. A technique for selecting a combined Z-maneuver with a given start point and magnitude of speed change is presented.

DOI: 10.31653/1819-3293-2019-1-25-05-16

Основной причиной морских аварий по-прежнему остаются ошибки командного состава судов. Поэтому разработке и внедрению мето-

дов и автономных возможностей для ограничения влияния субъективного фактора на безопасность мореплавания уделяется большое внимание. К таким работам относится и создание алгоритмов выработки соответствующих МППСС-72 [5] рекомендаций по расхождению с судами, чему посвящено много публикаций, в частности [1, 2, 4]. В ряде статей, среди них [3, 6, 7], рассмотрены пути формализации МППСС-72, отмечена ее трудность из-за нечеткости этих правил и многообразия условий, в которых они применяются.

Цель статьи состоит в разработке способа упрощения определения соответствующих МППСС-72 комбинированных Z-маневров (KZM) в режиме диалога с бортовой системой предупреждения столкновений (CAS – Collision Avoidance System).

При изложении материала собственное судно обозначено OS (own ship); «цель» – TS (target ship); расстояние и время кратчайшего сближения двух судов – DCPA (distance at closest point of approach) и TCPA (time to closest point of approach), уступающее дорогу и имеющее право прохода суда – GWV (give-way vessel) и SOV (stand-on vessel). Рассматриваются в статье только суда с механическим двигателем, менее маневренные суда (правило 18) не учитываются. Считается, что информация о «целях» поступает от РЛС и AIS.

KZM (рис. 1) включает две операции: изменение курса (K) и скорости (V) на определенные величины в точке A для уклонения от столкновения, возвращение в точке B к исходному K и V . Путьевую точку G назовем базовой и обозначим BWP (base way point). Основными параметрами KZM примем: θ – угол поворота; ∇ – величину изменения скорости; η – дистанцию отхода от маршрута следования; σ – расстояние от начала маневра до точки Ψ конца заблаговременных действий OS по отношению к самой опасной TS.

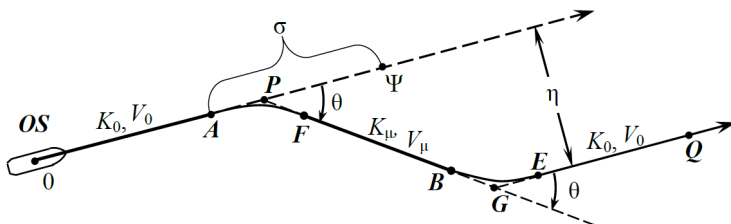


Рис. 1. Структура KZM: P , G , Q ; A , B и F , E – путьевые, начала и конца операций точки; K_0 , V_0 и K_μ , V_μ – курс, скорость OS перед маневром и на отрезке FB уклонения

Отвечающие первой и второй операции KZM траектории OS, время T_F , T_E их прохождения, расстояния l_P , l_F , l_G , l_E соответственно между точками A и P , P и F , B и G , G и E находились с помощью упрощенной разностной модели динамики судна (РМДС) [1]. Для первой операции эти параметры показаны на рис. 2. Для упрощения учета инерционности OS при выборе маневра расхождения (МР) криволинейные участки AF , BE заменялись эквивалентными по времени отрезками прямолинейного равномерного движения. Их длину и направление обозначим соответственно S_F , K_F и S_E , K_E , а скорость движения по ним – V_F и V_E .

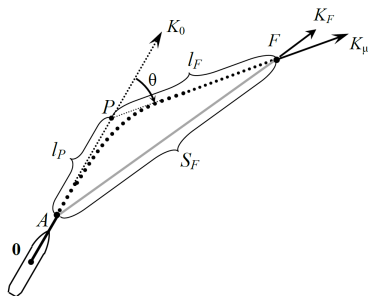


Рис. 2. Параметры первой операции KZM

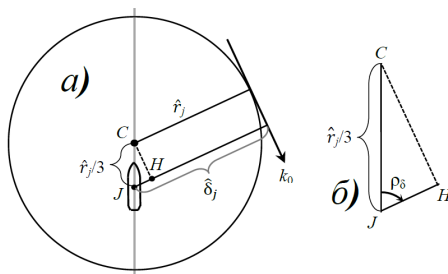


Рис. 3. Судовой домен опасности и его параметры: ρ_δ – ракурс TSJ в момент кратчайшего сближения с OS; k_0 – курс OS относительно TSJ; \hat{r}_j – радиус

SDD; $\hat{\delta}_j$ – предел опасных значений DCPA

Нахождение KZM основывалось на выделении областей допустимых значений (ОДЗ) его параметров по отношению к «целям». Кон-

фигурация этих зон зависит, в частности, от формы и размеров судового домена опасности (SDD – ship's domain of danger) [7]. Им выбран круг (рис. 3), центр которого смещен относительно центра массы судна по линии ДП в сторону носа на $1/3$ часть радиуса SDD. Такие домены образуются только у «целей».

Безопасность расхождения OS с TS характеризуется минимальной в этом процессе дистанцией δ_w по водной поверхности между ближайшими друг к другу точками этих судов. Считается, что отвечающее условиям плавания среднее значение $\hat{\delta}_w$ границы допустимых δ_w определяется и вводится в CAS оператором. Радиус SDD «цели» J (TS_j)

$$\hat{r}_j = \hat{\delta}_w + \Delta_L + \Delta_\varepsilon,$$

где Δ_L и Δ_ε – поправки соответственно на размеры OS, TS_j и погрешность определения ДСРА [1].

Для расчета $\hat{\delta}_j$ можно использовать формулу, которую легко получить, рассматривая рис. 3, а, б:

$$\hat{\delta}_j = \hat{\delta}_j(\rho_\delta) = \hat{r}_j \left(1 + \frac{1}{3} \cos \rho_\delta\right).$$

Для возможности оценки заблаговременности действий оператором должна определяться и вводиться в CAS граница $\hat{\Psi}$ опасных значений ТСРА. С помощью $\hat{\delta}_j(q)$ и $\hat{\Psi}$ оценивается эффективность предписываемых МППСС-72 маневров. Для действий, которые следует избегать, эти границы увеличиваются.

Из МППСС-72 в работе учитываются:

- правило 8 (действия для предупреждения столкновения);
- правило 13 (обгон);
- правило 14 (сближение судов, идущих прямо друг на друга);
- правило 15 (пересечение курсов);
- правило 16 (действие судна, уступающего дорогу);
- правило 17 (действия судна, которому уступают дорогу);
- правило 19 (плавание судов при ограниченной видимости).

Для OS вид сближения с TS, тип (GWV или SOV) по обязанности действий, правило МППСС-72 для расхождения определяются по курсовому углу и ракурсу TS. При угрозе столкновения с несколькими TS эти элементы находятся по отношению к самой опасной из них.

Соответствие МР МППСС-72 обеспечивалось следующим образом. Известно, что при визуальном контакте для двух судов основными ситуациями сближения являются: «прямо друг на друга», «пересе-

чение курсов», «обгон». В первой из них (правило 14) каждое из судов должно изменить свой курс вправо, чтобы пройти у другого по левому борту. Поворот влево здесь запрещен. Для учета этого обстоятельства для поворотов влево радиус SDD «цели» увеличивается до расстояния между OS и TS, а для уклонений вправо не изменяется.

В ситуации «пересечения курсов» судно (GWV), которое имеет другое на своей правой стороне, должно уступить дорогу другому судну (SOV), при этом оно должно, если позволяют обстоятельства, избегать пересечения курса SOV по носу (правило 15). Здесь возможны два вида действий OS: предписываемое и «которое следует избегать». В сложных условиях наиболее эффективным может оказаться любое них, поэтому они оба рассматриваются при определении МР. В толкованиях МППСС-72 отмечено, что второе из них должно начинаться раньше и обеспечивать расхождение с «целью» на большем расстоянии, чем первое. Поэтому для оценки второго действия обычно применяют большие пределы DCPA и TCPA, чем для предписываемого. Названное обстоятельство учитывается увеличением радиуса SDD самой опасной TS в 1,5 раза, предел TCPA не изменяется.

Согласно правилу 17 в ситуации «пересечения курсов», когда GWV не выполняет своих обязанностей, SOV может предпринять действие для расхождения, но при нахождении GWV слева SOV не должно изменять курс влево, если позволяют обстоятельства. Для учета опасности такого поворота влево при его оценке радиус SDD главной «цели» увеличивается в два раза.

При «обгоне» (правило 13) обгоняющее судно (GWV) должно держаться в стороне от пути обгоняемого судна (SOV). Здесь на практике выделяют два вида сближения судов: на сходящихся и на одинаковых курсах. Границей между ними обычно считают разность ΔK курсов судов 5° . «На сходящихся курсах» ($|\Delta K| > 5^\circ$), если позволяют обстоятельства, GWV для избегания столкновения изменяет курс под корму SOV или на параллельный SOV курс. Первый вариант по сравнению со вторым сопровождается меньшими потерями ходового времени, по безопасности они мало отличаются, поэтому радиус SDD здесь не изменяется. При обгоне «на одинаковых курсах» ($|\Delta K| \leq 5^\circ$) GWV обычно смещается на параллельную линию пути, чтобы пройти мимо SOV справа или слева, предпочтительней первый вариант.

В правиле 19 (плавание при ограниченной видимости) выделены две ситуации. В первой из них не являющаяся обгоняемой TS находится впереди траверза OS, а во второй – TS на траверзе или позади траверза OS. В этих ситуациях OS должно своевременно принять меры для расхождения, причем если ими является изменение K , то, на-

сколько возможно, следует избегать в первой ситуации поворота влево, а во второй – в сторону TS. При оценке таких поворотов радиус SDD наиболее опасной TS увеличивается в два раза. Также принято, что для судна, которое при визуальном контакте считалось бы догоняющим, наилучшими действиями являются те же, что и при нормальной видимости.

Предложено для упрощения выбора KZM обеспечивать возможность выделения среди элементов (σ , ∇ , θ , η) этого МР опорных и расчетных параметров (ОПМ и РПМ). Первыми могут быть один или два из σ , ∇ , θ . Когда их два, для определения двух оставшихся параметров KZM находится двумерная ОДЗ. Если же задается только один ОПМ, то вначале формируется двумерная ОДЗ РПМ, которые могут быть опорными, в ней выбираются значения этих РПМ, а затем с их учетом находится допустимая область и значение параметра η . Кроме РПМ, вычисляются и потери χ ходового времени [4].

Перед поиском KZM задаются границы его параметров: $\bar{\theta}, \bar{\theta}$ – поворотов влево и вправо; $\overset{\vee}{V}, \hat{V}$ – значений V ; $\bar{\eta}, \bar{\eta}$ – отхода влево и вправо от маршрута; $\overset{\vee}{\sigma}, \overset{\wedge}{\sigma}$ – отрезка инициации KZM. По умолчанию берутся: $\bar{\theta} = -90^\circ$ и $\bar{\theta} = 90^\circ$; и $\overset{\vee}{V}$ равными полной маневренной и предельной малой скорости OS; $\overset{\vee}{\sigma}$ и $\overset{\wedge}{\sigma}$ соответствуют началам интервалов заблаговременных и экстренных мер по отношению к самой опасной «цели». Значениями $\bar{\eta}$, $\bar{\eta}$ принимаются расстояния от активного отрезка маршрута до параллельных ему линий, отсекающих слева и справа навигационные препятствия на участке расхождения.

Алгоритм выработки рекомендаций по расхождению с помощью KZM включает следующие операции:

- выделение оператором ОПМ;
- присвоение CAS им значений по умолчанию;
- нахождение ОДЗ РПМ;
- выбор системой в ОДЗ рациональных значений РПМ и расчет χ ;
- отображение на периферии экрана ОДЗ РПМ с отметкой выбранных рациональных значений и показ траектории KZM на ЭНК.

Для выделения, задания и отображения основных параметров KZM предложено использовать в CAS группу компонентов (назовем ее *таблицей KZM*), подобную представленной на рис. 3, где кнопки РПМ белого цвета, а ОПМ – серого.

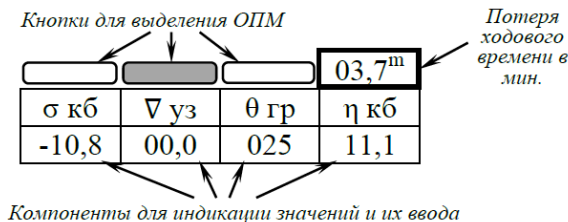


Рис. 3. Представление параметров KZM

По умолчанию значение ОПМ принимается: для ∇ – «0,00»; для θ – «+030»; для σ – равным расстоянию от OS до середины $\bar{\Psi}$ интервала заблаговременных действий. Оператор может эти значения изменить.

С учетом ОПМ CAS определяет и отображает на экране ОДЗ и рациональные значения РПМ. Когда РПМ один, то для дистанций отхода η рациональной считается самая короткая из них, для изменений V – наименьшее, для поворотов – наиболее близкий к 30° вправо, для начал маневра – находящееся на минимальном расстоянии от точки $\bar{\Psi}$. Если выбираются два РПМ, то используется компромиссный критерий. Например, из допустимых значений РПМ ∇ и θ рациональными считаются наименьшее ∇ и ближайший к 30° поворот вправо при таком ∇ . Полученные CAS значения РПМ оператор может изменить в таблице или, указав курсором в ОДЗ.

Ниже рассмотрен выбор KZM с опорными параметрами σ и ∇ . Их заданные значения и точку начала маневра обозначим соответственно σ_z , ∇_z и A_z . Для получения в рассматриваемом случае ОДЗ ($\Omega^{\theta\eta}$) параметров θ и η вначале выполняется задача, которая в навигации называется определением секторов безопасных курсов [2, 4]. Алгоритм ее решения включает получение: множеств $\bar{\Lambda}_j^\theta$ опасных значений θ по отношению к каждой TS; множества $\bar{\Lambda}^\theta$ недопустимых по отношению ко всем TS значений θ путем объединения всех $\bar{\Lambda}_j^\theta$; множества Λ^θ допустимых значений θ по отношению ко всем TS как дополнения к $\bar{\Lambda}^\theta$ на интервале $\bar{\theta} \div \bar{\theta}$. Затем находятся отдельно для каждой из TS зоны $\bar{\Lambda}_j^\eta(\theta_i)$ недопустимых η для равноотстоящих значений θ_i в

секторах безопасных курсов. Объединением $\bar{\Lambda}_j^\eta(\theta_i)$ получаются множества $\bar{\Lambda}^\eta(\theta_i)$ недопустимых значений η с учетом всех TS. Дополнениями $\bar{\Lambda}^\eta(\theta_i)$ будут интервалы $\bar{\Lambda}^\eta(\theta_i)$ безопасных значений этой координаты. Линии, проходящие через крайние точки интервалов $\bar{\Lambda}^\eta(\theta_i)$, являются в безопасных секторах θ границами $\Omega^{\theta\eta}$.

Основной процедурой представленного алгоритма является получение $\bar{\Lambda}_j^\eta(\theta_i)$. Поясним ее на примере ситуации, показанной на рис. 5 и 6 в истинном и относительном движении, рассматривая пути OS ($FB_1E_1Q_1$ и $fb_1e_1q_1$, $FB_2E_2Q_2$ и $fb_2e_2q_2$) для прохождения TS_j на предельной безопасной дистанции. На этих рисунках: Q_1 , Q_2 и q_1 , q_2 – точки кратчайшего сближения OS с TS_j; S_E и s_e – промежуточные отрезки; k_0 и v_0 , k_μ и v_μ , k_e и v_e – параметры движения OS относительно TS_j.

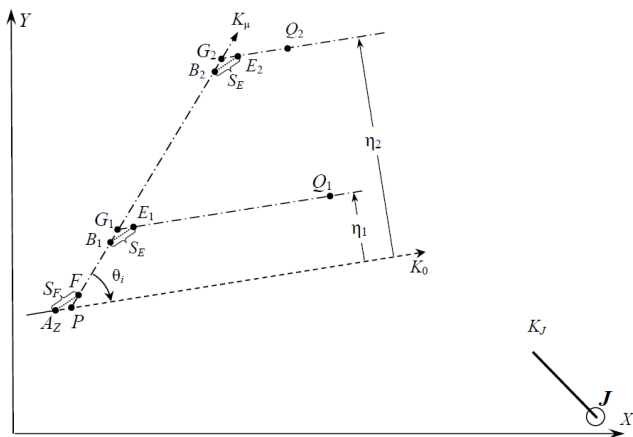


Рис. 5. Характеристика истинного движения OS

С помощью РМДС для OS по θ_i и ∇_z находятся параметры T_F , l_P , l_F и T_E , l_G , l_E первой и второй операции KZM.

По координатам точки A_Z , значениям l_P , l_F , K_0 , K_μ рассчитывается положение точки F конца 1-ой операции KZM.

По T_E , началу и концу траектории второй операции находятся значения S_E , K_E , V_E .

Из «треугольников скоростей» (рис. 6, б) определяется относительно TS_J курс и скорость (k_0 и v_0 , k_μ и v_μ , k_e и v_e) собственного судна для его истинного курса и скорости (K_0 и V_0 , K_μ и V_μ , K_e и V_e).

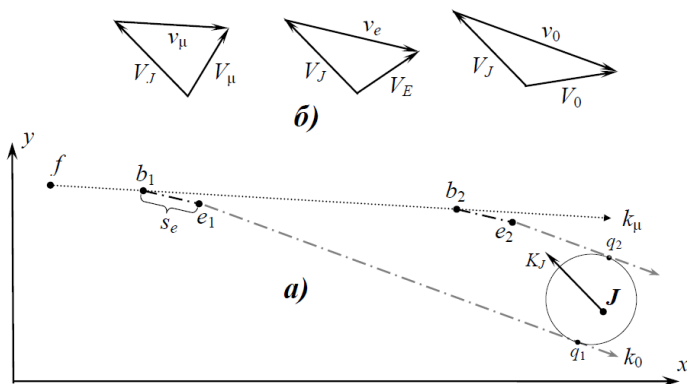


Рис. 6. Перемещения OS относительно TS_J

Расчет $\overline{\Lambda}_j^\eta(\theta_i)$ включает следующие операции.

По v_e и T_E вычисляется длина промежуточного отрезка в относительном движении

$$s_e = v_e \cdot T_E.$$

Время t_{B1} , t_{B2} и t_{Q1} , t_{Q2} следования OS по отрезкам fb_1 , fb_2 (FB_1 , FB_2) и e_1q_1 , e_2q_2 (E_1Q_1 , E_2Q_2) находятся из систем уравнений:

$$\left. \begin{aligned} v_{\mu x} t_{B1} + v_{0x} t_{Q1} &= X_j - X_0 - \hat{\delta} \cdot \cos k_0 - s_{ex} \\ v_{\mu y} t_{B1} + v_{0y} t_{Q1} &= Y_j - Y_0 + \hat{\delta} \cdot \sin k_0 - s_{ey} \end{aligned} \right\};$$

$$\left. \begin{aligned} v_{\mu x} t_{B2} + v_{0x} t_{Q2} &= X_j - X_0 + \hat{\delta} \cdot \cos k_0 - s_{ex} \\ v_{\mu y} t_{B2} + v_{0y} t_{Q2} &= Y_j - Y_0 - \hat{\delta} \cdot \sin k_0 - s_{ey} \end{aligned} \right\}.$$

Они отражают движение OS по пути $fb_1e_1q_1$ и $fb_2e_2q_2$ (см. рис. 6, а). Вычисляются расстояния от точки F до точек B_1 , B_2

$$S_{B1} = V_\mu \cdot t_{B1}; \quad S_{B2} = V_\mu \cdot t_{B2}.$$

По этим значениям определяется интервал $\overline{\Lambda}_j^B$ недопустимых начал возвращения к K_0 , V_0 (интервал B_1B_2).

Концы η_1, η_2 интервала $\overline{\Lambda}_j^\eta$ находятся по формулам:

$$\eta_1 = (l_F + S_{B1} + l_E) \cdot \sin \theta_z; \quad \eta_2 = (l_F + S_{B2} + l_E) \cdot \sin \theta_z.$$

ОДЗ $\Omega^{\theta\eta}$ можно показать на периферии экрана CAS с помощью полярной $\theta\eta$ -диаграммы. На ней координатами BWP KZM являются угол θ и полярный радиус ρ , отражающий расстояние η отхода от маршрута следования. Для уклонов влево $\rho=\eta/\bar{\eta}$, вправо – $\rho=\eta/\bar{\eta}$. Максимальное значение ρ равно единице.

Для ситуации (табл.) $\theta\eta$ -диаграмма для выбора KZM с $\sigma_z=-10,5$ кб и $\nabla_z=0,0$ уз показана на рис. 7, а с диапазоном угловой шкалы от -90° до 90° . В этом примере радиусы доменов TS равны 0,5 М; $\hat{\tau}=15$ мин; $\bar{\eta}=2,5$ М, $\bar{\eta}=2,1$ М. Расстояние от OS до A_z равно 10,1 кб, а до точки Ψ конца фазы заблаговременных мер – 20,6 кб. На диаграмме секторы безопасных курсов – белые, а опасных – серые. Штриховкой точками в первых секторах отмечены зоны недопустимых положений BWP.

Таблица
Параметры взаимного расположения и движения судов

№ судна	K^0	V , уз.	Π^0	D , М
0	35	17,1	0	0
1	293	19,1	79	7,13
2	302	17,3	100	6,08
3	26	14,8	281	1,89
4	217	10,1	17	5,18
5	116	15,8	357	6,78

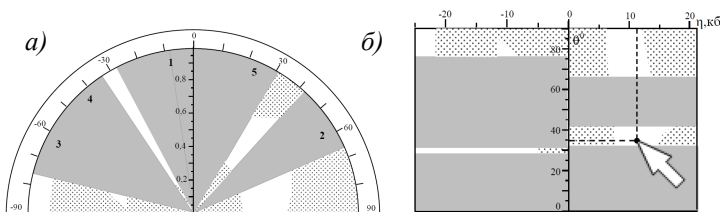


Рис. 7. Диаграммы для выбора KZM: а – полярная; б – прямоугольная

Вместо полярной можно применить прямоугольную $\theta\eta$ -диаграмму (рис. 7, б), где по вертикальной оси отложены значения θ , а по горизонтальной – η . Эта диаграмма, или ее часть, вместе с другими эле-

ментами для упрощения поиска маневра отображается на периферии экрана. По ней KZM можно выбирать курсором (рис. 8). При его движении по ее белым секторам в системе будет вычисляться и показываться на ЭНК траектория KZM, отвечающая значениям ОПМ и РПМ. Анализируя отображаемые при движении курсора варианты KZM, оператор выбирает из них подходящий и утверждает его.

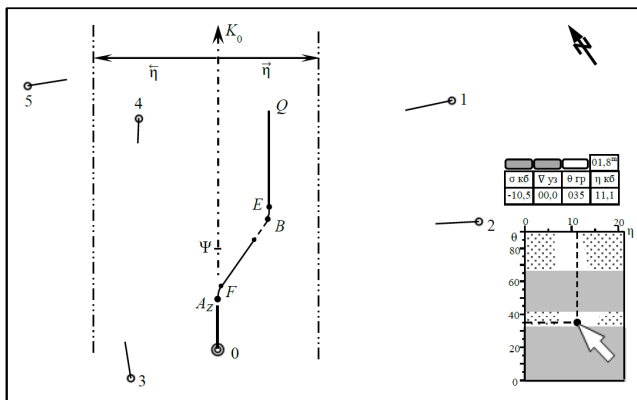


Рис. 8. Выбор KZM с помощью $\theta\eta$ -диаграммы

Предложенный метод определения KZM с A_z и ∇_z имеет следующие положительные стороны:

позволяет в ситуации с несколькими судами просто выбрать эффективный KZM с получением информации о дистанции отхода от линии пути, что важно в стесненных водах;

предоставляет в пределах границ $\bar{\theta}, \bar{\theta}$ область всех допустимых вариантов маневра с заданными значениями ОПМ;

не загромождает контролируемую при судовождении зону впереди OS.

ЛИТЕРАТУРА REFERENCES

1. Вагущенко Л.Л. Расхождение с судами смещением на параллельную линию пути: монография /Л.Л. Вагущенко – Одесса: Фенікс, 2013. – 180 с.

2. Мальцев А.С. Маневрирование судов при расхождении / А.С. Мальцев, Е.Е. Тюпиков, И.И. Ворохобин. – 3-е изд., перераб. и доп. – Одесса: Морской тренажерный центр, 2013. – 304 с.
3. Цымбал Н.Н. Формализация МППСС-72 в части координации взаимодействия судов при расхождении / Н.Н. Цымбал, Р.Ю. Бужбецкий // Судовождение. – 2006. – № 12. – С. 124 – 129.
4. Цымбал Н.Н. Гибкие стратегии расхождения судов / Н.Н. Цымбал, И.А. Бурмака, Е.Е. Тюпиков. – Одесса: КП ОГТ, 2007. – 424 с.
5. Шарлай Г.Н. МППСС-72 с комментариями: учебное пособие / Г.Н. Шарлай. – М.: Моркнига, 2017. – 137 с.
6. Johansen T.A. Ship Collision Avoidance and COLREGS Compliance Using Simulation-Based Control Behavior Selection With Predictive Hazard Assessment / T.A. Johansen, T. Perez, A. Cristofaro // IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems. – 2016. – 17(12). – P. 3407 – 3422.
7. Minne P.K.E. Automatic testing of maritime collision avoidance algorithms: MA thesis / P.K.E. Minne – Trondheim, Norway: Norwegian University of Science and Technology, 2017. – 113 p.
8. Xu Q. A Survey on Ship Collision Risk Evaluation / Q. Xu, N. Wang // Traffic & Transportation. – 2014. – Vol. 26, – No. 6. – P. 475 – 486.

Оптимизация главного двигателя на режиме экономического хода судна

Горб Сергей Иванович
НУ "Одесская морская академия", Одесса, Украина
gs@fa.onma.edu.ua

Optimization of the main engine on the vessel economy speed

Gorb Sergii
NU "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine
gs@fa.onma.edu.ua

Анотация – При длительной эксплуатации судов на экономических скоростях возникает проблема улучшения рабочих процессов главного дизеля за счёт изменения регулировочных параметров по сравнению с паспортными. Такое перерегулирование особенно актуально, если наблюдается рост температур газов из-за ухудшения подачи воздуха в цилиндры. В связи с изложенным поставлена задача выявить регулировочные параметры, изменением которых наиболее эффективно улучшить воздухообеспечение цилиндров на частичных режимах.

Abstract – After long-term operation of vessels at economic speeds, the problem of improving the working processes of the main engine can arise due to changes in the adjustment parameters in comparison with the trial parameters. These changes are especially important in case of growing gas temperatures due to lack of the air supply to the cylinders. In view of the foregoing, we assigned the task to identify the adjusting parameters, the changes in which will be the most effective way to improve the cylinder air supply on special modes.

DOI: 10.31653/1819-3293-2019-1-25-17-34

Известно, что уменьшение скорости судов приводит к экономии топлива. Возможностью такой экономии пользуются для прихода судов "точно в срок" и, если имеется избыток тоннажа. Максимальное

снижение скорости судов ограничивается появлением повышенного нагарообразования в главном двигателе и/или его вибрацией.

Рациональное уменьшение скоростей судов или применение экономичного хода рассматривается и как эффективное средство уменьшения выбросов углерода в атмосферу в соответствии с требованиями Приложения 6 Международной конвенции по предотвращению загрязнения с судов 1973 года [1, 2].

Обычно параметры главных судовых дизелей оптимизируются при 80 ... 85 % их номинальной мощности. Для уменьшения скоростей судов с целью экономии топлива мощность главных двигателей снижается до значений менее 80 % их номинальной мощности. Значения менее 50 % номинальной мощности применяются на ходовых режимах редко, даже, если в этом есть экономическая целесообразность, так как на таких режимах существенно ухудшается подача воздуха в цилиндры, что приводит к ухудшению горения топлива и к повышенному нагарообразованию в газовом тракте.

Если главные дизели эксплуатируются в основном на экономических ходах, неизбежно возникает *проблема улучшения рабочих процессов дизеля* на этих режимах за счёт изменения регулировочных параметров по сравнению с паспортными, которые оптимизированы для 80 ... 85 % номинальной мощности. Такое перерегулирование особенно актуально, если наблюдается рост температур газов на выходе из цилиндров и/или перед газовой турбиной из-за ухудшения подачи воздуха в цилиндры.

В связи с изложенным представляется *актуальным* определить за счёт каких регулировочных параметров главного дизеля наиболее эффективно улучшать воздухообеспечение цилиндров на частичных режимах. Решение этой задачи позволит усовершенствовать методологию применения на судах экономических скоростей и позволит судовому персоналу избежать ошибок и неэффективных действий при регулировке параметров главных судовых дизелей.

В качестве *объекта исследования* выбран главный двигатель YANMAR 8N330-EN на теплоходе "Senata". Этот двигатель развивает номинальную мощность 3310 кВт и номинальную частоту вращения 620 мин⁻¹, является четырехтактным, тронковым, восьмицилиндровым, реверсивным. Имеет газотурбинный наддув, который обеспечивает турбонагнетатель VTR354-11. Гребной винт приводится во вращение через редуктор.

Согласно стендовым и ходовым испытаниям двигателя, его параметры соответствовали спецификации, однако при ходовых испытаниях температуры газов на выходе из цилиндров достигли номиналь-

ного значения при частоте вращения 598 мин^{-1} , то есть при 96,5 % номинального значения частоты, что свидетельствует об использовании на судне "тяжелого" винта и/или значительных гидравлических потерях в газозводушном тракте после турбины.

При эксплуатации двигателя температуры газов после цилиндров стали достигать в летний период номинального значения при частоте вращения $500 \dots 510 \text{ мин}^{-1}$, то есть при 81 ... 82 % номинального значения частоты, которая соответствует 52 ... 55 % номинальной мощности. В зимний период небольшое "улучшение" ситуации достигается за счёт понижения температуры наддувочного воздуха (после воздухоохладителя) до $15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (рекомендуемая производителем дизеля равна $25 \dots 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$).

Исследование выполнено математическим моделированием с использованием *методики расчёта*, разработанной в 1968 г. Б.М. Гончаром [3]. Эта методика впоследствии получила название методики численного моделирования ЦНИДИ [4, с. 87 – 96] и также прошла этап усовершенствования в части описания рабочих процессов, протекающих в коллекторах дизеля и газотурбинном нагнетателе [5]. Применительно к судовым энергетическим установкам методика моделирования адаптирована в работах [6, 7]. Отличие этой методики от ранее используемых состоит в следующем:

рабочие процессы в цилиндре дизеля и коллекторах описываются дифференциальными уравнениями первого закона термодинамики, массового баланса и состояния, которые решаются на каждом шаге поворота кривошипа (шаг при повороте кривошипа корректируется автоматически в пределах от 0,1 до 4 градусов в зависимости от интенсивности протекания процессов);

смесь газов в цилиндре дизеля и в коллекторах рассматривается как состоящая из двух компонентов – воздуха и "чистых" продуктов сгорания, соотношение которых изменяется на каждом шаге расчёта;

при расчёте процесса продувки предполагается двухстадийный характер взаимодействия продувочного воздуха с газами в цилиндре, то есть считается, что в начале продувки взаимодействие воздуха с газами носит характер послойного вытеснения газов, а в конце продувки – полного перемешивания. Причём закон перехода от послойного вытеснения к полному перемешиванию принят экспоненциальным;

при расчёте учитывается изменение гидравлических потерь (в зависимости от расхода) на входе в компрессор, в воздухоохладителе и за турбиной. Также учитывается изменение тепловых потерь (в зависимости от расхода воздуха) в воздухоохладителе. В выпускном кол-

лекторе учитывается преобразование кинетической энергии газов в потенциальную. В цилиндре учитывается теплообмен газов со стенками цилиндра.

Изложенное позволило свести к минимуму применение эмпирических и полумэмпирических зависимостей. Они использованы только для описания закона сгорания топлива, для определения периода задержки самовоспламенения топлива, для определения коэффициента теплоотдачи от газов к стенке и при моделировании режимов, отличных от исходного, для расчёта изменения показателей горения топлива, КПД компрессора и турбины.

В математической модели по сравнению с [5] уточнён алгоритм определения массивов значений расходов и энтальпий газов, выходящих из цилиндра, в зависимости от угла поворота кривошипа. Это позволило уточнить расчёт процессов выпуска из смежных цилиндров, объединённых выпускным коллектором (процессы выпуска из смежных цилиндров рассчитываются путём смещения по фазе от расчётного цилиндра на угол поворота кривошипа, равный частному от деления угла поворота кривошипа за цикл на число цилиндров, объединённых в коллектор).

Для моделирования использованы конструктивные параметры (*исходные данные*), приведенные в [8], данные о ходовых испытаниях судна, а также следующие параметры, измеренные специально для моделирования.

Диаметры штоков клапанов, мм: выпускной клапан – 24 (около тарелки 28); впускной клапан – 23 (около тарелки 27).

Внутренние диаметры втулок, определяющие проходное сечение клапанов, мм: выпускная – 87,8; впускная – 97.

Диаметр выпускного коллектора – 140 мм.

Объём камеры сжатия исследуемого 8-го цилиндра определён заливкой в цилиндр масла через отверстие для форсунки при положении поршня в верхней мертвой точке. Он составил 2,92 ... 2,93 литра. Это означает, что фактическая геометрическая степень сжатия в этом цилиндре: $((0,00292 \dots 0,0293) + \pi \times 0,33^2 / 4 \times 0,44) / (0,00292 \dots 0,0293) = 13,83 \dots 13,88$.

Объёмы выпускных коллекторов определены расчётным путём по их длине (длина определялась приблизительно по чертежу без разборки обшивки) и внутреннему диаметру (измерен по запасной части), м³: 1 и 8 цилиндров – 0,070; 2 и 7 цилиндров – 0,062; 3 и 6 цилиндров – 0,054; 4 и 5 цилиндров – 0,046.

Проходное сечение соплового аппарата турбины, который демонтирован с двигателя из-за поломки, выбито на нём: 191,6 см².

Зависимость хода выпускных и впускных клапанов 8-го цилиндра от поворота распределительного вала определена с шагом 5 градусов с помощью индикатора путём проворачивания валоповоротным устройством вала двигателя (рис).

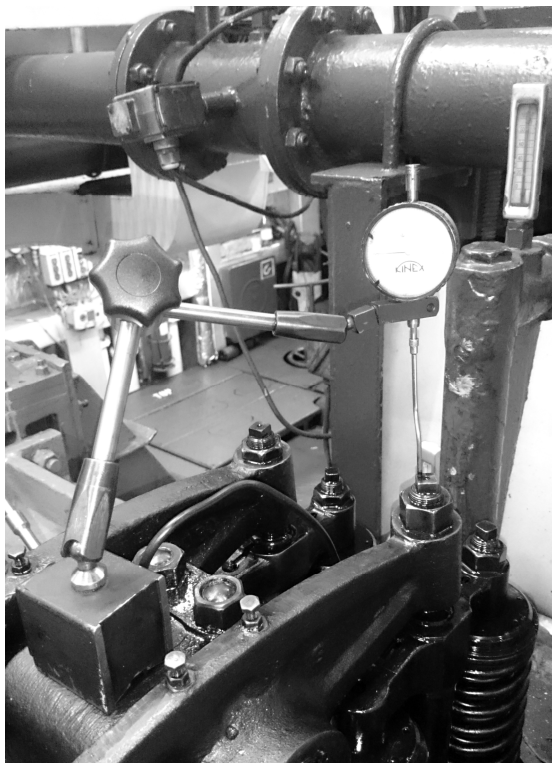


Рис. Установка индикатора для измерения хода клапана

Результаты представлены в табл. 1. Несмотря на то, что индикатор обеспечивает измерение с большой точностью, абсолютная погрешность табличных значений оценена ± 1 мм. Это связано с тем, что ход клапанов превышает предельный ход индикатора и на участках изменения хода клапанов индикатор приходилось перенастраивать три раза. Однако погрешность величиной ± 1 мм признана допустимой, так как, начиная с некоторого угла поворота распределительного вала, площадь проходного сечения клапана оказывается больше площади проходного сечения корпуса клапана. Это означает, что фактическая

Таблица 1

Зависимость хода клапанов, мм, от поворота распределительного вала
(на участках закрытия угол поворота отсчитывался в обратном порядке)

Поворот вала, град.	Выпускной клапан		Впускной клапан	
	открытие	закрытие	открытие	закрытие
0	0	0	0	0
5	0,5	0,1	0,1	0,1
10	1,4	0,9	0,5	0,2
15	2,7	2,1	1,3	0,6
20	4,2	3,7	2,4	1,4
25	6,1	5,5	3,9	2,4
30	7,9	7,2	5,5	3,7
35	9,7	9,2	7,2	5,4
40	11,0	11,4	9,0	7,1
45	13,1	13,4	10,9	8,9
50	15,0	15,4	12,8	10,9
55	16,6	17,1	14,8	12,8
60	18,4	18,8	16,7	14,6
65	20,0	20,4	18,4	16,4
70	21,5	21,9	19,9	18,2
75	22,9	23,3	20,3	19,9
80	24,2	24,4	22,7	21,5
85	25,6	25,4	24,1	22,9
90	26,6	26,2	25,3	24,2
95	27,3	26,8	26,3	25,4
100	27,8	27,4	27,1	26,4
105	28,2	27,8	27,8	27,2
110	28,3	28,1	28,4	28,0
115	28,4	28,4	28,9	28,5
120			29,2	28,9
125			29,3	29,3
130			29,4	29,4

площадь проходного сечения остается постоянной и равной площади кольцевого проёма между втулкой и штоком клапана. Также это означает, что на участках, близких к полному открытию клапанов, не требуется большая точность измерений.

Для *настройки математической модели* измерены показатели рабочих процессов двигателя на четырёх установившихся ходовых режимах. Для измерения использовались штатные приборы. Максимальное давление в цилиндре определялось переносной диагностической системой HLV 4.0.

Измерения проводились в условиях: осадка судна носом 6,80 м, кормой 7,80 м; температура воздуха в машинном отделении 28 °С; давление воздуха в машинном отделении 101,8 кПа; температура заборной воды 10 °С; волнение моря 3 балла; топливо IFO 120 (смесь 11,88 % Gas Oil Marino и 88,12 % Fuel Oil 380).

Результаты измерений приведены в табл. 2.

Также учтено, что угол опережения впрыска в исследуемом цилиндре установлен равным 17 град.

Для моделирования в качестве *исходного режима* выбран режим с частотой вращения 502 мин⁻¹. На этом режиме удалось добиться удовлетворительного совпадения расчётных и эмпирических параметров при следующих значениях исходных данных [5]:

- показатель процесса сгорания топлива $m_0 - 0,25$;
- длительность процесса сгорания топлива $\varphi_0 - 93$;
- коэффициент гидравлических потерь в выпускном коллекторе – 0,3;
- адиабатический КПД компрессора – 0,69;
- адиабатический КПД турбины – 0,63;
- степень реактивности турбины – 0,38;
- перепад давления в газовом тракте за турбиной 0,03 кг/см²;
- средняя условная температура стенок цилиндра – 640 К;
- постоянная составляющая на выхлопе – 1,038 атм;
- КПД воздухоохладителя 0,94.

При указанных исходных данных обеспечился баланс мощностей турбины и компрессора и полностью совпали расчётные и эмпирические параметры: давление наддувочного воздуха до воздухоохладителя; давление наддувочного воздуха после охладителя; максимальное давление цикла.

Расчетная температура газов перед турбиной (472 °С) оказалась на 9 °С меньше экспериментальной (481 °С), что можно считать допустимым для исследования качественного изменения параметров.

Таблица 2

Показатели рабочих процессов главного двигателя
на четырёх эксплуатационных режимах

№ п/п	Показатель		Режим №1	Режим №2	Режим №3	Режим №4
1	Частота вращения главного двигателя, мин ⁻¹		319	390	450	502
2	Ход рейки топливных насосов, мм		26,0	28,5	32,0	34,5
3	Частота вращения турбокомпрессора, мин ⁻¹		4780	6980	9600	12100
4	Давление воздуха перед холодильником, бар		0,17	0,29	0,45	0,67
5	Давление воздуха после холодильника, бар		0,15	0,25	0,43	0,64
6	Температура воздуха перед холодильником, °С		35	36	47	62
7	Температура воздуха после холодильника, °С		12	12	13	15
8	Перепад давления на воздушном холодильнике, мм вод. ст.		41	72	121	180
9	Температура газов перед турбиной, °С		355	406	455	481
10	Температура газов за турбиной, °С		306	358	345	402
11	Максимальное давление в цилиндре №8, кг/см ²		90	99	114	132
12	Температура газов на выходе из цилиндра, °С	№1	240	290	320	335
		№2	230	280	320	340
		№3	275	315	340	355
		№4	270	330	350	360
		№5	280	310	340	370
		№6	280	315	335	340
		№7	270	310	350	370
		№8	290	330	350	375

Моделирование исходного режима (с частотой вращения 502 мин^{-1}), который используется для обеспечения полного хода судна, выявило следующие недостатки рабочих процессов:

компрессор и турбина имеют низкий КПД – произведение адиабатического КПД компрессора на адиабатический КПД турбины по сравнению с оптимальным режимом падает на 20 % (равно 0,43, в то время как на оптимальном режиме достигает значения 0,54);

недостаточное давление наддувочного воздуха приводит к уменьшению действительного коэффициента избытка воздуха при сгорании до 1,64 (суммарный коэффициент избыточного воздуха уменьшается до 2,1). Это приводит к росту максимальной температуры цикла до 1993 К. Соответственно возрастают температуры газов на линии расширения и выпускные клапаны работают с тепловыми перегрузками.

Влияние геометрической степени сжатия.

Конструкторской документацией регламентирована геометрическая степень сжатия в цилиндре 13,5. Так как установлено, что степень сжатия в исследуемом цилиндре равна 13,83 ... 13,88, можно выдвинуть гипотезу, что это может привести к ухудшению рабочих процессов. В связи с этим определены параметры рабочих процессов для четырёх значений геометрической степени сжатия: 12,5; 13,5; 13,85 и 14,5.

Оказалось, что увеличение геометрической степени сжатия в указанном диапазоне существенно влияет на рабочие процессы в цилиндре дизеля, но не приводит к существенному изменению рабочих процессов в газозоудушном тракте. Так, повышение геометрической степени сжатия с 12,5 до 14,5 сопровождается:

увеличением максимального давления цикла со 117 до 137 кг/см²;

увеличением максимальной температуры цикла на 37 К и температуры в цилиндре в момент начала выпуска на 39 К, что крайне нежелательно из-за высоких значений температуры на линии расширения;

уменьшением средней температуры газов перед турбиной на 5 К, что не является существенным;

увеличением суммарного индикаторного КПД на 0,007 (с 0,455 до 0,462), что не является существенным.

Несмотря на то, что изменение геометрической степени сжатия не позволяет существенно улучшить рабочие процессы дизеля, уменьшение ее значения с 13,83 ... 13,88 до паспортного 13,5 является оправданным, т.к. это приводит к уменьшению максимальной температуры цикла на 7 К (температура в цилиндре в момент начала выпуска не изменяется) и к уменьшению температуры газов перед турбиной на 2 К.

Влияние угла опережения впрыска топлива.

В табл. 3 показано влияние угла опережения впрыска топлива на показатели рабочих процессов дизеля на исходном режиме (показатели при фактическом значении угла опережения впрыска выделены жирным шрифтом).

Таблица 3

Влияние угла опережения впрыска топлива, град, на исходном режиме

Показатель	–10	–13	–15	–17	–18	–22
Максимальное давление цикла, кг/см ²	113,3	121,0	125,7	130,3	132,5	140,9
Максимальная температура цикла, К	1865	1915	1953	1990	2007	2080
Температура в цилиндре в момент начала выпуска, К	869	854	842	830	823	796
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра на рабочих ходах, %	10,9	11,6	12,4	12,6	12,9	14,2
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	10,1	10,7	11,4	11,5	11,7	12,9
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	595	611	630	631	638	668
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,69	1,67	1,65	1,64	1,64	1,63
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,17	2,14	2,14	2,10	2,10	2,10
Средняя температура газов перед турбиной, К	747,2	745,6	745,2	748,4	747,8	746,2
Суммарный индикаторный КПД	0,463	0,463	0,461	0,460	0,458	0,451

Из табл. 3 следует, что при увеличении опережения впрыска растёт максимальная температура цикла, но уменьшается температура в цилиндре в момент начала выпуска. Падение последней связано с увеличением доли тепла, отводимого в стенки цилиндра. Минимальная

температура газов перед турбиной достигается при угле опережения впрыска -15 град., но это значение нельзя рекомендовать из-за роста температуры в цилиндре в момент начала выпуска.

В целом моделирование показало, что перерегулировка угла опережения впрыска (относительно значения $-17 \dots -18$ град.) не позволяет устранить проблему повышенных температур газов (также низкого коэффициента избытка воздуха) на исходном режиме. Также перерегулировка угла опережения впрыска не даёт экономии топлива, сопоставимой с экономией от использования экономической скорости судна.

Влияние угла открытия выпускных клапанов.

Изменение угла открытия выпускных клапанов рассмотрено при одновременном соответствующем смещении угла их закрытия, то есть при неизменном диапазоне открытия этих клапанов. В табл. 4 показано влияние угла открытия выпускных клапанов на показатели рабочих процессов дизеля на исходном режиме (показатели при фактическом значении угла открытия выпускных клапанов выделены жирным шрифтом).

Таблица 4

Влияние угла открытия выпускных клапанов, град, на исходном режиме

Показатель	115	120	122	124	129
Максимальное давление цикла, кг/см ²	130,4	130,3	130,3	130,3	130,5
Максимальная температура цикла, К	1990	1990	1990	1990	1988
Температура в цилиндре в момент начала выпуска, К	830	830	830	830	830
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра на рабочих ходах, %	12,9	12,6	12,6	12,6	12,9
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	11,8	11,5	11,5	11,5	11,9
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	640	631	631	632	642
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,08	2,09	2,10	2,11	2,17
Средняя температура газов перед турбиной, К	759,2	752,2	748,3	744,6	731,5
Суммарный индикаторный КПД	0,459	0,460	0,460	0,459	0,458

Из табл. 4 следует, что на исходном режиме изменение угла открытия выпускных клапанов в диапазоне 14 град. не оказывает существенного влияния на рабочие процессы дизеля. Однако при более раннем выпуске по сравнению с паспортным (паспортное значение равно 122 град.) видна тенденция повышения температуры газов перед турбиной. При более позднем выпуске температура газов перед турбиной немного уменьшается одновременно с небольшим уменьшение суммарного индикаторного КПД. Это означает, что паспортное значение угла начала открытия выпускных клапанов можно считать оптимальным и на анализируемом исходном режиме.

Влияние угла закрытия впускных клапанов.

Изменение угла закрытия впускных клапанов рассмотрено при одновременном соответствующем смещении угла их открытия, то есть при неизменном диапазоне открытия этих клапанов. В табл. 5 показано влияние угла закрытия впускных клапанов на показатели рабочих процессов дизеля на исходном режиме (показатели при фактическом значении угла закрытия впускных клапанов выделены жирным шрифтом).

Таблица 5

Влияние угла закрытия впускных клапанов, град, на исходном режиме

Показатель	573	578	580	582	587
Максимальное давление цикла, кг/см ²	130,8	130,5	130,3	130,2	129,5
Максимальная температура цикла, К	1983	1988	1990	1991	1997
Температура в цилиндре в момент начала выпуска, К	829	830	830	830	829
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра на рабочих ходах, %	12,6	12,6	12,6	12,9	13,0
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	11,5	11,5	11,5	11,9	11,9
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	631	631	631	641	643
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,65	1,65	1,64	1,64	1,63
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,13	2,11	2,10	2,12	2,09
Средняя температура газов перед турбиной, К	741,7	746,2	748,3	746,9	752,9
Суммарный индикаторный КПД	0,460	0,460	0,460	0,459	0,459

Из табл. 5 следует, что на исходном режиме изменение угла закрытия впускных клапанов в диапазоне 14 град. оказывает малое влияние на рабочие процессы дизеля. Однако при более раннем закрытии по сравнению с паспортным (паспортное значение равно 580 град.) немного уменьшаются максимальная температура цикла и температура газов перед турбиной за счёт увеличения объёма воздуха в начале сжатия.

Моделированием также определено, что, если угол закрытия впускных клапанов установить равным 573 град. и увеличением подачи топлива поднять частоту вращения на 7 мин^{-1} , (то есть с 502 до 509 мин^{-1}), то средняя температура газов перед турбиной достигнет значения 748,0 К (практически как при закрытии впускных клапанов 580 град.), максимальная температура цикла увеличится до 1989 К (что близко к значению при закрытии впускных клапанов 580 град.), а температура в цилиндре в момент начала выпуска будет равна 831 К. Это означает, что за счёт более раннего начала сжатия воздуха в цилиндре можно немного исправить недостатки рабочего процесса и увеличить мощность дизеля на 5,4 %.

Влияние проходного сечения соплового аппарата турбины.

В табл. 6 показано влияние ***эффективного*** проходного сечения соплового аппарата турбины на показатели рабочих процессов дизеля на исходном режиме (показатели при фактическом эффективном проходном сечении выделены жирным шрифтом).

Из табл. 6 следует, что увеличение проходного сечения соплового аппарата турбины приводит к уменьшению средней температуры газов перед турбиной, но при этом существенно увеличивается максимальная температура цикла (соответственно увеличиваются температуры на линии расширения), что означает ухудшение условий работы выпускных клапанов. При уменьшении проходного сечения условия работы выпускных клапанов улучшаются, но средняя температура газов перед турбиной возрастает.

Так как при уменьшении проходного сечения соплового аппарата турбины температура в цилиндре в момент начала выпуска уменьшается незначительно, а температура газов перед турбиной увеличивается, корректировку проходного сечения соплового аппарата турбины нельзя признать эффективным средством улучшения рабочих процессов дизеля на исходном режиме.

Влияние температуры наддувочного воздуха.

В табл. 7 показано влияние температуры наддувочного воздуха на показатели рабочих процессов дизеля на исходном режиме (показатели при исходном значении давления выделены жирным шрифтом).

Таблица 6

Влияние эффективного проходного сечения соплового аппарата турбины, см^2 , на исходном режиме

Показатель	187,2 – 15 %	187,2 – 5 %	187,2	187,2 + 5 %	187,2 + 15 %
Максимальное давление цикла, кг/см^2	135,0	131,9	130,3	129,1	126,3
Максимальная температура цикла, К	1942	1974	1990	2004	2032
Температура в цилиндре в момент начала выпуска, К	827	829	830	831	833
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра на рабочих ходах, %	12,6	12,6	12,6	13,0	13,1
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	11,6	11,5	11,5	12,0	12,1
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	635	632	631	645	647
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,73	1,67	1,64	1,62	1,56
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,10	2,11	2,10	2,13	2,11
Средняя температура газов перед турбиной, К	761,8	751,1	748,3	740,0	736,7
Суммарный индикаторный КПД	0,461	0,460	0,460	0,459	0,457

Из табл. 7 следует, что увеличение температуры наддувочного воздуха в рабочем диапазоне на $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ приводит к росту средней температуры газов перед турбиной на $4 \dots 7\text{ }^{\circ}\text{C}$, к росту максимальной температуры цикла на $16 \dots 18\text{ К}$ и к росту температуры в цилиндре в момент начала выпуска на $10 \dots 11\text{ К}$. Увеличение температуры наддувочного воздуха также приводит к небольшому ухудшению суммарного индикаторного КПД. Это означает, что в эксплуатации на частичных ходовых режимах судна целесообразно стремиться к максимальному охлаждению наддувочного воздуха.

Таблица 7

Влияние температуры наддувочного воздуха, °С, на исходном режиме

Показатель	15	20	25	30
Максимальное давление цикла, кг/см ²	130,3	130,2	129,9	129,5
Максимальная температура цикла, К	1990	2006	2024	2041
Температура в цилиндре в момент начала выпуска, К	830	840	851	861
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра на рабочих ходах, %	12,6	12,9	13,0	13,2
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	11,5	11,7	11,9	12,1
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	631	639	644	649
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,64	1,63	1,61	1,59
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,10	2,10	2,09	2,08
Средняя температура газов перед турбиной, К	748,3	752,0	759,3	766,5
Суммарный индикаторный КПД	0,460	0,458	0,456	0,454

Влияние подпора воздуха в машинном отделении.

В табл. 8 показано влияние давления воздуха в машинном отделении на показатели рабочих процессов дизеля (при атмосферном давлении 101,8 кПа) на исходном режиме (показатели при исходном значении давления 101,8 кПа, то есть без подпора воздуха, выделены жирным шрифтом).

Из табл. 8 следует, что создание подпора воздуха в машинном отделении уменьшает максимальную температуру цикла и среднюю температуру газов перед турбиной. За счёт реализации этого мероприятия реально снизить максимальную температуру цикла до 10 К и среднюю температуру газов перед турбиной до 8 К.

Моделированием также определено: если поднять давление в машинном отделении до 102,5 кПа, то появится возможность увеличить частоту вращения двигателя до 507 мин⁻¹ без ухудшения максимальной температуры цикла и средней температуры газов перед турбиной (температура в цилиндре в момент начала выпуска возрастет незначительно на величину менее 1 К).

Таблица 8

Влияние давления воздуха в машинном отделении, кПа,
на исходном режиме

Показатель	101,8	102,0	102,5	103,5
Максимальное давление цикла, кг/см ²	130,3	130,6	131,0	132,0
Максимальная температура цикла, К	1990	1988	1983	1973
Температура в цилиндре в момент начала выпуска, К	830	830	830	828
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра на рабочих ходах, %	12,6	12,9	12,7	12,6
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	11,5	11,8	11,6	11,5
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	631	641	634	632
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,64	1,65	1,66	1,68
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,10	2,13	2,14	2,17
Средняя температура газов перед турбиной, К	748,3	744,0	741,6	734,6
Суммарный индикаторный КПД	0,460	0,460	0,460	0,462

Влияние "тяжести" гребного винта.

Влияние "тяжести" гребного винта на рабочие процессы дизеля оценено путём изменения соотношения частоты вращения и момента сопротивления двигателя при условии сохранения индикаторной мощности двигателя. Для этого при уменьшении момента сопротивления на:

- 2 % частота вращения увеличивалась до 507,1 мин⁻¹;
- 5 % частота вращения увеличивалась до 515,0 мин⁻¹;
- 10 % частота вращения увеличивалась до 529,2 мин⁻¹;
- 15 % частота вращения увеличивалась до 544,5 мин⁻¹.

В табл. 9 показано влияние момента сопротивления двигателя на показатели рабочих процессов дизеля при условии сохранения индикаторной мощности двигателя (показатели при исходном моменте сопротивления выделены жирным шрифтом).

Из табл. 9 следует, что "облегчение" гребного винта существенно улучшает рабочие процессы в двигателе, немного повышает суммарный индикаторный КПД и позволяет повысить эксплуатационную мощность двигателя.

Таблица 9

Влияние момента сопротивления двигателя, %, на исходном режиме

Показатель	100	98	95	90	85
Максимальное давление цикла, кг/см ²	130,3	130,4	127,1	123,7	120,2
Максимальная температура цикла, К	1990	1976	1956	1919	1883
Температура в цилиндре в момент начала выпуска, К	830	828	826	822	818
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра на рабочих ходах, %	12,6	12,6	12,5	12,3	12,1
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	11,5	11,4	11,4	11,2	11,0
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	631	626	622	610	597
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,64	1,67	1,71	1,78	1,86
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,10	2,12	2,14	2,18	2,22
Средняя температура газов перед турбиной, К	748,3	745,7	741,8	735,2	728,0
Суммарный индикаторный КПД	0,460	0,461	0,462	0,465	0,468

Например, если "облегчить" гребной винт на 10 %, то, как установлено моделированием, мощность двигателя можно повысить на 24 % (достигается при частоте вращения 558 мин⁻¹) при условии не превышения температуры в цилиндре в момент начала выпуска 830 К (то есть температуры на исходном режиме). При этом максимальная температура цикла будет равна 1943 К, что на 47 К меньше, чем на исходном режиме, а средняя температура газов перед турбиной повысится до 769 К (на 21 К), что допускается конструкторской документацией и соответствует стендовым испытаниям двигателя.

По результатам исследования можно сделать следующие **выводы**.

1. Для улучшения рабочих процессов дизеля на экономических скоростях судна (без "облегчения" гребного винта), наряду с традиционными мерами (чистка газового тракта турбины, промывка воздушного фильтра компрессора, обеспечение качественного распыла топ-

лива форсункой, уменьшение неравномерности подачи топлива по цилиндрам), можно рекомендовать:

регулировку впускных клапанов на более раннее закрытие;

применение более толстых прокладок под крышками цилиндров для уменьшения геометрической степени сжатия;

небольшое уменьшение угла опережения впрыска топлива;

организацию подпора воздуха в машинном отделении.

Эти рекомендации актуальны, если экономические скорости имеют большую вероятность в эксплуатационном периоде судна.

2. Кардинальное улучшение рабочих процессов дизеля на экономических ходах возможно за счёт "облегчения" гребного винта, что может быть достигнуто подрезкой и полировкой поверхности лопастей, а также изменением передаточного отношения редуктора.

ЛИТЕРАТУРА

REFERENCES

1. Руководство 2016 года по разработке плана управления энергоэффективностью судна (ПУЭС), принятое Резолюцией МЕРС.282(70) от 28.10.2016.

2. Горб С.И. Планы управления энергоэффективностью судна надо переделать //Работник моря. – 2017. – Вып. 17(129). – 21.09.2017. – С. 10, 11.

3. Гончар Б.М. Численное моделирование рабочего процесса дизелей. //Энергомашиностроение. – 1968. – №7. – С. 34, 35.

4. Дизели: справочник. Изд. 3–е. /Под ред. В.А. Ваншейдта и др. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.

5. Козьминых А.В., Красовский О.Г., Горб С.И. Расчёт эксплуатационных параметров судовых дизелей на ЭЦВМ: учебное пособие. – М.: ЦРИА "Морфлот", 1981. – 44 с.

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

7. Горб С.И. Моделирование судовых дизельных установок и систем управления: учебное пособие. – М.: Транспорт. – 1993. – 134 с.

8. Diesel Engine 6N330, 8N330: operation manual. – I.B.C. No. 09–6_8N330–15E. – YANMAR, 2009. – 185 p.

УДК 621.431.74

ARTICLE HISTORY

Received 07.10.2019

Accepted 15.10.2019

Повышение эффективности работы главного двигателя корректировкой упора гребного винта

Горб Сергей Иванович¹, Сандлер Альберт Кириллович²,
Будуров Николай Игоревич³

НУ "Одесская морская академия", Одесса, Украина
gs@fa.onma.edu.ua¹, albertsand4@gmail.com², budurovuk@gmail.com³

Increasing of the main engine efficiency by propeller thrust correction

Gorb Sergii¹, Sandler Albert², Budurov Mykola³

NU "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine
gs@fa.onma.edu.ua¹, albertsand4@gmail.com², budurovuk@gmail.com³

Аннотация – Предлагается технология корректировки упора гребного винта, обеспечивающая повышение эффективности работы главных судовых дизелей на судах с винтами фиксированного шага. За счёт корректировки упора достигается улучшение сгорания топлива в двигателе, улучшение условий работы выпускных клапанов и обеспечивается возможность повышения скоростей судов в грузу и повышенном сопротивлении движению корпуса судна. Также проанализирована возможность улучшения рабочих процессов дизеля за счёт изменения регулировочных параметров при "тяжёлом" гребном винте.

Abstract – The proposed propeller thrust correction technology provides increasing of the main marine diesel engines efficiency on vessels with fixed pitch propellers. Improvement of the fuel combustion in the engine and working conditions of exhaust valves, possibility of increasing vessel speeds in the load condition and in high hull resistance are achieved by thrust correction. The thesis also analyzes the possibility of improving the operating processes by tuning the adjustment parameters of the diesel engine with a "heavy" propeller.

DOI: 10.31653/1819-3293-2019-1-25-35-52

Суда торгового флота с винтами фиксированного шага эксплуатируются в широком диапазоне упора гребного винта, так как послед-

ний зависит от осадки (загрузки) судна, обрастания корпуса, ветроволновых условий плавания, течений и влияния мелководья [1, 2, с. 20]. Это означает, что главные двигатели этих судов даже при номинальной частоте вращения работают при существенно различных значениях момента сопротивления (нагрузки). При проектировании судов мощность главных двигателей выбирается по усреднённым значениям момента сопротивления гребного винта, соответствующим усреднённой нагрузке судна, причём чаще для "чистого" корпуса судна и при условии движения судна на спокойной воде. Поэтому в эксплуатации момент сопротивления гребного винта фиксированного шага практически никогда не равен паспортному и в большинстве случаев превышает паспортное значение.

Момент сопротивления гребного винта находится в квадратической зависимости от частоты вращения. Эту зависимость называют винтовой характеристикой судна. Если фактическая винтовая характеристики отличается от паспортной большими значениями момента сопротивления, то винт называют "тяжёлым". Если – меньшими значениями, то – "лёгким". "Тяжёлый" винт, как отмечено выше, встречается чаще и его эксплуатация сопровождается большими проблемами, чем "лёгкого", так как возникают перегрузки главного двигателя.

Чтобы предотвратить перегрузки главного двигателя при "тяжёлом" винте, на судах с винтами фиксированного шага уменьшают частоту вращения винта. Однако при этом увеличиваются промежутки времени между впрыском топлива в цилиндры дизеля. Поэтому существенно снижается количество газов, которые проходят через сопловой аппарат турбины, что, в свою очередь, приводит к уменьшению подачи воздуха турбокомпрессором и соответственно к уменьшению избытка воздуха при сгорании и росту температур газов на линии расширения и в начале выпуска [1, 3]. Чтобы не допустить перегрев выпускных клапанов приходится существенно уменьшать частоту вращения главного двигателя, то есть существенно "жертвовать" скоростью движения судна.

Частично проблему "тяжёлого" винта можно решить обрезкой его лопастей. Но при этом неизбежно уменьшится КПД винта и главный двигатель будет работать с недогрузкой в балласте судна.

В связи с изложенным представляется актуальным решение проблемы повышения эффективности работы главного двигателя в условиях его эксплуатации, когда фактическая винтовая характеристика на ходовых режимах судна отличается от паспортной. Решение этой проблемы направлено на оптимизацию скоростей судов и повышение энергоэффективности флота [4, 5, 6].

Ранее проведённое исследование [7] показало, что при "тяжёлом" винте и использовании для его привода среднеоборотного четырёхтактного дизеля с импульсным наддувом за счёт регулировки параметров дизеля нельзя добиться кардинального улучшения эффективности его работы. В связи с этим возникла необходимость определить, можно ли распространить этот вывод на другие типы главных дизелей и с этой целью в качестве объекта исследования выбран малооборотный двухтактный главный двигатель HYUNDAI-B&W 7S60MC с изобарным наддувом крупнотоннажного танкера BARENTS SEA. Этот двигатель имеет прямую передачу на гребной винт и развивает номинальную мощностью 14310 кВт, номинальную частоту вращения 105 мин^{-1} , является крейцкопфным и реверсивным. Газотурбинный наддув обеспечивает турбонагнетатель SAMSUNG-MAN B&W NA70/T09049.

Исследование выполнено по схеме работы [7] с использованием усовершенствованной методики численного моделирования [1, 2, 8, 9, 10].

Для моделирования использованы конструктивные параметры, приведённые в руководстве [11]. Также использованы данные ходовых испытаний судна и параметры, измеренные специально для моделирования.

Для настройки математической модели измерены показатели рабочих процессов двигателя на четырёх установившихся ходовых режимах. Для измерения использовались штатные приборы; максимальное давление в цилиндре определялось стационарной диагностической системой Kyma Diesel Analyzer. Результаты измерений приведены в табл. 1.

Измерения проводились в условиях: осадка судна носом и кормой по 11,78 м; температура воздуха в машинном отделении 22°C ; давление воздуха в машинном отделении 101,3 кПа; температура забортной воды 11°C ; волнение моря 3 балла; топливо IFO 120 (смесь 11,88 % Gas Oil Marino и 88,12 % Fuel Oil 380).

В качестве расчётного для моделирования выбран режим с частотой вращения $83,3 \text{ мин}^{-1}$, который соответствует экономичному ходу судна. На этом режиме удалось добиться удовлетворительного совпадения расчётных и эмпирических параметров при следующих значениях исходных данных [10]:

показатель процесса сгорания топлива $m_0 - 1,5$;

продолжительность процесса сгорания топлива $\varphi_0 - 59$;

коэффициент гидравлических потерь в выпускном коллекторе $- 0,2$;

адиабатический КПД компрессора $- 0,83$;

Таблица 1

Экспериментальные показатели рабочих процессов
главного двигателя

№ п/п	Показатель		Режим №1	Режим №2	Режим №3	Режим №4
1	Частота вращения главного двигателя, мин ⁻¹		66,1	83,3	95,4	105
2	Ход рейки топливных насосов, мм		41,9	58,6	72,0	87,0
3	Частота вращения турбоагнетателя, мин ⁻¹		3960	7210	9060	10340
4	Давление воздуха перед холодильником, бар		0,24	0,99	1,75	2,49
5	Давление воздуха после холодильника, бар		0,27	0,96	1,72	2,45
6	Температура воздуха перед холодильником, °С		42	95	138	176
7	Температура воздуха после холодильника, °С		19	26	32	37
8	Перепад давления на воздушном холодильнике, мм вод. ст.		95	160	200	230
9	Температура газов перед турбиной, °С		300	330	345	392
10	Температура газов за турбиной, °С		263	250	222	224
11	Максимальное давление в цилиндре №7, кг/см ²		66	91	121	138
12	Температура газов на выходе из цилиндра, °С	№1	278	300	295	324
		№2	288	295	280	310
		№3	290	300	292	325
		№4	302	294	294	328
		№5	300	300	300	332
		№6	290	300	298	315
		№7	296	303	302	330

адиабатический КПД турбины – 0,8;
степень реактивности турбины – 0,4;
перепад давления в газовом тракте за турбиной – 0,011 кг/см²;
средняя условная температура стенок цилиндра – 650 К;
постоянная составляющая на выхлопе – 1 атм.;
КПД воздухоохладителя – 0,88.

При указанных исходных данных обеспечился баланс мощностей турбины и компрессора и полностью совпали расчётные и эмпирические параметры: давление наддува воздуха в воздухоохладителе; давление наддува воздуха после охладителя; максимальное давление цикла. Однако расчётная температура газов перед турбиной (317 °С) оказалась на 13 °С меньше экспериментальной (330 °С). Но такое несоответствие можно считать допустимым для исследования качественного изменения параметров.

Анализ показателей расчётного режима показал, что производство адиабатического КПД компрессора на адиабатический КПД турбины по сравнению с номинальным режимом уменьшилось на 10 %, что с учётом уменьшения количества газов, проходящих через сопловой аппарат турбины, привело к уменьшению действительного коэффициента избытка воздуха при сгорании до 1,71. Это вызвало рост максимальной температуры цикла до 1660 К. Соответственно возросли температуры газов на линии расширения и ухудшились условия работы выпускных клапанов. То есть на расчётном режиме, соответствующем экономическому ходу судна, проявились отрицательные последствия "тяжёлого" винта.

На математической модели проверена возможность улучшения эффективности работы главного двигателя за счёт изменения его регулировочных параметров в условиях "тяжёлого" винта.

В табл. 2 показано, что изменение геометрической степени сжатия относительно регламентированного конструкторской документацией 17,3 (показатели при регламентированном значении угла опережения впрыска выделены жирным шрифтом) не приводит к существенному изменению рабочих процессов. Судя по температурам в цилиндре и выпускном тракте, значение геометрической степени сжатия 17,3 можно считать оправданным.

В табл. 3 показано влияние угла опережения впрыска топлива на показатели рабочих процессов дизеля на расчётном режиме (показатели при фактическом значении угла опережения впрыска выделены жирным шрифтом).

Таблица 2

Влияние геометрического степени сжатия на расчётном режиме

Показатель	16,5	17,3	17,7	18,5
Максимальное давление цикла, кг/см ²	82,4	90,7	94,5	97,9
Максимальная температура цикла, К	1643	1660	1670	1698
Температура в цилиндре в момент начала выпуска, К	652	663	663	664
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	7,8	8,5	8,7	9,0
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	638	650	655	661
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,65	1,67	1,67	1,66
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,78	2,80	2,80	2,78
Средняя температура газов перед турбиной, К	670,8	671,1	677,5	683,3
Суммарный индикаторный КПД	0,449	0,451	0,452	0,454

Из табл. 3 следует, что при увеличении опережения впрыска растёт максимальная температура цикла, но уменьшается температура в цилиндре в момент начала выпуска. Падение последней связано с увеличением доли тепла, отводимого в стенки цилиндра. Минимальная температура газов перед турбиной достигается при угле опережения впрыска –1,5 град., но это значение нельзя рекомендовать из-за роста температуры в цилиндре в момент начала выпуска.

В целом моделирование показало, что перерегулирование угла опережения впрыска (относительно значения –1,83 ... –2 град.) не позволяет устранить проблему повышенных температур газов (также низкого коэффициента избытка воздуха) на расчётном режиме. Также перерегулирование угла опережения впрыска не даёт экономии топлива, сравнимой с экономией от использования экономической скорости судна.

Изменение угла открытия выпускных клапанов рассмотрено при одновременном соответствующем смещении угла их закрытия, то есть при неизменном диапазоне открытия этих клапанов. В табл. 4 показано влияние угла открытия выпускных клапанов на показатели рабочих процессов дизеля на расчётном режиме (показатели при фактическом значении угла открытия выпускных клапанов выделены жирным шрифтом).

Таблица 3

Влияние угла опережения впрыска топлива, град,
на расчётном режиме

Показатель	-1,0	-1,3	-1,5	-1,83	-2	-2,5
Максимальное давление цикла, кг/см ²	75,6	82,8	85,7	90,7	92,1	96,0
Максимальная температура цикла, К	1598	1620	1641	1660	1693	1732
Температура в цилиндре на момент начала выпуска, К	682	675	670	663	657	640
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	7,2	7,8	8,1	8,5	9,0	9,5
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	617	631	648	650	660	682
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,76	1,72	1,70	1,67	1,67	1,65
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,86	2,85	2,84	2,80	2,80	2,80
Средняя температура газов перед турбиной, К	672,2	670,4	669,3	671,1	669,6	667,3
Суммарный индикаторный КПД	0,453	0,453	0,452	0,451	0,497	0,488

Из табл. 4 следует, что на расчётном режиме изменение угла открытия выпускных клапанов в диапазоне 8 град. не оказывает существенное влияние на рабочие процессы дизеля. Однако при более раннем выпуске по сравнению с паспортным 117,5 град. видна тенденция повышения температуры газов перед турбиной. При более позднем выпуске температура газов перед турбиной несколько уменьшается одновременно с небольшим уменьшением суммарного индикаторного КПД. Это означает, что паспортное значение угла начала открытия выпускных клапанов можно считать оптимальным и на рассматриваемом расчётном режиме.

Таблица 4

Влияние угла открытия выпускных клапанов, град,
на расчётном режиме

Показатель	110	113	117,5	122	125
Максимальное давление цикла, кг/см ²	90,8	90,7	90,7	90,7	90,9
Максимальная температура цикла, К	1659	1659	1660	1660	1666
Температура в цилиндре на момент начала выпуска, К	663	663	663	663	663
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	8,9	8,5	8,5	8,5	8,9
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	654	650	650	652	657
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,67	1,67	1,67	1,67	1,67
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,76	2,78	2,80	2,81	2,86
Средняя температура газов перед турбиной, К	681,3	673,9	671,1	668,8	653,6
Суммарный индикаторный КПД	0,450	0,451	0,451	0,450	0,450

Изменение угла закрытия впускных окон рассмотрено при одновременном соответствующем смещении угла их открытия, то есть при неизменном диапазоне открытия этих окон. В табл. 5 показано влияние угла закрытия впускных окон на показатели рабочих процессов дизеля на расчётном режиме (показатели при фактическом значении угла закрытия впускных окон выделены жирным шрифтом).

Из табл. 5 следует, что на расчётном режиме изменение угла закрытия впускных клапанов в диапазоне 8 град. влияет на рабочие процессы дизеля. Однако при более раннем закрытии по сравнению с паспортным (паспортное значение равно 224,5 град.) немного уменьшаются максимальная температура цикла и температура газов перед турбиной за счёт увеличения объёма воздуха в начале сжатия.

Моделированием также определено, что, если угол закрытия впускных клапанов установить равным 217 град. и увеличением подачи топлива поднять частоту вращения на 2 мин⁻¹ (то есть с 83,3 до 85,3 мин⁻¹), то средняя температура газов перед турбиной достигнет значения 670,5 К (практически как при закрытии впускных клапанов 671,1

град.), максимальная температура цикла увеличится до 1659 К (что близко к значению при закрытии впускных клапанов 224,5 град.), а температура в цилиндре в момент начала выпуска будет равна 664 К. Это означает, что за счёт более раннего начала сжатия воздуха в цилиндре можно немного исправить недостатки рабочего процесса и увеличить мощность дизеля на 5,6 %.

Таблица 5
Влияние угла закрытия впускных окон, град, на расчётном режиме

Показатель	217	220	224,5	229	232
Максимальное давление цикла, кг/см ²	91,4	91,0	90,7	90,5	89,9
Максимальная температура цикла, К	1651	1657	1660	1661	1671
Температура в цилиндре на момент начала выпуска, К	663	663	663	663	663
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	8,5	8,5	8,5	8,6	8,8
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	650	650	650	652	656
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,68	1,68	1,67	1,67	1,65
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,83	2,81	2,80	2,81	2,78
Средняя температура газов перед турбиной, К	664,8	669,5	671,1	670,6	673,9
Суммарный индикаторный КПД	0,451	0,451	0,451	0,450	0,450

В табл. 6 показано влияние эффективного проходного сечения соплового аппарата турбины на показатели рабочих процессов дизеля на расчётном режиме (показатели при фактическом эффективном проходном сечении выделены жирным шрифтом).

Из табл. 6 следует, что увеличение проходного сечения соплового аппарата турбины приводит к уменьшению средней температуры газов перед турбиной, но при этом существенно увеличивается максимальная температура цикла (соответственно увеличиваются температуры на линии расширения), что означает ухудшение условий работы выпускных клапанов. При уменьшении проходного сечения условия работы выпускных клапанов улучшаются, но средняя температура газов перед турбиной возрастает.

Таблица 6

Влияние эффективного проходного сечения соплового аппарата турбины, см², на расчётном режиме

Показатель	708,1 – 5 %	708,1 – 5 %	708,1	708,1 + 5 %	708,1 + 15 %
Максимальное давление цикла, кг/см ²	95,2	91,5	90,7	89,6	86,9
Максимальная температура цикла, К	1615	1641	1660	1676	1701
Температура в цилиндре на момент начала выпуска, К	660	662	663	665	668
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	8,5	8,5	8,5	8,6	8,7
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	656	652	650	661	664
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,73	1,69	1,67	1,62	1,57
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,80	2,81	2,80	2,83	2,81
Средняя температура газов перед турбиной, К	683,7	673,3	671,1	662,5	658,9
Суммарный индикаторный КПД	0,451	0,451	0,451	0,450	0,449

Поскольку при уменьшении проходного сечения соплового аппарата турбины температура в цилиндре в момент начала выпуска уменьшается незначительно, а температура газов перед турбиной увеличивается, корректировку проходного сечения соплового аппарата турбины нельзя признать эффективным способом улучшения рабочих процессов дизеля на расчётном режиме.

В табл. 7 показано влияние температуры воздуха наддува на показатели рабочих процессов дизеля на расчётном режиме (показатели при начальном значении давления выделены жирным шрифтом).

Из табл. 7 следует, что увеличение температуры воздуха наддува в рабочем диапазоне на 5 К приводит к росту: средней температуры газов перед турбиной на 4 ... 9 К, максимальной температуры цикла на 28 ... 32 К и температуры в цилиндре в момент начала выпуска на 20 ... 22 К. Увеличение температуры воздуха наддува также приводит к небольшому ухудшению суммарного индикаторного КПД. Это означает, что в эксплуатации на частичных ходовых режимах судна целесообразно стремиться к максимальному охлаждению воздуха наддува.

Таблица 7

Влияние температуры воздуха наддува, °С, на расчётном режиме

Показатель	22	25	27	30
Максимальное давление цикла, кг/см ²	90,7	90,5	90,1	89,5
Максимальная температура цикла, К	1660	1674	1692	1710
Температура в цилиндре на момент начала выпуска, К	663	673	685	694
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	8,5	8,8	9,1	9,1
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	650	656	671	675
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,67	1,67	1,66	1,62
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,80	2,80	2,77	2,73
Средняя температура газов перед турбиной, К	671,1	674,0	679,3	685,9
Суммарный индикаторный КПД	0,451	0,450	0,449	0,446

В табл. 8 показано влияние давления воздуха в машинном отделении на показатели рабочих процессов дизеля на расчётном режиме (при давлении 101,3 кПа, то есть без подпора воздуха, выделенные жирным шрифтом).

Из табл. 8 следует, что создание подпора воздуха в машинном отделении уменьшает максимальную температуру цикла и среднюю температуру газов перед турбиной. За счёт реализации этого мероприятия реально снизить максимальную температуру цикла и среднюю температуру газов перед турбиной до 10 К.

Моделированием также определено: если поднять давление в машинном отделении до 102,5 кПа, то появится возможность увеличить частоту вращения двигателя до 85,3 мин⁻¹ без ухудшения максимальной температуры цикла и средней температуры газов перед турбиной (температура в цилиндре в момент начала выпуска возрастёт незначительно – на величину менее 1 К).

Влияние "веса" гребного винта на рабочие процессы дизеля оценено путём изменения соотношения частоты вращения и момента сопротивления двигателя при сохранении индикаторной мощности двигателя. Для этого при уменьшении момента сопротивления на:

- 1 % частота вращения увеличивалась до 84,1 мин⁻¹;
- 2 % частота вращения увеличивалась до 85,0 мин⁻¹;
- 3 % частота вращения увеличивалась до 85,8 мин⁻¹;
- 3,5 % частота вращения увеличивалась до 86,2 мин⁻¹.

Таблица 8

Влияние давления воздуха в машинном отделении, кПа,
на расчётном режиме

Показатель	101,3	102,0	102,5	103,5
Максимальное давление цикла, кг/см ²	90,7	91,2	91,8	92,1
Максимальная температура цикла, К	1660	1656	1650	1641
Температура в цилиндре на момент начала выпуска, К	663	663	663	662
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	8,5	8,6	8,7	8,5
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	650	655	653	651
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,67	1,69	1,70	1,73
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,80	2,83	2,89	2,92
Средняя температура газов перед турбиной, К	671,1	667,5	665,8	661,1
Суммарный индикаторный КПД	0,451	0,451	0,451	0,451

В табл. 9 показано влияние момента сопротивления двигателя на показатели рабочих процессов дизеля при условии сохранения индикаторной мощности двигателя (показатели при моменте сопротивления на расчётном режиме выделены жирным шрифтом).

Из табл. 9 следует, что "облегчение" гребного винта существенно улучшает рабочие процессы в двигателе, несколько повышает суммарный индикаторный КПД и позволяет повысить эксплуатационную мощность двигателя.

Например, если "облегчить" гребной винт на 3 %, то, как установлено моделированием, мощность двигателя можно повысить на 7 % (что достигается при частоте вращения 85,8 мин⁻¹) при условии не превышения температуры в цилиндре в момент начала выпуска 663 К (т.е. температуры на расчётном режиме). При этом максимальная температура цикла будет равняться 1622 К, что на 38 К меньше, чем на расчётном режиме, а средняя температура газов перед турбиной повысится до 681,5 К (на 10,4 К), что разрешается конструкторской документацией и соответствует стендовым испытаниям двигателя.

Таблица 9

Влияние момента сопротивления двигателя, %, на расчётном режиме

Показатель	100	99	98	97	96,5
Максимальное давление цикла, кг/см ²	90,7	90,9	87,8	83,9	80,4
Максимальная температура цикла, К	1660	1640	1615	1590	1573
Температура в цилиндре на момент начала выпуска, К	663	660	658	653	649
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	8,5	8,5	8,4	8,3	8,0
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	650	646	640	632	620
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,67	1,7	1,74	1,81	1,87
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,80	2,83	2,87	2,93	2,98
Средняя температура газов перед турбиной, К	671,1	668,7	664,9	663,2	656,0
Суммарный индикаторный КПД	0,451	0,451	0,453	0,456	0,460

Таким образом результаты моделирования показали, что при "тяжёлом" винте закономерности изменения рабочих процессов в малооборотном двухтактном главном двигателе с изобарным наддувом схожи с закономерностями в среднеоборотном четырёхтактном дизеле с импульсным наддувом.

Изложенное позволило заключить, что на судах с "тяжёлыми" винтами фиксированного шага перерегулировкой главного дизеля практически невозможно решить проблему эффективной работы дизеля (в условиях перегрузки). Решение проблемы следует искать в изменении гидродинамики гребного винта. В этом плане представляют интерес технические решения [12, 13], в которых для изменения упора гребного винта предложено подавать воздух или газы на всасывающую поверхность винта.

В [12] воздух подаваться самотёком из атмосферы с помощью труб, расположенных за кормой судна. В конструкции предусмотрена гильза, с помощью которой регулируется подача воздуха.

В [13] воздух или газы подаются через корпус судна или направляющую насадку в случае, когда винт контактирует со льдом. В качестве сигнала, регулирующего подачу воздуха или газов, предложено использовать один из трёх: момент, измеренный торсиомером на валу (момент возрастает при контакте винта со льдом); частота вращения вала (полагается, что она уменьшается из-за действия ограничителя нагрузки двигателя при контакте винта со льдом); сигнал от детектора приближения льда к винту.

За счёт подачи воздуха (или газов) и образования воздушных пузырей уменьшается количество воды, контактирующей с винтом, что приводит к уменьшению упора и соответственно момента сопротивления винта.

В [12, 13] фактически предложен способ корректировки упора гребного винта, однако конструктивные решения не обеспечивают корректировку винтовой характеристики, то есть необходимую корректировку момента сопротивления главного двигателя во всём диапазоне частот вращения на ходовых режимах. Также они не обеспечивают корректировку момента сопротивления при изменении условий плавания: изменениях силы и направления ветра и волнения, течений и влияния мелководья.

Альтернативой изобретению [13] для корректировки упора гребного винта предлагается система управления, схема которой изображена на рис. 1.

Кроме указанных на рис. 1 элементов, система включает компрессор, резервуар со сжатым воздухом, клапаны и трубопроводы. От аналогичных систем она отличается наличием перед гребным винтом кольцевой насадки с резиновыми втулками, в которых смонтированные воздушные сопла для подачи воздуха в зону работы гребного винта. Защита от обрастаний морскими микроорганизмами выполняется высокочастотными колебаниями, которые генерируются блоком формирования высокочастотных колебаний, и по соответствующей шине поступают к воздушным соплам [14].

В качестве датчика частоты вращения гребного винта 1 можно использовать преобразователь сигнала заданной частоты вращения, который подаётся на регулятор частоты вращения (преобразователь сигнала уставки регулятора) либо индукционный преобразователь, расположенный на расстоянии 2 ... 3 мм от поверхности зубчатой ленты, которая опоясывает гребной вал. Во втором случае при вращении гребного вала каждый зуб ленты вызывает импульс тока в цепи преобразователя, и частота тока оказывается пропорциональной скорости вращения вала. Использование в системе сигнала заданной частоты

вращения, который отличается стабильностью, вполне оправданно, так как система должна усреднять частоту вращения в условиях волнения во избежание нестабильности подачи воздуха или газов к гребному винту. Если используется сигнал фактической частоты вращения от индукционного преобразователя, то его усреднение должно обеспечиваться интегратором 7 за счёт выбора больших значений времени интегрирования.

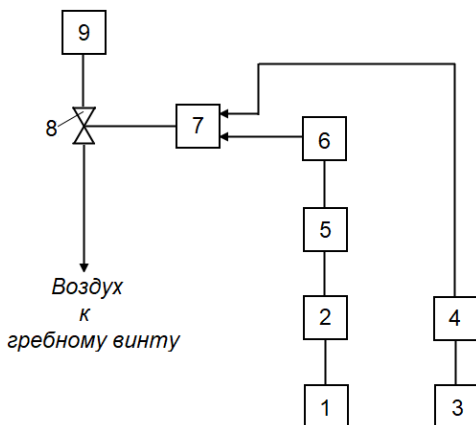


Рис. 1. Система управления коррективкой упора гребного винта: 1 – датчик частоты вращения гребного винта; 2 – преобразователь сигнала датчика 1 в напряжение постоянного тока; 3 – потенциометрический датчик хода рейки топливных насосов; 4 – усилительное устройство с регулируемым коэффициентом усиления для настройки сигнала фактического хода рейки топливных насосов; 5 – функциональный преобразователь сигнала частоты вращения в сигнал хода рейки топливных насосов (реализует квадратичную зависимость); 6 – регулировочный потенциометр для настройки паспортной винтовой характеристики; 7 – блок, реализующий интегральный закон управления; 8 – клапан, регулирующий подачу воздуха или газов к гребному винту; 9 – источник сжатого воздуха или газов

Датчик хода рейки топливных насосов главного двигателя представляет собой потенциометр, включённый в мостовую схему и жёстко связанный с рейкой. Устройство 4 позволяет настраивать уровень сигнала датчика без переподсоединения потенциометра. Сигнал этого датчика соответствует фактической нагрузке главного двигателя.

Функциональный преобразователь 5 для каждого значения частоты вращения гребного вала вырабатывает желательное значение на-

грузки двигателя (желательный момент сопротивления гребного винта). Фактически преобразователь 5 воспроизводит паспортную винтовую зависимость судна (зависимость момента сопротивления гребного винта от его частоты вращения, для которой выбран главный двигатель при постройке судна).

Регулировочный потенциометр 6 позволяет перерегулировать паспортную винтовую зависимость судна (изменить наклон винтовой зависимости) как в "сторону" более "тяжёлого", так и в "сторону" более "лёгкого" винта. Такая корректировка винтовой зависимости может оказаться полезной в случае ухудшения технического состояния главного двигателя (например, при закоксовывании его газозооушного тракта).

Если выходной сигнал устройства 4 оказывается больше выходного сигнала потенциометра 6, то есть главный двигатель начинает работать на более "тяжёлый" винт, блок 7 вырабатывает сигнал, который открывает клапан 8.

Открытие клапана 8 приводит к подаче воздуха в кольцевую насадку с резиновыми втулками, в которых смонтированные воздушные сопла, и далее в поток воды, набегающий на гребной винт. Появление в этом потоке воздуха или газов приводит к уменьшению упора гребного винта и соответственно к уменьшению момента сопротивления гребного винта, что в свою очередь вызывает уменьшение нагрузки главного двигателя. Регулятор частоты вращения главного двигателя уменьшает ход рейки топливных насосов до тех пор, пока сигнал на выходе устройства 4 и потенциометра 6 не станут равными, что прекратит увеличение сигнала на выходе блока 7.

Если сопротивление движению судна уменьшается, например, при появлении попутного ветра, сигнал на выходе устройства 4 становится меньше сигнала на выходе потенциометра 6. Это приводит к уменьшению сигнала на выходе блока 7 и соответственно к уменьшению подачи воздуха. При существенном уменьшении сопротивления движению судна клапан 8 закрывается, и подача воздуха прекращается.

Предложенная система предназначена для ходовых режимов судна. На манёвренных режимах блок 7 рекомендуется отключать, чтобы подача воздуха (газов) не ухудшала манёвренные характеристики судна. Максимально допускаемое количество воздуха или газов, подаваемых к гребному винту, следует определить из условия отсутствия кавитации винта на всех ходовых режимах судна.

Применение предложенной системы управления корректировкой упора гребного винта обеспечивает улучшение рабочих процессов ди-

зеля на ходовых режимах судна, так как улучшается работа турбокомпрессора и повышается избыток воздуха при сгорании. Это одновременно позволяет эксплуатировать суда с винтами фиксированного шага с большими скоростями при их движении в грузу и при повышенном сопротивлении движению корпуса судна. Увеличение скоростей судов в грузу существенно улучшает экономические показатели работы флота.

В дальнейшем исследовании предполагается разработать методику определения производительности подсистемы подачи воздуха (газов) для коррекции упора гребного винта.

ЛИТЕРАТУРА REFERENCES

1. Горб С. И. Моделирование судовых дизельных установок и систем управления: учебное пособие для вузов. – М. : Транспорт, 1993. – 134 с.
2. Горб С.И. Моделирование динамики работы дизельных импульсных установок на ЭЦВМ: учебное пособие. – М.: В/О "Мортехинформреклама", 1986. – 48 с.
3. Горб С.И. Эффективность устройств защиты судового малооборотного дизеля от тепловых перегрузок // Двигателестроение. – 1990. – №5. – С. 28, 35 – 38.
4. Маслов В.В. Влияние скорости на экономические показатели работы судна // Энергетические установки современных морских судов: сб. науч. трудов. – Л.: Транспорт, 1987. – С. 3 – 7.
5. Горб С. Новые правила энергоэффективности для судов // Порты Украины. – 2013. – № 1(123). – С. 34, 35.
6. Горб С.И. Мониторинг энергоэффективности судов // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2015. – Вып. 21. – Одесса: ОНМА. – С. 48 – 53.
7. Горб С.И. Оптимизация главного двигателя на режиме экономического хода судна // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса: ОНМА. – С. 17 – 34.
8. Гончар Б.М. Численное моделирование рабочего процесса дизелей. // Энергомашиностроение. – 1968. – №7. – С. 34, 35.
9. Дизели: справочник. Изд. 3-е. /Под ред. В.А. Ваншейдта и др. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.

10. Козьминых А.В., Красовский О.Г., Горб С.И. Расчёт эксплуатационных параметров судовых дизелей на ЭЦВМ: учебное пособие. – М.: ЦРИА "Морфлот", 1981. – 44 с.

11. Instructions for HYUNDAI-B&W 7S60MC engine operation. – Doc. No.: K630 – INR99A – 3113. – ННН – EMD, 2000. – 366 с.

12. А.с. 977275 А СССР, МКИ В 63, Н 21/00, В63 Н 5/16. Устройство для подачи воздуха к гребному винту / Ф.Г. Куковицкий, Г.П. Айбабин, И.П. Голышев и Т.М. Мезина (СССР). – №2542950/27-11; заявлено 30.11.77; опубл. 30.11.82, Бюл. № 44. – 3 с.

13. Пат. SU 1678199 АЗ СССР, МПК В 63, Н 5/16, В 63 В35/08. Способ снижения сопротивления вращению гребного винта / Антти Калеви Хенрик Ярви, Юха Аксели Хейкинхеймо, Эркки Вейкко Элиас Хирвонен; заявитель и патентообладатель Аквамастер Раума ОЙ (Финляндия). – № 40208333/11; заявл. 24.10.86; опубл. 15.09.91, Бюл. № 34. – 5 с.

14. А.с. 1557004 А2 СССР, МПК 5В 63, Н 1/36, В63 Н 23/04. Судовая гребная установка/ М.Д. Генкин, Д.М. Ростовцев, А.А. Синиченко, С.Г. Костогрыз, В.А. Петров, Г.А. Синиченко, Л.В. Ледакова (СССР); заявитель и патентообладатель Хмельницкий технологический институт бытового обслуживания. – № 3399821/27-11; заявлено 19.02.82; опубл. 15.04.90, бюл. № 14. – 5 с.

Усовершенствование системы управления рециркуляцией дымовых газов судового вспомогательного котла

Михайленко В.С.¹, Ложечников В.Ф.²

НУ «Одесская морская академия», Одесса, Украина¹

Одесский национальный политехнический университет²

vladmihailen@gmail.com¹, fontan@optima.com.ua²

Improvement of the flue gas recirculation control system of the ship auxiliary boiler

Vladislav Mikhailenko¹, Vadim Lozhechnikov²

NU "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine¹

Odessa National Polytechnic University, Odessa, Ukraine²

vladmihailen@gmail.com¹, fontan@optima.com.ua²

Анотація - Пропонується ефективний алгоритм нейромережі для системи управління рециркуляцією димових газів судового допоміжного котла для зниження вмісту NO_x у вихідних газах.

Abstract - An efficient neural network algorithm is offered for the flue gas recirculation control system of a ship auxiliary boiler to reduce the NO_x content in the exhaust gases.

DOI: 10.31653/1819-3293-2019-1-25-53-62

Известно, что с 1 января 2020 года Международная морская организация (ИМО) ужесточает нормы максимального содержания серы в морском топливе (бункерном мазуте) с 3,5 до 0,5 % с целью позитивного воздействия на окружающую природную среду [1]. Эти нормы ставят перед судоходными компаниями ряд новых задач по поиску и внедрению на судах оптимальных технологий (в плане цена – эффективность), направленных на снижение содержания вредных выбросов.

В настоящее время действует целый ряд подходов по уменьшению концентрации NO_x в дымовых газах оборудования СЭУ: первичные методы, заключающиеся в подавлении образования NO_x в топках котлов или камерах сгорания дизелей и вторичные методы снижения выбросов NO_x, заключающиеся в обработке дымовых газов после котла

или дизеля [2]. Несмотря на большой объем выполненных исследований, большинство работ направлено на снижение выбросов оксидов азота методами селективного каталитического и некаталитического восстановления оксидов азота [2]. Указанные методы хотя и обеспечивают высокую степень очистки дымовых газов, но при этом связаны со значительными финансовыми затратами и основаны на использовании опасных химических реагентов. Также по данным [1] скрубберы установлены на более чем на 1 % от общего числа судов, и отраслевые аналитики предсказывают, что к 2020 году их число вряд ли превысит 10 – 20 %. Поэтому проблема разработки и внедрения на судах новых, экономически относительно недорогих и экологически эффективных методов очистки отработавших газов судовых дизелей и котлов от оксидов азота и серы является актуальной.

Известно, что снижение образования NO_x может быть достигнуто путем воздействия на максимальную температуру горения, что обеспечивается вводом газов рециркуляции. Дымовые газы с температурой 300 – 400 °С отбираются перед воздухоподогревателем и рециркуляционным дымососом и подаются в топочную камеру. В результате максимальная температура в топке снижается на 120 ... 130 °С и падает концентрация кислорода в зоне горения, что также уменьшает образование топливных NO_x . При этом КПД парового котла снижается сравнительно мало (0,01 – 0,03 % на 1 % рециркулирующих газов) [3].

Эффективность подавления образования оксидов азота при вводе газов рециркуляции определяется следующими факторами: место отбора газов на рециркуляцию; условиями их ввода в топочную камеру; степенью рециркуляции r , %; распределением газов рециркуляции по объему топочной камеры; состоянием котла.

Существует несколько способов ввода газов рециркуляции в топку (рис. 1):

- в под (нижнюю часть) топки (процесс 1);
- в шлиц под горелками (процесс 2);
- в воздухопровод горячего воздуха (процесс 3);
- непосредственно в горелочное устройство в один из воздушных потоков или между потоками воздуха (процесс 4);
- в поток топлива на горелку (процесс 5);.

Как показано на рис. 1 эффективность снижения выбросов оксида азота при реализации представленных способов существенно различается.

Применение рециркуляции является одним из самых доступных и недорогих средств снижения образования оксида азота в топочных камерах агрегатов СЭУ. В ряде случаев, снижение выброса оксидов

азота в эксплуатационных условиях на 30 – 35 % можно обеспечить без какой-либо реконструкции. Так, в исследованиях ВТИ [3], проведенных при сжигании мазута в промышленном парогенераторе ТГМП-114 с прямоточными горелками, такое снижение достигалось даже при подаче рециркулирующих газов с $r=23\%$ при $T=350\text{ }^{\circ}\text{C}$ через шлицы, расположенные под каждой горелкой при номинальной и 58 %-й нагрузках.

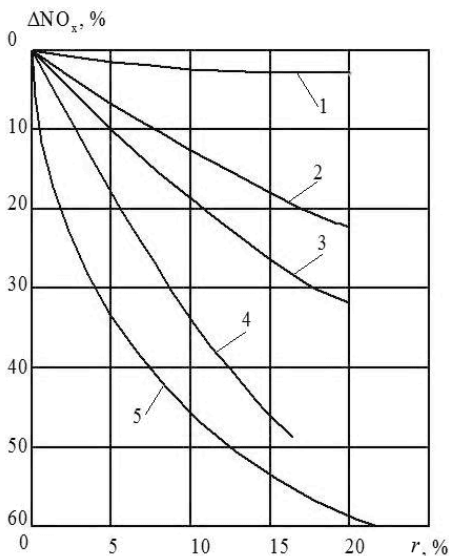


Рис. 1. Влияние способа ввода газов рециркуляции на снижение концентрации оксидов азота при сжигании топлива

Эффективность рециркуляции тем больше, чем выше температура в зоне горения. Она снижается при:

- уменьшении нагрузки котла;
- уменьшении температуры горения топлива;
- увеличении коэффициента избытка воздуха;
- повышении содержания азотосодержащих соединений в топливе.

Технически возможно обеспечить рециркуляцию и без специального рециркуляционного дымососа. Для этого в дымоходе котла вблизи дымососа устанавливается специальный шибер, позволяющий регулируемо отбирать около 20 % дымовых газов и направлять их на вход дутьевого вентилятора [3]. Использование данных технологиче-

ских решений, направленных на снижение вредных выбросов, представляется перспективным направлением и в агрегатах СЭУ.

С целью апробации представленной технологии снижения содержания вредных выбросов, проведено моделирование САУ рециркуляцией дымовых газов в воздуховод парового котла (рис. 2). Исследуемым структурным элементом математической модели котла является газоздушный тракт, который состоит из газохода и воздуховода. Регулируемыми параметрами для этого участка являются разрежение дымовых газов в верхней части топочной камеры и избыток воздуха, характеризующий экономичность процесса горения.

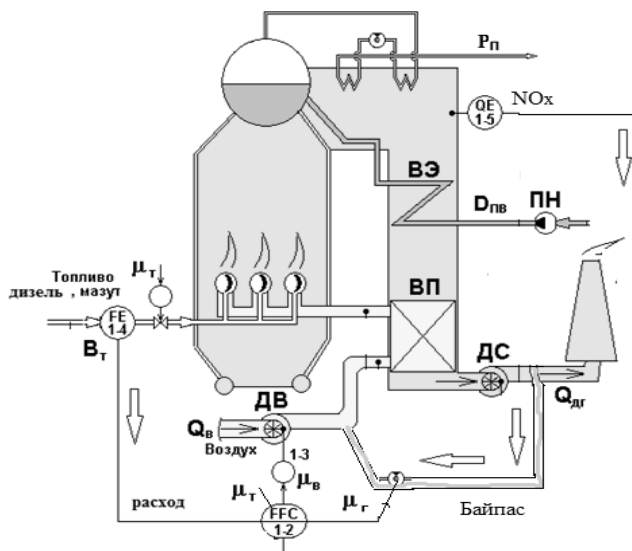


Рис. 2. Схема системы нейросетевой системы управления процессом рециркуляции дымовых газов парогенератора марки Mitsubishi Marin Main Boiler MB паропроизводительностью 50 т/ч: ДС – дымосос; ДВ – дутьевой вентилятор; ВП – воздушный подогреватель; ВЭ – водяной экономайзер; ПН – питательный насос; QE – газоанализатор; FFC – регулятор рециркуляции; FE – расходомер; μ – управляющие воздействия

При выводе дифференциальных уравнений газохода и воздуховода, как участков регулирования, были приняты следующие допущения: газоход после дымососа и воздуховод после дутьевого вентилятора очень короткие и обратная реакция давления в топке на расход

мазута и воздуха на входе пренебрежимо мала; аккумулирующая емкость топки и газоходов сосредоточена в одном объеме, а дроселирующая способность газоходов и поверхностей нагрева сосредоточена в одной точке. Регулирование осуществляется путем изменения положения направляющего аппарата дымососа и дутьевого вентилятора. С учетом перечисленных допущений регулируемые участки могут быть заменены упрощенной системой, состоящей из емкости, дросселя и дымососа (дутьевого вентилятора).

Регулируемой величиной является отклонение давления в рециркуляционном газоходе от заданного значения ΔP_p ; входной величиной (регулирующим воздействием) – изменение положения направляющего аппарата дымососа $\Delta \varphi_\Gamma$. В качестве внешнего возмущения примем изменение расхода уходящих газов на притоке ΔM . Таким образом, уравнение динамики имеет следующий вид [4]:

$$T_1^{21} \Delta \dot{P}_p + \Delta P_p = k_2^{21} \Delta \varphi_\Gamma + k_4^{21} \Delta M, \quad (1)$$

где

$$T_1^{21} = (a_L^\Gamma - a_P^\Gamma) \frac{m_\Gamma}{\bar{P}_\Gamma} \alpha; \quad k_2^{21} = -b_P^\Gamma; \quad k_4^{21} = a_L^\Gamma - a_P^\Gamma;$$

k_i^n и T_i^n – коэффициенты, принимающие постоянное значение в заданном режиме функционирования котла (n – соответствует номеру дифференциального уравнения, i – порядковый номер коэффициента); m_Γ – масса дымовых газов в газоходе котла в стационарном режиме работы, кг; \bar{P}_Γ – давление дымовых газов в верхней части топочной камеры, Па; $a_P^\Gamma, a_L^\Gamma, b_P^\Gamma$ – определяются графически по расходным характеристикам газохода и дымососа.

Динамические свойства воздуховода, определяющие зависимость между изменением подачи воздуха в топку котла и положением направляющего аппарата дутьевого вентилятора $\Delta \varphi_B$, описываются уравнением вида [4]:

$$T_2^{22} \Delta \ddot{M}_L + T_1^{22} \Delta \dot{M}_L + \Delta M_L = k_1^{22} \Delta \varphi_B + k_2^{22} \Delta \varphi_B, \quad (2)$$

где

$$T_2^{22} = \frac{-a_P^B (a_L^B)^2 \left(\frac{m_B}{\bar{P}_B} \alpha \right)^2}{a_L^B - a_P^B}; \quad T_1^{22} = \frac{-2a_P^B a_L^B + (a_L^B)^2 \left(\frac{m_B}{\bar{P}_B} \alpha \right)}{a_L^B - a_P^B};$$

$$k_1^{22} = \frac{b_P^B a_L^B}{a_L^B - a_P^B} \left(\frac{m_B}{\bar{P}_B} \alpha \right); \quad k_2^{22} = \frac{b_P^B}{a_L^B - a_P^B};$$

ΔM_L – изменение расхода воздуха; m_B – масса дымовых газов в воздуховоде котла в стационарном режиме работы, кг; \bar{P}_B – среднее значение давления воздуха в воздуховоде, Па; a_P^B, a_L^B, b_P^B – определяются графически по расходным характеристикам воздуховода и дутьевого вентилятора; α – коэффициент избытка воздуха.

Исходные данные для расчета коэффициентов дифференциальных уравнений (1) и (2) определялись по напорным характеристикам центробежного дымососа одностороннего всасывания ДН-12,5 [7] и гидравлической характеристике газохода газо-мазутного барабанного котла ГМ-50 (аналог судовых вспомогательных котлов средней мощности) и представлены в [4]:

$$m_\Gamma = 87,1 \text{ кг}; \bar{P}_\Gamma = 1,01 \cdot 10^5 \text{ Па}; \alpha = 1,15; a_L^\Gamma = 2 \cdot k \cdot \bar{Q}; a_P^\Gamma = \frac{\Delta H_M}{\Delta Q};$$

$$k = \frac{H_P^{PP} - H_{\text{пост}}}{Q_P^2}; k = \frac{355 - 12}{84000^2} = 0,0429 \cdot 10^{-6} \text{ мм вод.ст.} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6;$$

$$a_L^\Gamma = 2 \cdot 0,0429 \cdot 10^{-6} \cdot 87,4 \cdot 10^3 = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ мм вод.ст.} \cdot \text{ч} / \text{м}^3 = 353 \text{ Па} \cdot \text{с} / \text{кг};$$

$$a_P^\Gamma = \frac{30,8}{-7,4 \cdot 10^3} = -4,16 \cdot 10^{-3} \text{ мм вод.ст.} \cdot \text{ч} / \text{м}^3 = -196 \text{ Па} \cdot \text{с} / \text{кг};$$

$$b_P^\Gamma = \frac{\Delta H_\Phi}{\Delta \Phi}; b_P^\Gamma = \frac{92,3}{20} = 4,62 \text{ мм вод.ст.} / \% = 45,3 \text{ Па} / \%;$$

$$a_P^\Gamma = -196 \text{ Па} \cdot \text{с} / \text{кг}; a_L^\Gamma = 353 \text{ Па} \cdot \text{с} / \text{кг}; b_P^\Gamma = 45,3 \text{ Па} / \%;$$

$$T_1^{21} = (353 - (-196)) \frac{87,1}{1,01 \cdot 10^5} \cdot 0,9 = 0,425 \text{ с};$$

$$k_2^{21} = -45,3 \text{ Па} / \%; k_4^{21} = 353 - 196 = 197 \text{ Па} \cdot \text{с} / \text{кг}.$$

После подстановки коэффициентов в уравнение (1) и выполнения преобразования Лапласа получены передаточные функции по каналам управления $W(s)_{\mu-p}$ (изменение положение направляющего аппарата – изменение давления дымовых газов) и возмущения $W(s)_{M-p}$ (изменение расхода уходящих газов – изменение рециркуляционного давления в газоходе):

$$W(s)_{\mu-p} = \frac{-45,3}{(0,43s + 1)}; W(s)_{M-p} = \frac{197}{(0,43s + 1)}.$$

Ввиду наличия нелинейностей в системе управления предлагается вместо стандартного линейного ПИД-регулятора воспользоваться адаптивным нейросетевым регулятором. Реализация нейросетевого регулятора (FFC) (см. рис. 2) может быть выполнена на базе нейрочипа CM1K фирмы The CogniMem Technologies. Данный чип содержит 1024 нейрона, работающих параллельно. При необходимости увеличения количества нейронов в сети, имеется возможность установить модуль СМЕ1К с двумя нейрочипами СМК1. Также рассмотренные чипы позволяют нарастить сеть до 8192 нейронов, путем соединения четырех таких модулей. Связь с микроконтроллером по компьютеру осуществляется по последовательной шине I2C (400 кбит/с) [5].

Для моделирования нейросетевой САУ рециркуляции на основе экспериментальных [6] и расчетных данных была составлена обучающая выборка коррекции коэффициента избытка воздуха α в зависимости от паровой нагрузки котла (табл.) для достижения минимально возможного значения NO_x . Обучающая выборка ИНС состояла из матрицы входных сигналов (оптимальное управляющее воздействие адаптивно настроенного ПИД-регулятора для поддержания заданного давления уходящих газов в контуре рециркуляции или байпаса) и матрицы соответствующих выходных сигналов (значений NO_x). Следует отметить, что положение направляющего аппарата (см. рис. 2) напрямую влияет на давление газов в байпасае и соответственно определяет текущее значение NO_x . Схема обучения нейронной сети, являющейся ключевым механизмом работы адаптивной нейросетевой системы оптимального управления процессом рециркуляции, приведена на рис. 3, а программное окно обучения ИНС – на рис. 4. С учетом простоты и наличия библиотеки элементов ИНС, для обучения нейросетевого контроллера (НСК) были использованы специализированные программные редакторы в пакете MatLab [8], реализующие методы эталонного управления и действующие на основе алгоритма обучения – обратного распространения ошибки [8]. Нейроны первого слоя имеют активационную функцию – гиперболический тангенс, а у нейронов второго слоя активационные функции линейные (см. рис. 4).

Предложенная нейросетевая САУ кроме поддержания максимально возможного КПД судового котла в зависимости от нагрузки и коэффициента избытка воздуха, минимизирует содержание NO_x в уходящих газах (рис. 5).

Моделирование предлагаемой нейросетевой САУ и традиционной САУ процесса рециркуляции дымовых газов при работе судового котла с 25 % нагрузкой показало преимущество нейросетевой систе-

мы управления, обученной на достижение минимально возможного содержания вредных выбросов в атмосфере.

Таблица

Обучающая выборка для НСК оптимального режима горения топлива по критериям минимизации NO_x и достижения максимально возможного КПД котла

Нагрузка котла, %	10	30	50	70	90
α	1,1	1,18	1,21	1,25	1,32
$\text{NO}_x \cdot 100$, мг/м ³	1	4	6	7,8	8,3

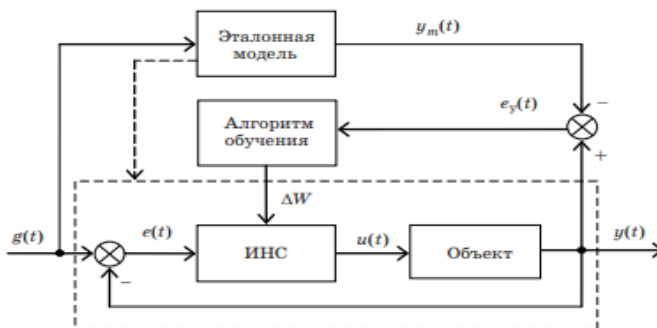


Рис. 3. Схема обучения нейросетевой системы управления (НСУ): ΔW – весовые коэффициенты; $y(t)$ – регулируемый выходной параметр; $g(t)$ – задание; $e(t)$ – ошибка; $y_m(t)$ – эталонный (модельный) выходной параметр (содержание NO_x); $e_y(t)$ – ошибка алгоритма обучения; ИНС – искусственная нейронная сеть (регулятор)

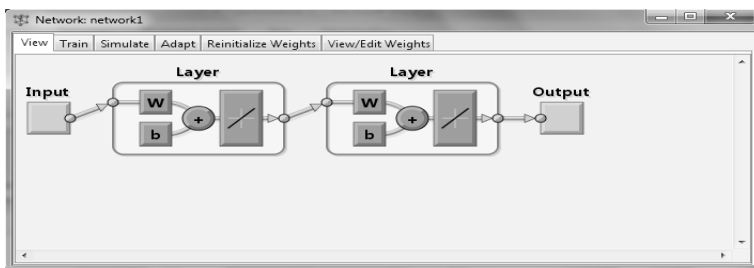


Рис. 4. Окно обучения ИНС в программе NNtool (MatLab)

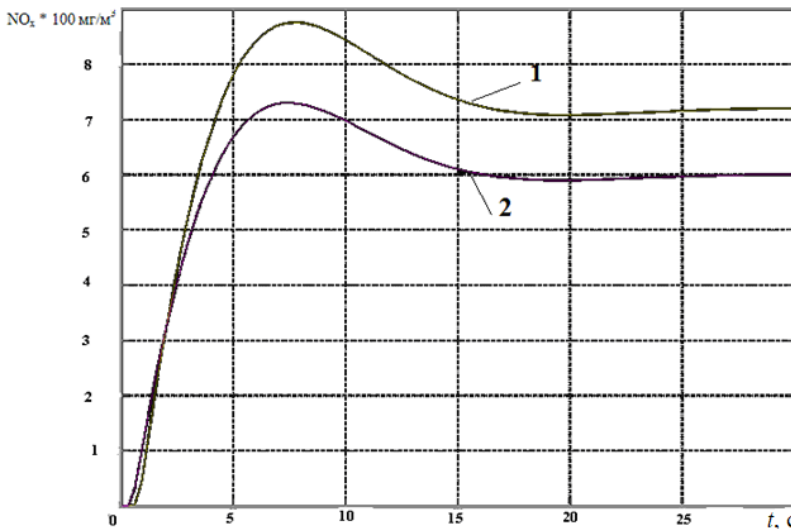


Рис. 5. Переходные процессы регулирования содержания NO_x в уходящих газах судового котла: 1 – традиционная САУ с ПИД - регулятором ($\alpha = 1,3$); 2- нейросетевая САУ ($\alpha = 1,15$) при нагрузке котла 0,25 от номинальной

Сравнительный анализ переходных процессов САУ (см. рис. 5) продемонстрировал уменьшение содержания NO_x на 14 % по сравнению с типовой системой управления с ПИД-регулятором. Таким образом, использование предлагаемой структуры управления представляется перспективной для внедрения на судах.

ЛИТЕРАТУРА REFERENCES

1. ИМО 2020 – перспективы судоходной отрасли и нефтеперерабатывающих заводов [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://modcon.ru/applications/судоходство-и-морские-перевозки/>

2. Хачоян М.М. Снижение выбросов оксидов азота с отработавшими газами судовых дизелей и котлов абсорбцией водой: автореферат диссертации ... канд. тех. наук. – Новороссийск: ГМУ им. Ф.Ф. Ушакова, 2013. // <http://www.dslib.net/sudovenergoustanki/snizhenie-vybrosov-oksidv-azota-s-otrabotavshimi-gazami-sudovyh-dizelej-i-kotlov.html>.

3. Электроэнергетика и охрана окружающей среды. Функционирование энергетики в современном мире [Электронный ресурс]. <http://energetika.in.ua/ru/books/book-5/intro>

4. Профос П. Регулирование паросиловых установок. – М.: Энергия, 1967. – 368 с.

5. Нейронный процессор. [Электронной ресурс]. Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/Нейронный_процессор

6. Boiler Construction and Design. [Электронной ресурс]. Режим доступа: www.marineinsight.com

7. Вентиляторный завод Укрвентсистемы. [Электронной ресурс]. Режим доступа: http://ukrvent.com/dn-12-5_dymosos-html/

8. Бураков М.В. Нейронные сети и нейроконтроллеры: учеб. пособие. – СПб.: ГУАП, 2013. – 284 с.

УДК 681.58

ARTICLE HISTORY

Received 15.11.2019

Accepted 20.11.2019

Підвищення ефективності функціонування ергатичних систем управління мікрокліматом суднових приміщень

Михайлов Сергій Анатолійович¹, Харченко Роман Юрійович²
НУ «Одеська морська академія», Одеса, Україна
smikhailov@i.ua¹, romannn30@gmail.com²

Improving the efficiency of functioning the ship ergatic microclimate control systems of ship spaces

Mikhailov S.A.¹, Kharchenko R.Yu²
National University «Odessa Maritime Academy», Odessa, Ukraine
smikhailov@i.ua¹, romannn30@gmail.com²

Анотація – Виявлено, що одним з основних напрямів підвищення ефективності функціонування суднових ергатичних систем управління є впровадження сучасних інтелектуальних систем та методів моніторингу і діагностики роботи обладнання. Обґрунтований напрям дослідження - вдосконалення програмного забезпечення та впровадження сучасних інтелектуальних гібридних методів управління. Об'єкт дослідження – система аварійної сигналізації та контролю відхилень параметрів внутрішньо-суднового атмосферного середовища.

Abstract – It was revealed that one of the main directions of increasing the functioning efficiency of ship's ergatic control systems is the introduction of modern intelligent systems and methods for monitoring and diagnosing equipment operation. The direction of the study is substantiated - improving software and introducing modern intelligent hybrid management methods. The object of study was the alarm system and control deviations of the parameters of the internal atmospheric environment on the vessel.

DOI: 10.31653/1819-3293-2019-1-25-63-71

Аналіз сучасного стану розвитку інтелектуальних технологій дозволяє зробити висновок, який ще зовсім недавно звучав досить фантастично – в найближчому майбутньому судном буде управляти ме-

режа нейронів штучного інтелекту без участі людини. Впровадження спеціальних алгоритмів в електронні системи управління на суднах дозволить знайти оптимальний варіант маршруту, прорахувати найефективніший режим проходження судна з урахуванням метеорологічних умов і витрати палива, створити оптимальні умови для роботи екіпажу. Враховуючи загальносвітову тенденцію провідних суднобудівників по створенню повністю автоматизованих «розумних» суден із застосуванням штучного інтелекту для постійного моніторингу всіх систем судна і своєчасне попередження і ліквідацію поломок і несправностей, актуальність роботи по підвищенню ефективності діючих систем управління з участю оператора беззаперечна.

Пропонується розглянути до застосування при експлуатації ергатичних систем на судні апарат гібридних інтелектуальних мереж (ГІМ), який є потенційно потужним інструментом вирішення складних проблем та забезпечує повноту бази знань [1].

В архітектуру таких гібридних систем інтегровані, в залежності від поставленого завдання, різні інтелектуальні модулі - нейронні мережі, генетичні алгоритми, нечіткі контролери, системи підтримки прийняття рішень (СППР), адаптивні системи та інші складові так званого «штучного інтелекту». У коло завдань штучного інтелекту входить постійний моніторинг всіх систем судна і своєчасне попередження і ліквідація поломок і несправностей. Нейронна мережа зможе розрахувати ймовірність несправності і розробити варіанти її запобігання [2]. Ці системи успішно реалізують досвід і знання експертів, а також мають здатність до самонавчання.

Розглянуто альтернативний метод експлуатації ергатичних систем управління мікрокліматичними параметрами судових приміщень із застосуванням інтелектуальних систем в єдиному комплексі. У запропонованому варіанті побудови такої системи функцію адаптації виконують нейронні мережі, здатні до самонавчання.

Область використання подібних технологій має величезні перспективи на суднах будь-яких типів, тому що сучасне судно є складним нелінійним об'єктом, на якому активно впроваджуються інтегровані системи, які в комплексі вирішують завдання управління судовими технічними засобами - системи навігації, попередження зіткнень, управління рухом, забезпечення радіозв'язку, безпеки та ін. Незважаючи на великий інтерес до цих технологій і наукові напрацювання в даній області стосовно суден, даний напрямок все ще залишається слабо розвиненим, і в багатьох складних підсистемах судна управління здійснюється традиційними методами, в більшості випадків не забезпечуючи належної якості та надійності.

Традиційні підходи в розробці СППР засновані на низці теорій таких як - системний аналіз, теорія ігор, теорія ризику, теорія ймовірності і т.д. Експертні системи (ЕС), що лежать в основі таких СППР, мають ряд недоліків, пов'язаних з неможливістю враховувати досвід, знання і інтуїцію людини - штурмана, механіка, лоцмана, тобто експерта в даній області.

Останнім часом широке застосування і актуальність в «інтелектуальних» СППР отримують нечіткі експертні системи, які імітують міркування експерта у вигляді словесних або лінгвістичних припущень, що використовують апарат теорії нечітких множин. Наприклад, логіка міркувань оператора систем мікроклімату на судні така: якщо температура повітря «висока», то температуру в системах кондиціювання необхідно зробити «нижче» і тому подібне. Це приклади нечіткої логіки - логіки, властивій людському мисленню.

З цих причин можна зробити висновок про те, що в СППР багатьох судових автоматизованих підсистем подібні технології, засновані на нечіткій логіці, будуть дуже актуальні і можуть отримати велике поширення. Вони здатні працювати з якісною інформацією, перетворюючи і обробляючи її в чисельній формі. Основна суть таких систем полягає в формуванні кількісного рішення на базі продукційних правил. Крім того, на відміну від класичної математики і логіки, в апараті нечіткої логіки є проміжні оцінки, що відповідає природним процесам.

Однак завдання ускладнено тим, що мікроклімат на судні, як об'єкт управління, схильний до впливу численних збурень, які нелінійно змінюються в часі: температура забортної води, сонячна активність, швидкість і температура повітряних потоків, мінливі температурні умови всередині приміщень і т.п. Крім того, останнім часом істотно зростають вимоги до систем мікроклімату на судах для підвищення продуктивності праці моряків, тому як на тлі погіршення екологічних параметрів навколишнього середовища в цілому, шкідливих виробництв поблизу районів плавання, аварійної небезпеки, шкідливих вантажів, що перевозяться, вірусної та мікробіологічної небезпеки та ін., якість повітряного середовища в приміщеннях, контроль його складу і швидкі заходи по нормалізації виходять на перший план. Комп'ютеризація та оснащення суден дорогими приладами, точна і безвідмовна робота яких можлива тільки за певних температурі і вологості повітря, строгі параметри для багатьох перевезених вантажів також сильно ускладнюють завдання управління.

Проаналізувавши різні варіанти побудови систем управління [3] пропонується наступний вигляд структури СППР системи судового контролю мікроклімату (ССКМ) (рис. 1).

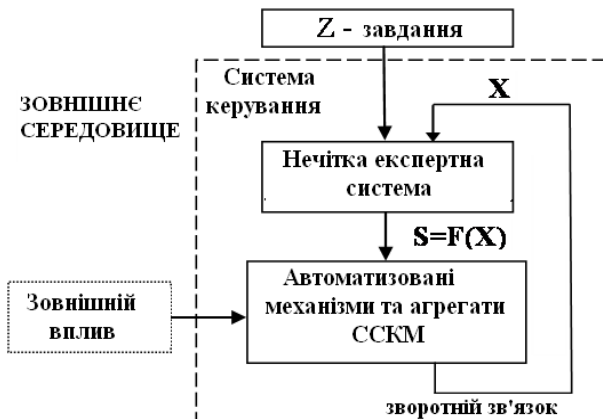


Рис. 1. Структурна схема СППР судна

На цьому рисунку Z - це задана інформація від підсистем судна які входять в комплекс інтелектуального управління з адаптивними нечіткими ЕС (АНЕС). АНЕС в свою чергу виробляє сигнал для ОПР у вигляді ради S_i є функцією бази знань F від контрольованих параметрів X_j які приходять на ходовий місток по зворотному зв'язку. Функцію адаптації в АНЕС виконують нейронні мережі, здатні до самонавчання. Можна відзначити, що проведений аналіз методів інтелектуального управління стосовно до СППР судна дозволяє зробити висновок про перспективність використання нейро-нечіткої логіки для підвищення якості управління судновими автоматизованими системами. Такі інтелектуальні системи володіють властивостями самонавчання і здатністю змінюватися в залежності від обставин.

Для перевірки ефективності нечітких адаптивних і типових формульних методів налаштувань, за допомогою програми MatLab (Simulink) проводиться комп'ютерний експеримент. Перехідні процеси регулювання представлені на рис. 2.

Як видно з аналізу рис. 2, адаптивні настройки дозволяють зменшити час регулювання на 30 с в порівнянні з формульними, що в експлуатаційних умовах сприяє економії енергоресурсів при роботі виконавчих механізмів. Також перерегулювання при використанні нечіткого і формульного підходів становить відповідно $g^H = 23\%$, $g^F = 33,3\%$. Таким чином, використання гібридної інтелектуальної системи регулювання (нечітка з адаптацією) є виправданим для підвищення ефективності суднової системи ергатичного управління енергетичними установками в цілому.

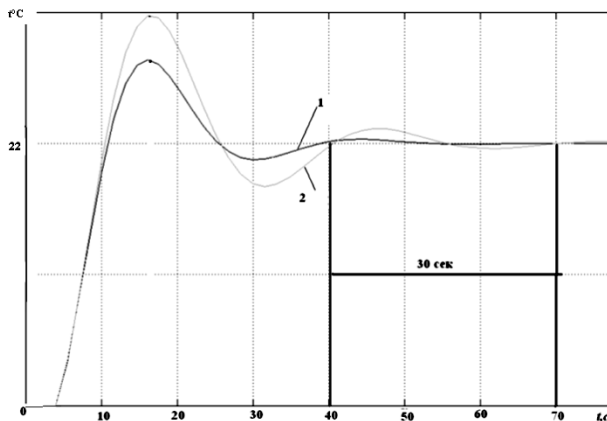


Рис. 2. Перехідні процеси: 1 – метод нечітких адаптивних настройок;
2 – формульних по каналу завдання (одиничний стрибок)

В результаті дослідження встановлено, що застосування гібридних інтелектуальних мереж дозволило вирішити завдання оптимізації процесів повітрообміну [4]. Імітаційні експерименти запропонованих моделей продемонстрували їх ефективність у порівнянні з традиційними в плані досягнення найкращих показників якості в процесі експлуатації. Розроблена система придатна для експлуатації в автоматичному або супервізорному режимі та дозволяє формувати завдання локальним вузлам, виводячи експлуатацію систем на новий рівень комфорту і дозволяє досягнути значної економії електроенергії в порівнянні з діючими. Також запропоновано систему діагностики технічного стану обладнання, яка відрізняється функцією врахування експертного досвіду і можливістю одночасного розрахунку показників надійності, що підвищує ступінь достовірності результату [5]. Експериментальним шляхом встановлено, що робота системи за допомогою апарата нейро-нечіткої логіки, в якій враховується експертний досвід та реалізуються апарат штучного інтелекту, може бути з прийнятною для практичного застосування точністю.

Доведено, що відомі традиційні методи потребують вдосконалення і завдання пошуку оптимальних процесів адаптивного управління залишається відкритим. Тому запропоновано новий підхід в автоматизації ССМК судна - метод нечіткої адаптації. Було проведено аналіз методів адаптації нечітких регуляторів для ССМК морських суден, поставлена задача знаходження оптимального режиму експлуатації та надання рекомендацій для розробників таких систем.

Пропонується використовувати нечітку систему регулювання з одним фазі-контролером і введенням в нього інформації за двома каналами: з виходу об'єкта і з проміжної точки об'єкта. Таке управління є найбільш досконалим. Система з нечітким мікропроцесором реалізує оптимальне (програмоване) управління по нечіткій моделі і раціонально використовує всі можливості системи [6]. Дані системи з високою точністю підтримують регульовані параметри на заданому рівні.

При розробці нечіткої моделі визначені нечіткі множини помилки $e(t)$, швидкості її зміни $e'(t)$ і керуючого впливу $u(t)$; вищевказані нечіткі множини описані за допомогою лінгвістичного мови, де лінгвістичні змінні (ЛЗ) наступні: NB - негативно велике, NS - негативно середнє, NM - негативно мале, Z - нульове, PS - позитивно середнє, PM - позитивно мале, PB - позитивно велике [6]. Продукційна база правил виду: ЯКЩО $e(t) = NS$ І $e'(t) = Z$ ТО $u(t) = NM$ представлена у вигляді табл. Для апробації запропонованої нечіткої каскадної системи управління ССМК і проведення аналізу ефективності її роботи у порівнянні з традиційною, що складається з двох послідовно включених ПІ - регуляторів, були проведені віртуальні експерименти в середовищі Matlab (рис. 3). Об'єкт третього порядку з запізненням у вигляді інерційних ланок є моделі двох калориферів, камери зрошення і вентилятора [7].

Таблиця 1

База правил нечіткого контролера

Помилка $e(t)$	Правила управління $U(t)$ при похідній від відхилення $e'(t)$						
	NB	NS	NM	Z	PM	PS	PB
NB	NB	NB	NB	OS	Z	PM	PS
NS	NS	NS	NS	NM	PM	PM	PS
NM	NS	NM	NM	Z	Z	PM	PS
Z	NS	NM	NM	Z	PM	PM	PS
PM	NM	NM	Z	Z	PM	PM	PS
PS	NM	NM	Z	PM	PS	PS	PS
PB	NS	NM	Z	PS	PS	PB	PB

Перехідні процеси з виходу об'єкта, отримані на осцилографі (рис. 4), демонструють перевагу фазі-системи (аперіодичний процес; $T_p=65$ с) (крива 1) в порівнянні з типовою системою ($\Delta T_1 = 0,3$; $T_p=75$ с) крива 2. Таким чином, запропонована нечітка система управління успішно підтримує задані параметри повітря і може бути використана при управлінні ССМК морського судна.

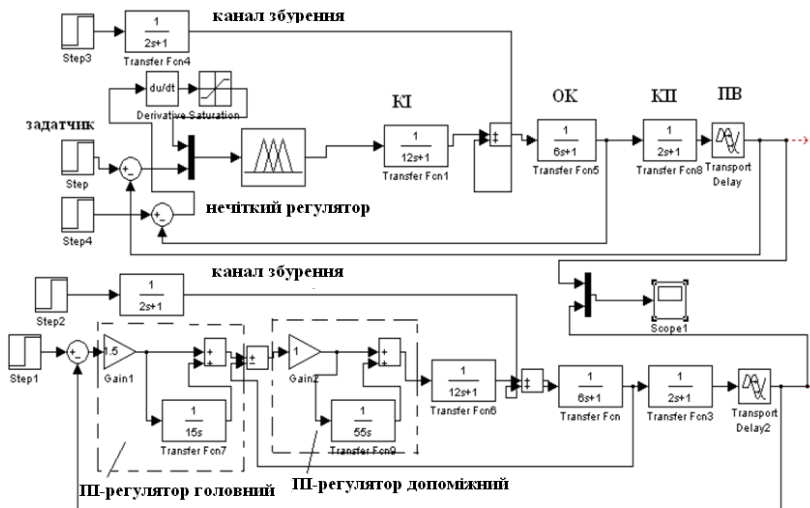


Рис. 3. Структурні схеми нечіткої та типової каскадних ССМК за каналом завдання при дії каналу збурення

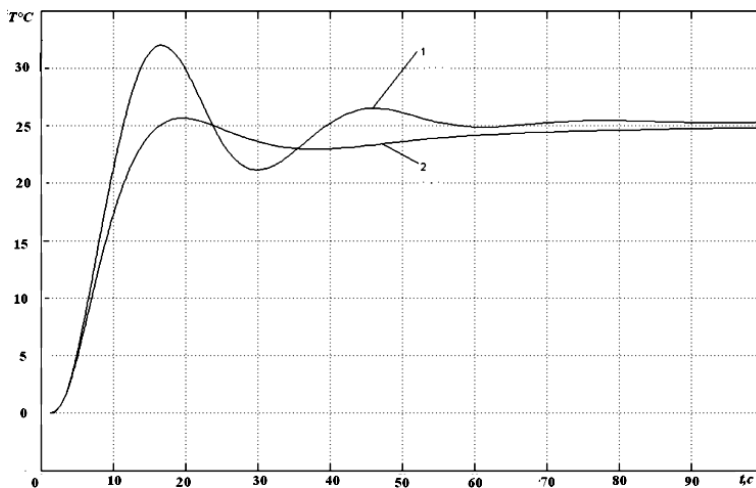


Рис. 4. Перехідні процеси системи управління ССМК:
1 – каскадна с ПІ – регуляторами; 2 – нечітка адаптивна

У висновку можна відзначити основні переваги запропонованого нового виду управління ССМК в порівнянні з традиційною адаптацією: простота настройки фази - регулятора (доступність для розуміння обслуговуючому персоналу), відсутність необхідності в побудові складних математичних моделях, відсутність необхідності в спеціальних пристроях для адаптації (генераторах, пробних перегонах тощо), дешевизна обладнання, економія електроенергії за рахунок зменшення часу регулювання T_p , а також висока точність підтримки заданих параметрів.

Таким чином на основі теорії нейро-нечіткої логіки запропоновані інтелектуальні гібридні системи управління температурою, повітрообміном і вологістю повітря в приміщеннях судна. Імітаційні експерименти запропонованих моделей продемонстрували їх ефективність у порівнянні з традиційними в плані досягнення найкращих показників якості процесів експлуатації, і наявності можливостей урахування особистих якостей та знань експертів [6].

Також запропонована аварійна нечітка експертна інтелектуальна модель визначення рівня комфортності для членів екіпажу та пасажирів судна і враховує індивідуальні особливості (вид роботи, одяг і тощо) дозволяє досягти високого рівня самопочуття людей і зниження захворюваності членів екіпажу.

Надалі планується вдосконалити запропоновану нечітку систему регулювання шляхом розробки і використання нових алгоритмів, а також розширення функціональних можливостей системи (регулювання повітрообміну, вологості, хіміко-біологічного складу повітря тощо) і в результаті розробити систему підтримки прийняття рішень (СППР). Також перспективним може бути застосування інтелектуально-адаптивних систем на базі нейронних мереж (НС) і генетичних алгоритмів і їх спільного застосування у вигляді гібридних мереж (ГС) [8]. Є ряд робіт, що показують що використання апарату гібридних мереж, в яких висновки виробляються на основі теорії нечітких множин, успішно дозволяють провести ідентифікацію об'єктів навіть функціонують в умовах невизначеності [8].

ЛИТЕРАТУРА REFERENCES

1. Харченко Р. Ю. Гібридні інтелектуальні мережі для судових систем мікроклімату: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20. – Одеса: Нац. ун-т «Одеська морська академія», 2018. – 255 с.
2. Харченко Р. Ю. Сравнительный анализ методов активной адап-

тации ПИ-регуляторов и нечетких регуляторов для систем кондиционирования и вентиляции (СКВ) морских судов // Науковий вісник ХДМА. – 2012. – №2 (7). – С. 276 – 286.

3. Харченко Р. Ю. Методы адаптивного регулирования в системе климатического контроля судна/ Р. Ю. Харченко //Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2011. – Вып. 17. – С. 95 – 106.

4. Михайленко В. С. Нейро-нечеткие технологии в системах поддержки принятия решений/ В. С. Михайленко, Р. Ю. Харченко //Advanced Information Systems and Technologies, AIST 2012: материалы международной НПК интернет конференции (Суми). – С. 144 – 146.

5. Михайлов С. А. Гібридна система управління параметрами мікроклімату / Михайлов С. А., Харченко Р. Ю. // Інформаційні управляючі системи та технології: матеріали VIII Міжнародної науково-практичної конференції, 23 - 25 вересня 2019. – Одеса: ОНМУ, 2019. – С. 122 – 124.

6. Михайленко В. С. Решение задач идентификации и управления температурным контуром системы охлаждения судового дизеля/ В. С. Михайленко, Р. Ю. Харченко // Науковий вісник ХДМА. – 2017. – №2. – С. 69 – 77.

7. Михайленко В. С. Адаптивная настройка нечеткого ПИ – регулятора по идентификации переходного процесса/ В. С. Михайленко, Р. Ю. Харченко // Труды Одесского политехнического университета. – 2012. – № 1 (38). – С. 152 – 156.

8. Михайлов С. А. Применение гибридных интеллектуальных сетей в судовых системах климат-контроля /Михайлов С. А., Харченко Р. Ю. //Современные информационные и электронные технологии: конференция «СИЭТ-2014» МНПК. – 2014. – С. 13.

Автоматична обробка стандартних помилок ECDIS

Петровський Андрій Валерійович
ХДМА, Херсон, Україна
andreyanybody@gmail.com

Automatic processing of ECDIS standard errors

Petrovskyi Andrii
Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine
andreyanybody@gmail.com

Анотація – проведено аналіз ситуацій виникнення стандартних помилок у ECDIS при оновленні колекцій карт, запропоновано загальний алгоритм програмної обробки таких помилок та наведено приклади алгоритмів автоматизованої обробки деяких з них засобами ECDIS.

Abstract – An analysis of situations of occurrence of standard errors in ECDIS in updating of card collections is carried out, the general algorithm of software processing of such errors is offered, and examples of algorithms of automated processing of some of them by ECDIS are given.

DOI: 10.31653/1819-3293-2019-1-25-72-78

ECDIS на даний час є найсучаснішою навігаційною інформаційною системою, яка значно полегшує роботу штурмана за рахунок автоматизації його роботи, підвищення безпеки судноплавства. Згідно вимогам ІМО всі сертифіковані ECDIS мають систему попереджувальних сигналів при виникненні порушень інтегрованого обладнання, пропажі сигналу: визначення місця розташування, радіолокаційного сигналу, про швидкість зміни курсу, про напрямок руху судна і неможливість забезпечити відповідність радіолокаційному зображенню. Також ECDIS і Inland ECDIS [1] мають розроблені стандарти якості перетворення ENC у свій внутрішній формат SENC [2]. Тим не менш на практиці штурмани зіштовхуються із проблемами обробки помилок, спричиненими використанням тієї чи іншої функції ЕКНІС. Наведені приклади [3] не є одиночними. При-

чинами є: власні алгоритми перетворення ENC у формат SENC; недостатня стабільність роботи програмного забезпечення; методи, які використовують розробники програмного забезпечення для реалізації дій штурмана у інтерфейсі ЕКНІС. І, якщо перше і друге розглядається [4 – 8], то останнє – ні, оскільки є власністю розробників програмного забезпечення. Більшість ЕКНІС мають підсистеми автоматичного/автоматизованого завантаження карт та їх оновлення. Однак, недостатній рівень обробці помилок, які виникають при оновленні колекцій карт програмними методами, потребує додаткових витрат часу штурманом на вирішення таких питань в ручному режимі.

Мета дослідження – побудова алгоритмів автоматичної обробки помилок, які виникають при оновленні колекцій карт.

Деякі з відомих помилок ЕКНІС при завантаженні оновлень: SSE 01 ... SSE 27 [9] виправити можливо лише звітуванням до UKHO Customer services або запрошенням спеціалістів, наприклад Scheme Administrator. Але існує кілька помилок: SSE 01, 13, 14, 16, 23, для яких можуть бути розроблені алгоритми програмної реалізації для автоматизованої обробки.

Пропонується використання загального алгоритму оновлення карт (рис. 1), при якому програмно ліквідуються деякі виникаючі помилки без участі оператора, а для останніх – формуються звіти для відправки відповідним організаціям, що збільшує автоматизацію роботи штурмана.

Необхідність формування БД1 ... БД4 пояснюється класифікацією помилок на типи: пошкодження cells cart; помилки, які можуть бути виправлені лише за допомогою інженера/scheme Administrator; помилки, які повинні бути надані UKHO Customer services для подальшого отримання допомоги при їх вирішенні; інші помилки, які можуть бути виявлені протягом оновлення карти.

Причиною появи такої помилки **SSE 03** є розбіжність сертифікатів / ключів відповідних карт. Японці використовують ІНО certificate, а UKHO та Primar - Primar certificate. При звичайній реалізації обробки такої помилки штурман не може зрозуміти, чому наявний сертифікат / ключ не підходить. При цьому причиною такої ситуації оператори вважають саме проблемну версію програмного забезпечення, хоча насправді, це всього лише приклад недружнього інтерфейсу.

Для зменшення випадків таких ситуацій пропонується:

програмно здійснити пошук необхідного типу сертифіката / ключа на носії в автоматичному режимі;

розширити текст пояснення наявності ситуативної помилки для оператора ECDIS.

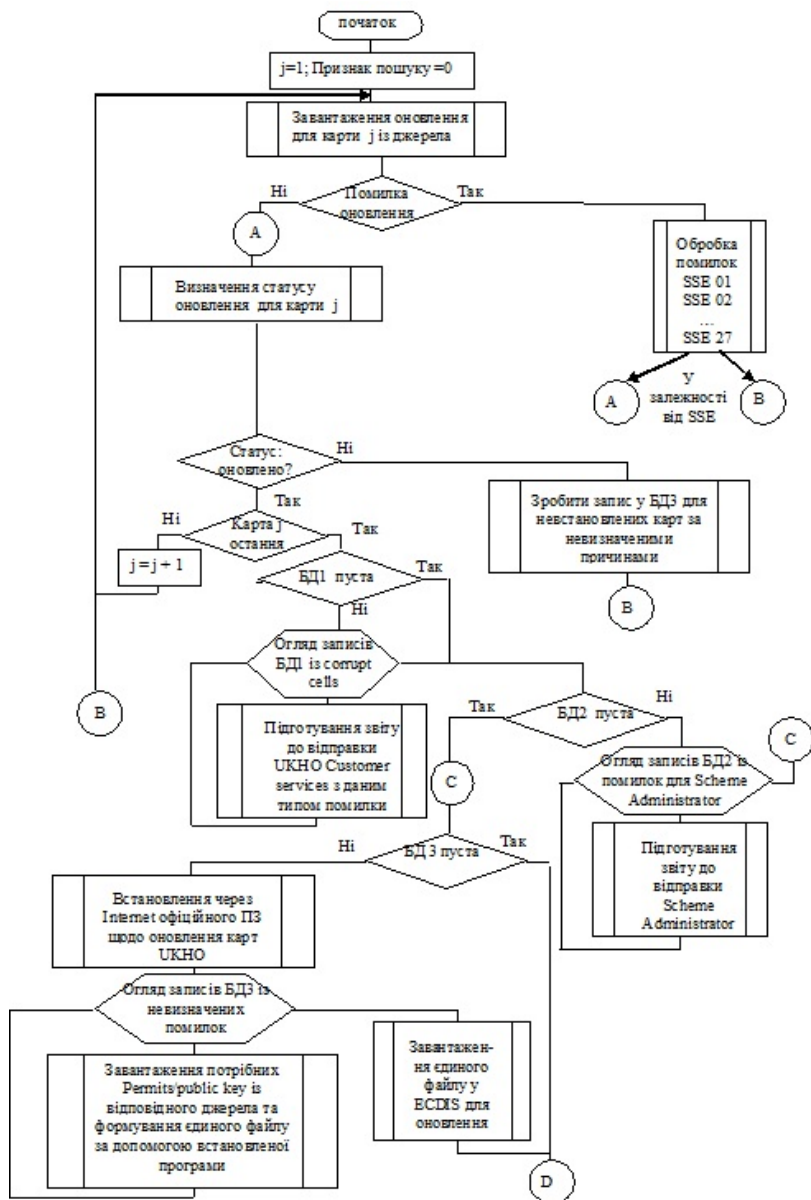


Рис. 1. Алгоритм оновлення колекції карт

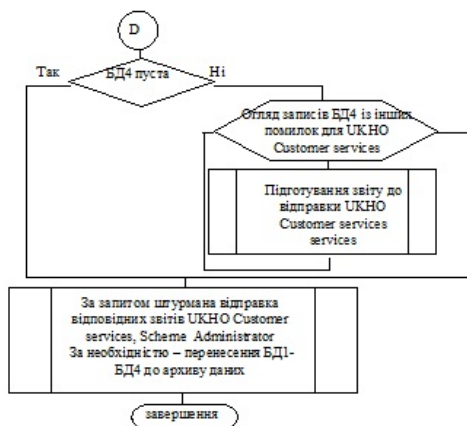


Рис. 1. Продовження

Запропонований пошук використовується вже як найменш років 15, особливо при установці програм спеціального призначення для операційних систем (драйверів). Програма пошуку таких файлів знаходить їх на носії по типу, потім – по призначенню, версії, даті видання та ін. Тобто принципи реалізації досить відомі, але не використовуються у програмному забезпеченні ECDIS.

Типова помилка **SSE 13** далеко не завжди генерує повідомлення про те, що сталося. Алгоритм програмної ліквідації таких помилок представлено на рис. 2.

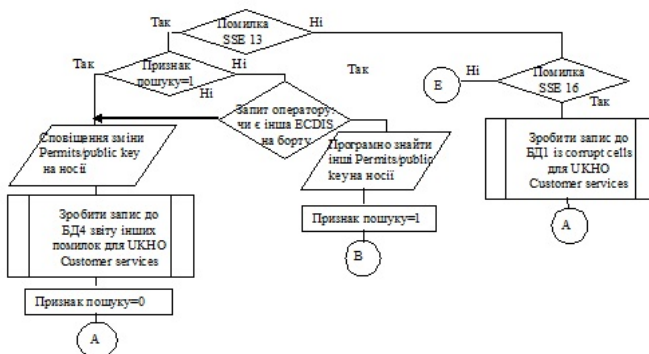


Рис. 2. Алгоритм обробки помилок SSE 13 та SSE 16

Дуже рідко це повідомлення про помилку може бути отримано через те, що дозволи були спотворені користувачем або під час передачі (наприклад, по електронній пошті) [8]. При цьому помилка може мати опис «failed to uncompress» і «Cell Permit is invalid». Необхідно прибрати такий двоякий опис цієї помилки, оскільки кінцевий алгоритм її усунення один і той же, тобто якщо оператору не вдається замінити дозволи / ключі, то є необхідність відправлення запиту дистриб'ютору.

Стосовно помилки **SSE 14** деякі ECDIS не дозволяють оператору змінити системний час (час операційної системи). Тому необхідний інтерактивний запит на можливість це зробити програмно самою ECDIS.

Помилка **SSE 16** показує наявність пошкоджених осередків, інформація про яких повинна бути відправлена в UKHO. Однак весь процес збору таких пошкоджених елементів перекладається на штурмана, при тому що процес збору такої інформації може бути реалізований самою ECDIS.

З метою збільшення рівня автоматизації обробки вказаних помилок пропонується алгоритм (рис. 3, 4).

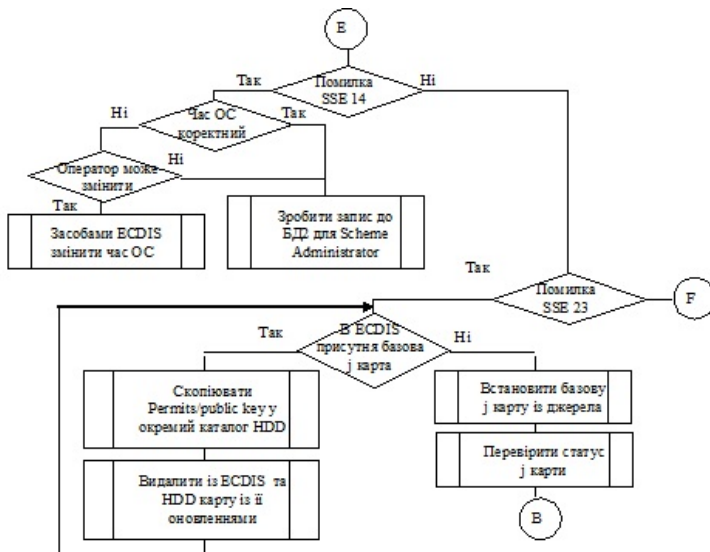


Рис. 3. Алгоритм обробки помилок SSE 14 та SSE 23

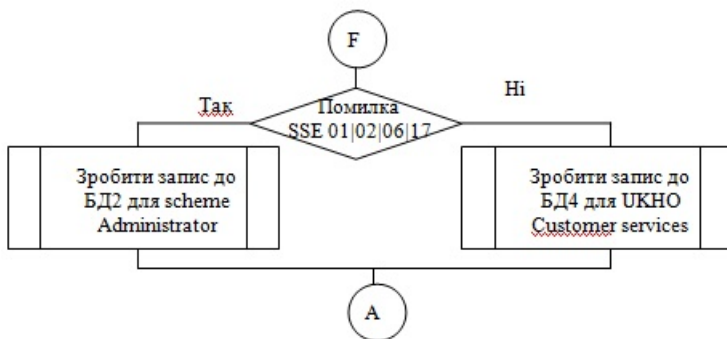


Рис. 4. Алгоритм обробки інших помилок

Блок обробки помилок SSE 01 ... 27 є досить поширеною структурою умов, тому деякі помилки: SSE 13, SSE 14, SSE16, SSE 23, - які можливо програмно вирішити засобами ECDIS, винесено у відокремлені алгоритмічні структури.

Якщо виникає помилка **SSE 20**, вона повинна бути одноразовою. Оскільки у режимі побудови маршруту переходу є функція його перевірки (check), то при використанні такої карти (без оновлення, оскільки строк ліцензії витрачено/буде витрачено найближчим часом) буде видано відповідне сповіщення по обмеженню використання такої карти. Перевагою такого використання перевірки ліцензії карти є те, що статус відсутності оновлення не потрібної карти не буде фігурувати серед помилок, і не виникне зайвих питань з цього приводу у робітників порт-контролю. Якщо карта використовується на переході, тоді при операції check, і подалі, буде постійне сповіщення.

Для інших помилок [9], автоматично формуються звіти, і, за запитом оператора, їх можливо відобразити на екрані, роздрукувати, відправити на відповідні e-mail.

Таким чином вирішені алгоритмічні питання автоматизації обробки деяких стандартних помилок ECDIS, що скорочує час оновлення колекцій карт.

ЛІТЕРАТУРА REFERENCES

1. Вагущенко Л.Л. Судовые навигационно-информационные системы. – Одесса: НУ «ОМА», 2016. – 238 с.
2. Стандарт для систем отображения электронных навигационных карт и информации для внутреннего судоходства [Електронний ре-

сурс] / Режим доступа: <http://www.danubecommission.org/extranet/e-library/publication/STANDARD/Inland%20ECDIS%202008/Inland%20ECDIS%202008%20RU.pdf>

3. Ошибки бывают не только у людей, но и у ECDIS. Доказываем это на примере системы FURUNO [Электронный ресурс] / 2013. - Режим доступа: <http://key4mate.com/blog/glyuki-byvayut-ne-tolko-ulyudej-no-i-u-eedis-dokazyvaem-eto-na-primere-sistemy-furuno.html>

4. Safety of navigation operating anomalies identified within ECDIS [Электронный ресурс] / Режим доступа: <https://www.mardep.gov.hk/en/msnote/pdf/msin1246anx2.pdf>

5. ECDIS anomalies [Электронный ресурс] / Режим доступа: <https://safety4sea.com/imo-issue-guidance-related-to-anomalies-in-eedis/>

6. Прогнозирование ошибок программного обеспечения. Обнаружение ошибок. Методы прогнозирования программных отказов и тестирование программ [Электронный ресурс] / 2015. – Режим доступа: <https://beasthackerz.ru/wi-fi-lokalnaya-set/prognozirovanie-oshibok-programmnogo-obespecheniya.html>

7. Тюфанова А. А. Дефекты программного обеспечения системы управления движением судов // Технические науки: проблемы и перспективы: материалы IV Междунар. науч. конф. (г. Санкт-Петербург, июль 2016 г.). – СПб.: Свое издательство, 2016. – С. 99 – 103. – Режим доступа: <https://moluch.ru/conf/tech/archive/166/10812>

8. Варлатая С.К., Методика обнаружения и устранения отказов программного обеспечения [Электронный ресурс] // Интернет-журнал «Науковедение». – 2016. – Т. 8. – № 6. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/v/metodika-obnaruzheniya-i-ustraneniya-otkazov-programmnogo-obespecheniya>

9. Standart ECDIS error message [Электронный ресурс] / Режим доступа: <https://ukhoadximages.blob.core.windows.net/images/SSE%20Errors%20and%20Explanations%20KBA-01862-M8P4%20.doc>

УДК 621.829

ARTICLE HISTORY

Received 23.10.2019

Accepted 28.10.2019

Оптимизация режимов работы системы перепуска выпускных газов судовых среднеоборотных дизелей

Сагин Сергей Викторович¹, Куропятник Алексей Андреевич²
НУ «Одесская морская академия», Одесса, Украина
saginsergii@gmail.com¹, kuropyatnyk83@gmail.com²

Optimization of operating modes exhaust gas wastegate system of marine medium speed diesel

Sagin Sergii¹, Kuropyatnyk Oleksiy¹
NU “Odessa Maritime Academy”, Odessa, Ukraine
saginsergii@gmail.com¹, kuropyatnyk83@gmail.com²

Аннотация – Проанализированы режимы перепуска выпускных газов судового среднеоборотного дизеля 6L20 Wartsila. Выполнены комплексная оценка влияния степени перепуска выпускных газов на эмиссию оксидов азота, удельный эффективный расход топлива и тепловую напряженность дизеля. Приведены результаты исследований, подтверждающие целесообразность использования системы перепуска выпускных газов на режимах, превышающих 75 %-ую нагрузку дизеля.

Abstract - The modes of exhaust gas bypass of a marine medium-speed diesel engine 6L20 Wartsila are analyze. A comprehensive assessment of the effect of the degree of exhaust gas bypass on the emission of nitrogen oxides, specific effective fuel consumption and thermal stress of the diesel engine was carried out. The research results are presented confirming the feasibility of using the exhaust gas bypass system in modes exceeding 75 % of the diesel load.

DOI: 10.31653/1819-3293-2019-1-25-79-89

Современное судостроение развивается в направлении повышения энергетической и экономической эффективности дизелей при выполнении ужесточающихся экологических международных норм и пра-

вил [1]. Выполнение этих задач невозможно без точного управления на всех эксплуатационных режимах процессами воздухо- и топливоподачи, а также выпуска газов, которое для современных судовых дизелей обеспечиваются электронными системами.

При эксплуатации судовых дизелей возникает необходимость обеспечения экологических показателей его работы, к которым относятся несгоревшие углеводороды CH_x , монооксид углерода CO , оксиды серы SO_x , оксиды азота NO_x , входящие в состав выпускных газов.

Основным документом, регламентирующим вредные выбросы в атмосферу от морских транспортных судов, является Приложение VI к Международной конвенции по предотвращению загрязнения с судов (МАРПОЛ). Этим документом выбросы оксидов серы SO_x предложено нормировать в соответствии с содержанием серы в топливе, а выбросы оксидов азота NO_x – исходя из типа судового дизеля [2].

Системы, обеспечивающие рециркуляцию выпускных газов (exhaust gas recirculation – EGR), как правило, применяются для малооборотных дизелей. Для судовых среднеоборотных дизелей управление потоком выпускных газов осуществляется путем их перепуска (Exhaust gas wastegate – EGW). В этом случае часть отработавших газов дизеля поступают непосредственно в газовыпускную магистраль помимо газотурбокомпрессора.

Использование системы EGW обеспечивает снижение концентрации NO_x в выпускных газах, однако при этом (в связи с ухудшением процесса сгорания) снижается мощность дизеля и увеличивается удельный эффективный расход топлива. Кроме того, чрезмерное увеличение количества перепускаемых газов приводит к увеличению температурной напряженности дизеля [3].

Исходя из этого, целью исследования являлось определение оптимального объема перепуска выпускных газов судового среднеоборотного дизеля 6L20 Wartsila. При этом с одной стороны должны быть обеспечены наилучшие для рассматриваемого режима работы дизеля экологические показатели (концентрация NO_x в выпускных газах), а с другой – минимальное увеличение (по сравнению с режимом работы без перепуска) удельного эффективного расхода топлива при одновременном поддержании заданного диапазона тепловой напряженности цилиндров дизеля.

Исследование проводились на трех судовых среднеоборотных дизелях 6L20 фирмы Wartsila с электронной системой управления фазами топливоподачи, воздухо- и газораспределения, которые входили в состав судовой электростанции в качестве дизель-генераторов. Номинальная мощность дизелей составляла $N_{\text{ном}} = 1200$ кВт при частоте

вращения 1000 об/мин. Дизели имели одинаковый моторесурс работы и эксплуатировались на равновеликих нагрузках. В качестве системы управления выпускными газами на данных дизелях установлена система EWG. Использование этой системы фирма Wartsila рекомендует в первую очередь для ограничения давления наддувочного воздуха при высоких нагрузках и как дополнительную функцию – для снижения выбросов NO_x . Согласно проектной документации система EWG обеспечивает перепуск газов в диапазоне 0 ... 10 % [4]. Принципиальная схема системы EWG судового дизеля 6L20 фирмы Wartsila показана на рис. 1.

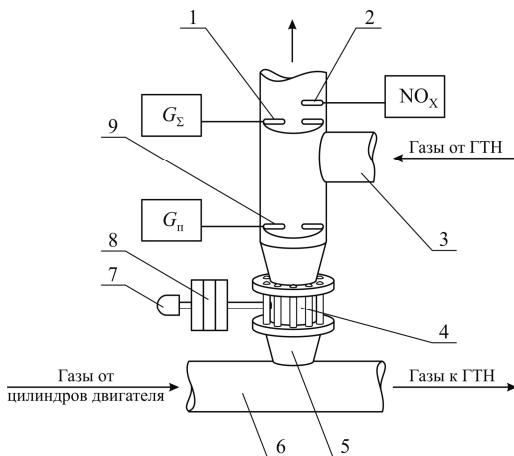


Рис. 1. Принципиальная схема системы перепуска выпускных газов EWG судового среднеоборотного дизеля 6L20 Wartsila:

1, 9 – точки контроля основного и перепускного расхода газов; 2 – точка контроля концентрации NO_x ; 3, 6 – выпускные магистрали основного потока газов; 4 – перепускной клапан (wastegate); 5 – выпускные магистрали перепускного потока газов; 7 – контроллер положения перепускного клапана; 8 – пневматический привод перепускного клапана

При проведении исследования контролировались и измерялись параметры, позволяющие определить эмиссию NO_x , удельный эффективный расход топлива b_e , а также эффективную мощность дизеля.

Концентрация NO_x в выпускных газах определялась в точке 2 с помощью газоанализатора Testo350XL, который обеспечивал быстрое действие определения 30 ... 90 с и возможность получения как текущего, так и среднего (по результатам до 1000 измерений) значения.

Удельный эффективный расход топлива b_e рассчитывался по выражению:

$$b_e = \frac{G_{\text{ч}}}{N_{\text{срж}}},$$

где $N_{\text{срж}}$ – мощность дизеля, на различных режимах работы, кВт; $G_{\text{ч}}$ – часовой расход топлива (определялся с помощью судовых измерительных средств – расходомера, установленного на магистрали подвода топлива к топливным насосам высокого давления, и таймера), кг/ч,

$$G_{\text{ч}} = \frac{V_{\text{т}} \rho}{t};$$

$V_{\text{т}}$ – объем топлива, прошедший через расходомер, м³; ρ – плотность топлива при соответствующей температуре, кг/м³; t – время, в течении которого проводился эксперимент на соответствующем скоростном режиме, час.

Степень перепуска газов, %,

$$\delta_{EWG} = \frac{G_{\text{п}}}{G_{\Sigma}} \cdot 100,$$

где $G_{\text{п}}$, G_{Σ} – соответственно, количество выпускных газов, прошедших через перепускной клапан, кг/с; суммарное количество выпускных газов, поступающих в газовыпускную магистраль от газотурбонагнателя (ГТН) при полностью закрытом перепускном клапане, кг/с.

Значения $G_{\text{п}}$ и G_{Σ} измерялись с помощью расходомера MT100S, позволяющего проводить измерения в газовых потоках с температурой до 454°C, в точках 9 и 1 соответственно. Погрешность в измерении расхода газов, определяемого расходомером MT100S, не превышала $\pm 0,5$ %, погрешность в измерении эмиссии NO_x в выпускных газах газоанализатором Testo350XL составляла $\pm 3,5$ %, погрешность в определении удельного эффективного расхода топлива не превышала $\pm 2,5$ % [5]. Результаты эксперимента приведены в табл. 1 – 3.

Таблица 1

Эмиссия NO_x, г/(кВт·ч)

Нагрузка, %	Степень перепуска выпускных газов, δ_{EWG} , %					
	0	2	4	6	8	10
55	8,41	8,36	8,31	8,22	8,18	8,13
65	7,92	7,82	7,68	7,59	7,51	7,48
75	7,63	7,47	7,23	7,15	7,02	6,93
85	7,46	7,10	7,01	6,68	6,57	6,31

Таблица 2

Удельный эффективный расход топлива, b_e , г/(кВт·ч)

Нагрузка, %	Степень перепуска выпускных газов, δ_{EWG} , %					
	0	2	4	6	8	10
55	196,6	203,0	204,0	204,7	204,8	205,3
65	195,3	200,5	202,7	203,2	203,3	203,4
75	193,7	196,8	197,3	197,5	197,6	197,7
85	189,2	190,6	190,9	191,2	191,3	191,4

Таблица 3

Температура газов после ГТН, t_g , °C

Нагрузка, %	Степень перепуска выпускных газов, δ_{EWG} , %					
	0	2	4	6	8	10
55	283	285	291	298	308	315
65	276	277	280	285	298	301
75	276	278	279	283	288	297
85	273	275	277	281	287	292

Снижение эмиссии NO_x при использовании системы EWG показано на рис. 2. Эффективность использования системы EWG для каждого из режимов работы дизеля возможно определить оценив площадь под кривой $\text{NO}_x = f(\delta_{EWG})$. Наиболее целесообразно для этого использовать формулу трапеций [6]. Метод применяют для вычисления определенных интегралов непрерывных функций, к которым относится зависимость $\text{NO}_x = f(\delta_{EWG})$. Интеграл представляют в виде суммы площадей трапеций равной ширины

$$\int_a^b f(x)dx \approx \frac{h}{2} [f(x_0) + 2f(x_1) + \dots + 2f(x_{n-1}) + f(x_n)], \quad (1)$$

где $f(x)$ – непрерывная функция с аргументом x ; a, b – пределы интегрирования ($a \leq x \leq b$); $h = (b - a)/n$ – шаг интегрирования; $x_0, x_1, \dots, x_{n-1}, x_n$ – значение аргумента с шагом приращения h в интервале интегрирования $[a, b]$; n – число площадей [6].

Точность формулы тем выше, чем большим количеством площадей заменяется интеграл.

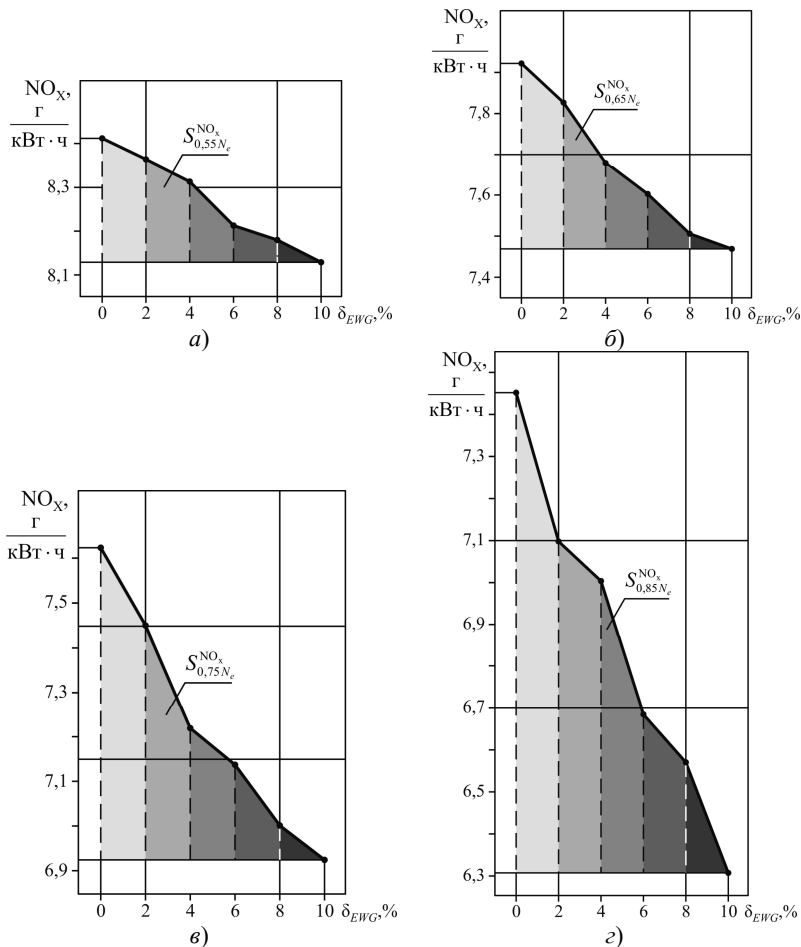


Рис. 2. Изменение эмиссии NO_x в зависимости от степени открытия перепускного клапана δ_{EWG} при различных нагрузках дизеля 6L20 Wartsila:
а – 55 %; б – 65 %; в – 75 %; г – 85 %

Учитывая значения NO_x , приведенные в табл. 1, получим следующие значения интеграла (1), определяющего площадь под кривой $\text{NO}_x = f(\delta_{EWG})$: $S_{0,55 N_e}^{\text{NO}_x} = 1,38$; $S_{0,65 N_e}^{\text{NO}_x} = 1,80$; $S_{0,75 N_e}^{\text{NO}_x} = 3,00$; $S_{0,85 N_e}^{\text{NO}_x} = 5,39$.

Изменение удельного эффективного расхода топлива b_e при различной степени рециркуляции δ_{EWG} и разных нагрузках представим в

виде табл. 4, отражающей увеличение Δb_e по сравнению с работой дизеля без использования системы EWG.

Таблица 4
Увеличение удельного расхода топлива Δb_e , %

Нагрузка, %	Степень перепуска выпускных газов, δ_{EWG} , %					
	0	2	4	6	8	10
55	3,25	3,78	4,12	4,17	4,43	315
65	2,66	3,78	4,05	4,08	4,15	301
75	1,62	1,88	1,95	1,98	2,07	297
85	0,75	0,88	1,07	1,12	1,17	292

Номограмма, отражающая диапазон изменения удельного расхода топлива Δb_e в зависимости от нагрузки дизеля для различной степени открытия клапана перепуска выпускных газов δ_{EWG} показан на рис. 3.

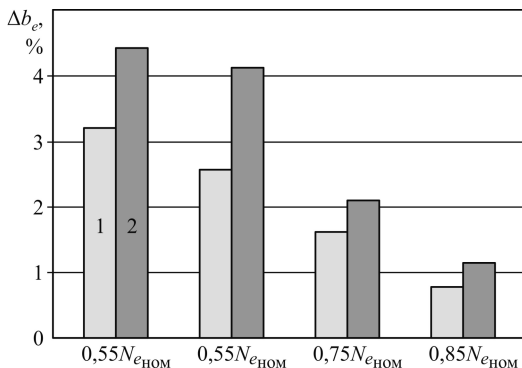


Рис. 3. Диапазон изменения удельного расхода топлива Δb_e при различных нагрузках дизеля 6L20 Wartsila: 1 – $\delta_{EWG} = 2\%$; 2 – $\delta_{EWG} = 10\%$

Использование системы EWG приводит к повышению температуры выпускных газов дизеля t_r , что, по нашему мнению, связано с повышением удельного эффективного расхода топлива и смещением процесса его сгорания на линию расширения. Номограммы, отражающие изменение t_r в зависимости от степени открытия перепускного клапана δ_{EWG} при различных нагрузках дизеля приведены на рис. 4.

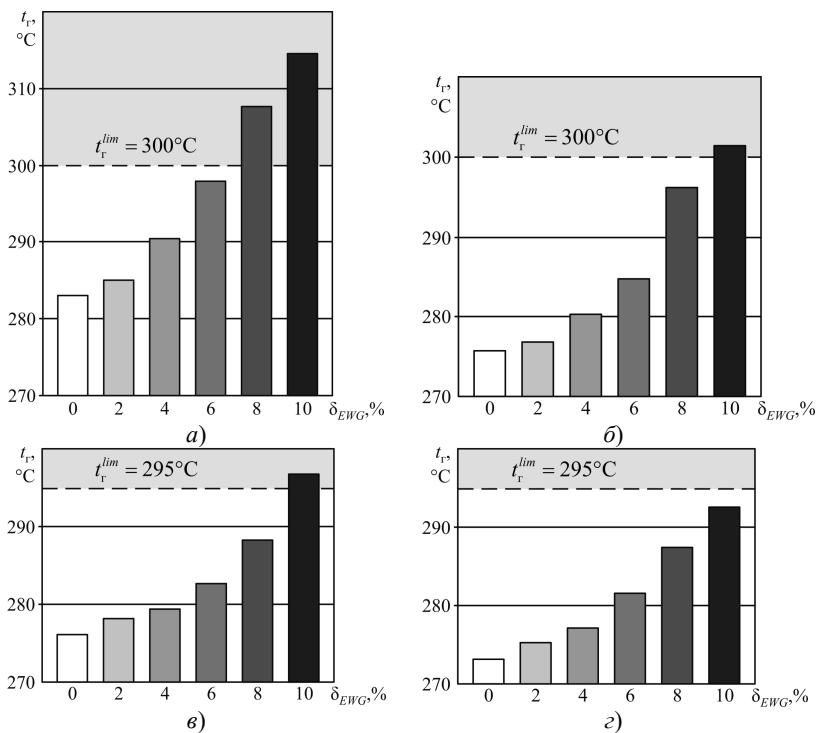


Рис. 4. Изменение температуры выпускных газов t_r в зависимости от степени открытия перепускного клапана δ_{EWG} при различных нагрузках дизеля 6L20 Wartsila: а – 55 %; б – 65 %; в – 75 %; г – 85 %

В качестве предельного значения температуры выпускных газов t_r^{lim} для рассматриваемого дизеля фирма Wartsila рекомендует следующие значения: при нагрузке 100 % – 305 °С; при нагрузке 85 % – 295 °С; при нагрузке 75 % – 295 °С; при нагрузке 65 % – 300 °С; при нагрузке 50 % – 300 °С.

Анализ результатов проведенных исследований позволяет сделать следующие выводы.

1. Для судовых среднеоборотных дизелей с электронным управлением в качестве метода, обеспечивающего выполнение требований Приложения VI МАРПОЛ, может использоваться система перепуска выпускных газов – EGW, при которой часть продуктов сгорания направляется в выпускную магистраль минуя ГТН. Электронное управление дизелем позволяет выполнять данный процесс в гибком режиме

в интервале 0 ... 10 % от общего объема газов, выходящих из цилиндра дизеля.

2. Использование перепуска выпускных газов способствует улучшению экологических показателей работы судовых среднеоборотных дизелей, в частности при этом в диапазоне эксплуатационных нагрузок $(0,55 \dots 0,85)N_{\text{ном}}$ на 3,33 ... 15,42 % снижается уровень эмиссии NO_x в выпускных газах. Необходимо отметить, что наибольший уровень снижения эмиссии NO_x соответствует 75 ... 85 %-ой нагрузке – самым распространенным режимам работы судовых среднеоборотных дизелей при их использовании в качестве дизель-генераторов в составе судовой электростанции.

3. Оценка эффективности применения системы перепуска выпускных газов для снижения эмиссии NO_x может быть осуществлена путем определения площади под графиком зависимости $\text{NO}_x = f(\delta_{EWG})$, при этом большие значения площади соответствуют большим значениям снижения выбросов NO_x .

4. Использование системы EGW уменьшает количество выпускных газов, поступающих к ГТН, это приводит к снижению производительности турбокомпрессора, уменьшению количества воздуха, поступающего в цилиндр дизеля, и росту удельного эффективного расхода топлива. При этом для режимов, соответствующих 55 ... 65 %-ой нагрузки рост этого показателя увеличивается пропорционально степени перепуска выпускных газов δ_{EWG} и составляет 2,66 ... 4,43 % (в диапазоне $\delta_{EWG} = 2 \dots 10 \%$). Для нагрузок близких к номинальной мощности – $0,85N_{\text{ном}}$ увеличение удельного расхода топлива не превышает 1,2 % (для максимальной величины перепуска газов $\delta_{EWG} = 10 \%$).

5. Ухудшение процесса воздухообеспечения цилиндра при использовании системы EGW способствует смещению процесса сгорания топлива на линию расширения и вызывает рост тепловой напряженности дизеля (которую возможно оценить по значению температуры выпускных газов t_r). Для эксплуатационного режима, соответствующего $0,55N_{\text{ном}}$ использование системы EGW возможно только в диапазоне $\delta_{EWG} = 0 \dots 6 \%$, поскольку для больших значений δ_{EWG} уровень температуры выпускных газов превышает рекомендуемые пределы. Для режимов, соответствующих диапазону нагрузок $(0,65 \dots 0,75)N_{\text{ном}}$ использование системы EGW рекомендуется для диапазона $\delta_{EWG} = 0 \dots 8 \%$, в котором значения температуры выпускных газов не превышают допустимый уровень тепловой напряженности. При нагрузке $0,85N_{\text{ном}}$ во всем диапазоне изменения перепуска газов $\delta_{EWG} = 0 \dots 10 \%$ происходит рост их температуры, однако даже при значении

$\delta_{EWG}=10\%$ величина t_T не превышает максимально допустимые пределы.

6. Оценка эффективности использования системы EGW, как одного из способов обеспечения требований Приложения VI МАРПОЛ по ограничению эмиссии NO_x , должна производиться путем комплексной оценки следующих параметров работы дизеля: количество NO_x в выпускных газах, увеличение удельного эффективного расхода топлива Δb_e , температура выпускных газов t_T . В качестве оптимальной степени перепуска газов следует принимать значения, которым соответствует максимальное снижение эмиссии NO_x при минимальном повышении расхода топлива и одновременном поддержании t_T в пределах, не превышающих допустимый уровень тепловой напряженности.

7. Для рассмотренного судового дизеля 6L20 Wartsila использование системы EGW целесообразно для нагрузок, превышающих величину $0,75N_{\text{снoм}}$. При этом возможно достичь 9,17 ... 15,42 %-е снижение эмиссии NO_x , обеспечив значение концентрации NO_x в выпускных газах на уровне 6,31 ... 6,93 г/(кВт·ч). Увеличение удельного эффективного расхода на данных режимах находится в пределах 1,17 ... 2,07 %. Для нагрузок $(0,55 \dots 0,65)N_{\text{снoм}}$ также характерно снижение уровня эмиссии NO_x (на 3,33 ... 5,56 %), однако при этом происходит 4,15 ... 4,43 %-е увеличение расхода топлива, а кроме того при 8 ... 10 %-ом перепуске газов уровень тепловой напряженности дизеля превышает допустимые пределы.

Приведенные результаты подтверждают целесообразность использования системы EGW для снижения уровня эмиссии NO_x . Однако наиболее рациональным ее использование может быть в качестве дополнительного решения в комплексе с системой рециркуляции выпускных газов EGR, для чего целесообразно выполнить дополнительные исследования.

Оптимизация режимов перепуска выпускных газов, а также управление этими режимами, возможно с и использованием информационных систем для управления активами на судах [7].

ЛИТЕРАТУРА REFERENCES

1. Горб С. И. Повышение энергоэффективности судов с винтом регулируемого шага / С. И. Горб // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сб. – 2014. – Вып. 20. – Одесса : ОНМА. – С. 36 - 40.

2. Kuropyatnyk O. A. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NO_x Emissions from Marine Diesel Engines / O. A. Kuropyatnyk, S. V. Sagin // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2019. – Vol. 66. – № 1. – P. 1 - 9. <https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1>.

3. Куропятник А. А. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей / А. А. Куропятник, С. В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2018. – Вып. 24. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 72 - 80.

4. Куропятнік О. А. Зниження емісії оксидів азоту суднових дизелів методом перепуску випускних газів / О. А. Куропятнік // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту, 2018. – Вип. 4(57). – С. 98 - 108.

5. Sagin S. V. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines / S. V. Sagin; O. A. Kuropyatnyk // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – June 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78 - 86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.

6. Горб С. И. Моделирование судовых дизельных установок и систем управления : учеб. пособие для вузов. – М. : Транспорт, 1993. – 134 с.

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

Оценка энергоэффективности для условий навигационных неопределенностей во внутреннем судоходстве

Суворов П.С.¹, Тарасенко Т.В.², Залож В.И.³
Дунайский институт НУ «ОМА», Измаил, Украина
pjotr.suvorov@danubecommission.org¹, sergeysunnysat@gmail.com², zalogh@ukr.net³

Evaluation of energy efficiency for conditions of navigational uncertainty in the inland navigation

Suvorov P.¹, Tarasenko T.², Zalozh V.³
Danube Institute of NU "Odessa Maritime Academy", Izmail, Ukraine
pjotr.suvorov@danubecommission.org¹, sergeysunnysat@gmail.com², zalogh@ukr.net³

Анотація – Наведена оцінка інтенсивності дунайського судноплавства у порівнянні з інтенсивністю судноплавства на основних магістралях внутрішніх водних шляхів Європи, проаналізовані характеристики суден та караванів суден, які працюють на різних частинах, з урахуванням гідрологічних особливостей та забезпеченості прохідних глибин європейських внутрішніх водних шляхів та водного шляху ріки Дунай. Показане значення впливу навігаційних умов на характеристики економічності та екологічності роботи суден у внутрішньому дунайському судноплавстві, що пов'язано з постійними змінами режимів роботи пропульсивних комплексів.

Abstract – The intensity estimation of Danube shipping is given in comparison with the intensity of navigation on the main European inland waterways, analyzed the characteristics of ships and caravans of ships operating on different parts of the river, considering on the hydrological features and availability of both inland waterways and river Danube.

DOI: 10.31653/1819-3293-2019-1-25-90-100

Расходы на топливо на судах внутреннего плавания в среднем составляют 50 ... 60 % суммы всех переменных расходов; соответственно, исследования проблемы уменьшения этих расходов традиционно

уделяется большое внимание и стимулируется проведение обстоятельных исследований.

Сформулированное в Приложении VI к Конвенции MARPOL 73/78 и в соответственных резолюциях Международной морской организации (ИМО) понятие энергоэффективности придают этим исследованиям дополнительный смысл, а именно через возможное внедрение на внутренних водных путях (ВВП) Европы специальных показателей энергоэффективности, в частности аналогичного ИМО индекса *EEI*, $\text{гСО}_2/\text{т}\cdot\text{км}$, т.е. в виде удельной массы выброса CO_2 на тоннокилометр транспортной работы судна, стремятся не только снизить расходы, но и уровень выбросов в атмосферу в выпускных газах двигателей.

Соответственно, мероприятия по ограничению вредных выбросов в пересчете к CO_2 (далее и по отдельным компонентам выбросов в выпускных газах) приобрели дополнительный формализованный оттенок и активно поддерживаются Европейской Комиссией.

Следует отметить специфический характер применения индекса *EEI* для речных условий плавания, а именно, в совместном рассмотрении с индексом себестоимости перевозок груза *SCE* (*Specific Cost Efficiency* – удельная эффективность расходов (затрат)), €/т, как величины, связанной с основными переменными расходами судна, а именно потреблением топлива и состоянием фрахтового рынка [1].

Доля перевозок на ВВП Европы в общем распределении грузопотоков определяется активностью центров накопления и распределения грузов, а также политикой прибрежных государств по использованию ВПП в национальной экономике и международной торговле, и имеет величину (в странах ЕС) от 0,6 до 38 % (Германия) и 34 % (Нидерланды) [2].

Существуют оценочные данные транспортной продукции в т·км на основных магистралях ВВП Европы, в частности на 2010 г. системы «Рейн-Майн-Дунай» (рис. 1), на основании чего транспортную работу можно оценить для реки Дунай – величина в 22 ... 25 млрд. т·км является достаточно стабильной. Имеются прогнозы, что ориентировочное значение транспортной работы для ВВП Европы в предстоящее десятилетие может составить величину свыше 200 млрд. т·км.

Основная плотность движения имеет место у центров накопления и распределения с величиной годового грузооборота (данные 2017 г.):

порт Дуйсбург – 52, 2 млн. т;

Роттердам (по речным судам) – 158 млн. т;

Антверпен (по речным судам) – 103 млн. т.

В основе оценки плотности движения судов и соотношения спроса и предложения (*demand/supply*) применяется термин «активный

флот», движение судов т.е. количество судов, имеющих свидетельства классификационных обществ на годность к плаванию и совершающих коммерческие рейсы.

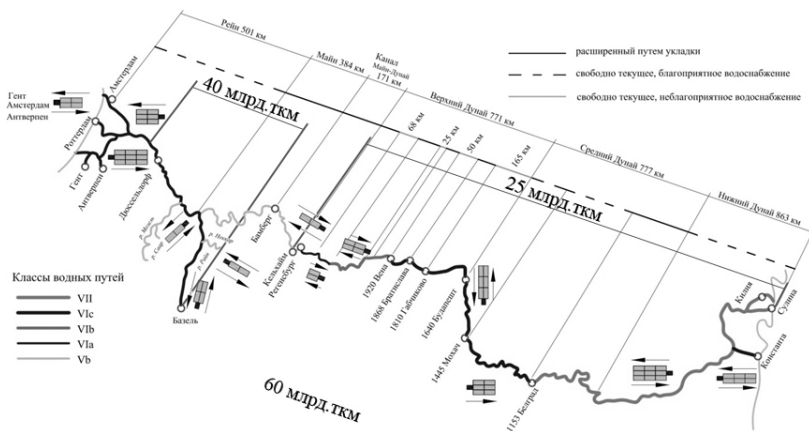


Рис. 1. Схема распределения плотности транспортной продукции

На ВВП Европы работают около 10 000 единиц флота с дизельными энергетическими установками, при этом основную часть составляют одиночные самоходные суда, классифицируемые прежде всего по длине корпуса: меньше 55 м, диапазон 55 ... 110 м, больше 110 м:

стандартное судно внутреннего плавания (так называемое «европейское судно») имеет длину 110 м и ширину 11,4 м и при осадке 3,5 м имеет грузоподъемность около 3000 т;

«большое европейское судно» имеет размерения 135×11,4 м и при осадке 3,5 м грузоподъемность 5000 т (имеются суда длиной 135 м, с увеличенной шириной 17 м и 22 м).

Эти суда составляют основу судоходства по Рейну, в то время как на Дунае только 11 % активного флота – это самоходные суда.

Как показали исследования, значение соотношения одиночных самоходных судов и судов-толкачей для большегрузных караванов имеет серьезное значение при формировании общего подхода к оценке энергоэффективности судов, работающих на ВВП.

Принимается, что все известные способы снижения выбросов CO₂, рекомендуемые ИМО для морских судов, применимы и для судов внутреннего плавания [1]. Для ВВП влияние навигационных условий имеет определяющее значение.

Целью работы является оценка влияния навигационных условий при определении показателей энергоэффективности во внутреннем судоходстве.

Для достижения поставленной цели необходимо решение следующих задач:

сопоставление показателей влияния навигационных условий;

выбор наиболее рационального способа управления энергоэффективностью при влиянии навигационных условий для судов внутреннего плавания.

Если для одиночных судов (средняя расчетная мощность всех самоходных одиночных судов на ВВП Европы около 555 кВт) пропорции в процентном отношении указанных в [1] способов можно считать примерно одинаковыми, то для судов-толкачей в составах большегрузных караванов (на Дунае около 60 % процентов перевозок осуществляется большегрузными до 15 тыс. т составами) эти пропорции имеют значительные отличия.

Причины этого лежат в гидродинамике движения состава (приведенного к условному корпусу классов *fleet families*) в стесненном фарватере и при постоянно изменяющейся (в основном малой) глубине с малыми скоростями. При этом, в процессе движения на большие (до 2000 км) дистанции требуется переформирование караванов с учетом класса водного пути в соответствии с Европейским соглашением о важнейших внутренних водных путях международного значения [3] (табл. 1).

Соответственно, состав при движении будет переформировываться в соответствии со схемой разделения водного пути на классы (рис. 1) и с другой скоростью, с учетом местных предписаний для конкретного участка.

В частности, на Дунае принята следующая классификация участков (табл. 2) [3].

Соответственно, переформирование составов является прежде всего рекомендуемым, но на отдельных участках обязательным условием согласно местным (региональным) Правилам плавания, в частности для Дуная согласно рис. 2.

Путевое переформирование каравана определяет изменение его общей винтовой характеристики и при выходе на мелководный участок – изменение скорости движения и, соответственно, расхода топлива; при этом главные двигатели работают на частичном режиме при утяжеленном винте [4].

Таблица 1

Характеристики составов

Класс водного пути	Толкаемые составы: общие характеристики				
	Схема состава	Максимальная длина L , м	Максимальная ширина B , м	Рабочая осадка в грузу d , м	Дедвейт, т
IV		85	9,5	2,50...2,80	1250...1450
Va		95...110	11,4	2,50...4,50	1600...3000
Vb		172...185	11,4	2,50...4,50	3200...6000
VIa		95...110	22,8	2,50...4,50	3200...6000
VIb		185...195	22,8	2,50...4,50	6400...12000
VIc		270...280	22,8	2,50...4,50	9600...18000
		195...200	33,0...34,2	2,50...4,50	9600...18000
VII		275...285	33,0...34,2	2,50...4,50	14500...27000

Таблица 2

Классификация участков разделения водного пути Дуная

№ п/п	Участок	Класс
1	Кельхейм – Регенсбург	Vb
2	Регенсбург – Вена	VIb
3	Вена – Белград	VIc
4	Белград – Сулина	VII

Движение на конкретном участке также не может быть стабильным с точки зрения режима работы двигателей и соответственно расхода топлива ввиду периодического путевого прохождения различных перекатов, которые достаточно устойчивы в навигационный период (рис. 3).

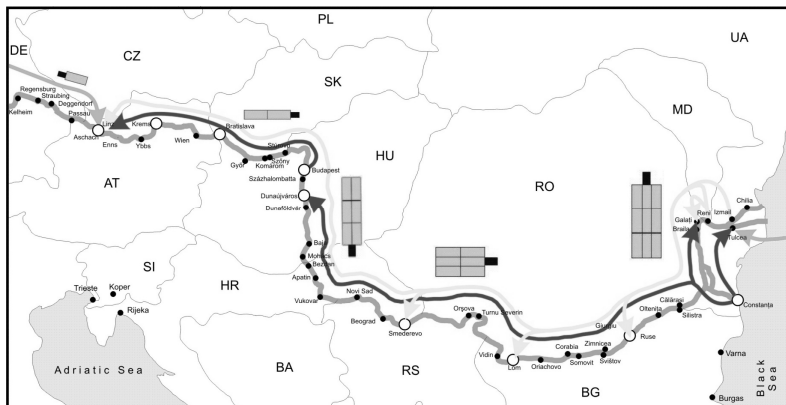


Рис. 2. Схема переформирования состава при движении по Дунаю

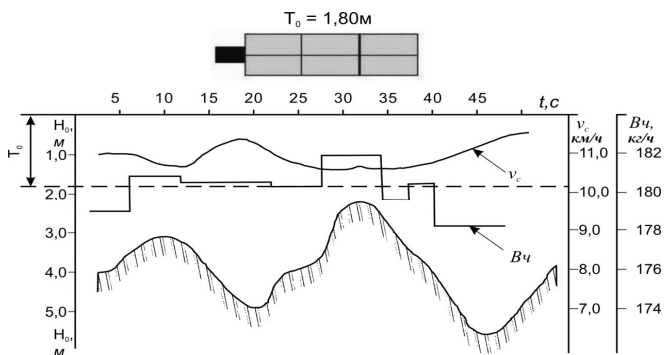


Рис. 3. Схема прохода переката составом из шести барж

В особые периоды летне-осеннего мелководья и снижения глубин на отдельных участках (рис. 4) дополнительно к переформированию составов необходимо приведение осадки к проходной величине путем применения специальной технологии паузки судов.

Систематическое мелководье (рис. 5), разделение судоходного пути на классы и, соответственно, сложный характер зависимостей годового выброса CO_2 не укладывается в общие принципы определения индекса EEI , $\text{гCO}_2/\text{т}\cdot\text{км}$, определяемых для одиночных судов внутреннего плавания.

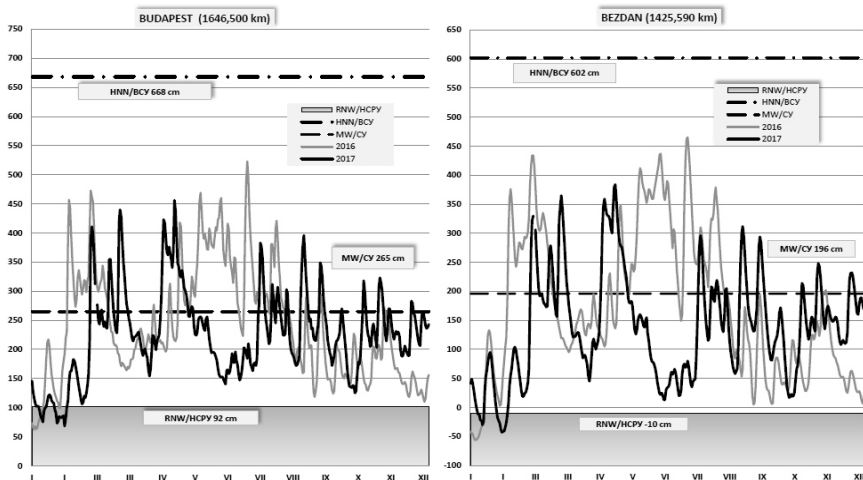


Рис. 4. Среднесуточные значения уровней воды для водомерных постов Среднего Дуная в 2016 и 2017 годах

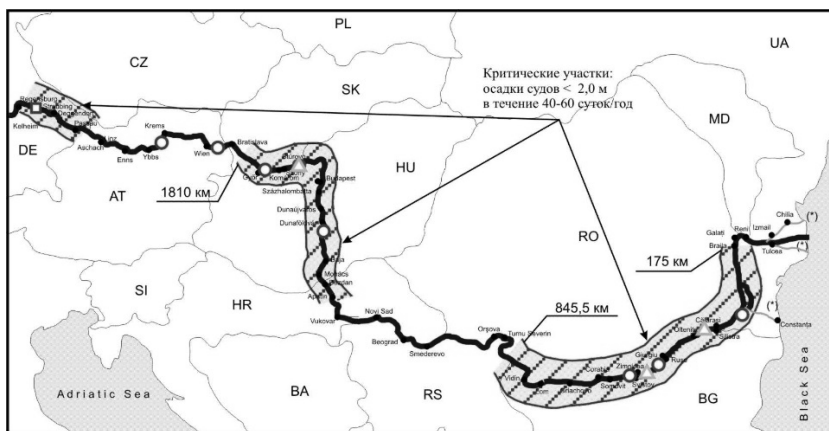


Рис. 5. Схема критических участков реки Дунай при фазе летне-осеннего мелководья

Европейская Экономическая Комиссия ООН (ЕЭК ООН, *UNESE*) рекомендует для судов внутреннего плавания применять для расчета затрат энергии и соответственного объема выбросов CO_2 модели *For*

FITS на базе исходных индексов, общих по смыслу для всех видов транспорта (рис. 6). Для судов внутреннего плавания в составе этих индексов рекомендуется рассматривать:

- расход топлива за год эксплуатации, т/год;
- стоимость топлива, €/год;
- количество перевезенного груза, т/год;
- себестоимость перевозки 1 т, €/т;
- количество вредных выбросов в пересчете к CO_2 , отнесенное к выполненной транспортной работе, $\text{Г}_{\text{CO}_2}/\text{т}\cdot\text{км}$.



Рис. 6. Модель *For FITS* Европейской экономической комиссии ООН

Текущий расход топлива в Украинском Дунайском пароходстве определяется специальной системой мониторинга топливоиспользования, которая основана на расчетном определении текущего и суммарного расхода топлива главными двигателями по результатам регистрации основных эксплуатационных параметров. Этим обеспечивается возможность регистрации и архивирования численных значений указанных параметров и предъявления расчетных показателей топливоиспользования (остатка топлива на борту с распределением по топливным цистернам и учетом израсходованного топлива, принятого и сданного с судна за заданный период эксплуатации).

Средняя стоимость бункерного топлива в портах Дуная коррелируется соответственно значению *Bunker Platts Rotterdam*, которая составила по *MGO* в первом квартале 2017 г. (Q_1) – 464,1 долл. США/т, во втором (Q_2) – 438,8 долл. США/т, в третьем (Q_3) – 470,8 долл. США/т.

Стоимость бункерного топлива во втором и третьем кварталах 2017 г. находилась в пределах 575 ... 580 долл. США/т, в четвертом – 592 долл. США/т, что является определяющим для уровня фрахтовых

ставок на перевозки (как указано выше, расходы на топливо составляют от 50 до 60 % всех переменных судовых расходов).

Соответственно, стоимость бункерного топлива в 2017 г. возросла по отношению к средней стоимости в 2016 г. на 20,7 %, а в течение года с января по декабрь 2017 г. – на 15 %.

В 2017 г. индекс фрахтовых ставок на перевозки с учетом надбавок на рост стоимости бункерного топлива и надбавки за работу в мелководье в целом изменялся согласно табл. 3.

Таблица 3

Изменение индекса фрахтовых ставок $Q_1 - Q_4$ на перевозки по кварталам в 2017 году по сравнению с 2016 годом, %

Составляющие индекса	Q_1	Q_2	Q_3	Q_4
Бункер	119	117	117	120
Фрахт	103	104	100	111

Соответственно себестоимость перевозки грузов в составах при среднем количестве перевезенного груза при стабильных судоводных условиях (март – август 2017 г.) без переформирования состава составит для состава из шести барж на дистанции 1800 км 14,6 ... 15,3 €/т.

Общая формула расхода топлива для отдельного участка с условно постоянными определенными навигационными условиями:

$$B_j = D \frac{N_j k_N b_e}{v_w + v_{Str}},$$

где B_j – общий расход топлива на j -ом участке, кг; D – длина j -го участка, км; N_j – установленная мощность, кВт; k_N – коэффициент использования мощности на j -ом участке; b_e – удельный эффективный расход топлива при мощности N_j , кг/кВт·ч; v_w – скорость относительно воды км/ч; v_{Str} – скорость течения км/ч.

Коэффициент использования мощности зависит от режимов движения: в условиях глубокой воды; в условиях мелководья; на свободном участке реки; на канале (короткий зарегулированный участок между шлюзами). Значение этого коэффициента также в значительной степени зависит от величины остаточного ресурса двигателей и технического состояния движительного комплекса, что определяется по показателям рабочего процесса (в УДП используется система контроля «Lautert») с оценкой состояния текущей винтовой характеристики по отношению к номинальной и ограничительной. Для основной мас-

сы судов Украинского Дунайского пароходства с возрастом 30 ... 35 лет его значение составляет в условиях:

глубокой воды 0,70 ... 0,75;

мелководья 0,60 ... 0,75.

При работе двигателей на частичном режиме, как основном эксплуатационном, имеет место снижение выбросов CO_2 по отношению к величине, определенной для номинальной винтовой характеристики, что значительно ухудшает основные показатели рабочего процесса. Соответственно, этот фактор необходимо учитывать при выборе способа снижения выбросов.

Проведенными в Украинском Дунайском пароходстве исследованиями [5, 6] установлено, что для судов-толкачей толкаемых составов при работе на частичных характеристиках, как основных эксплуатационных, может быть достигнуто снижение выбросов CO_2 на 10 ... 12 % путем уменьшения расхода топлива за счет рационального менеджмента: рациональным планированием рейса и оперативным управлением во время движения (оперативное переформирование состава, изменение скоростного режима) в зависимости от текущих навигационных условий. При этом важнейшим элементом выступает эффективное использование для прогнозирования движения оперативной информации локальных систем РИС (речные информационные службы; *RIS – River Information Services*).

По результатам исследования сделаны следующие выводы.

При выборе способов (технологий) управления энергоэффективностью необходимо учитывать влияние навигационных условий как определяющее в условиях их абсолютной нестабильности. Также должны учитываться возраст судна и текущее техническое состояние СЭУ. Оперативным менеджментом с использованием локальных систем РИС в сочетании с поддержкой технического состояния СЭУ можно добиться наибольшего повышения энергоэффективности судов внутреннего плавания.

ЛІТЕРАТУРА REFERENCES

1. Горб С.И. Мониторинг энергоэффективности судов // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2015. – Вып. 21. – Одесса: ОНМА. – С. 48 – 53.
2. Суворов, П. С. Оценка основных факторов, определяющих энергоэффективность судов внутреннего плавания [Текст] / П. С. Суворов, Т. В. Тарасенко, В. І. Залож // Автоматизация судовых технических

средств: научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА, 2017. – Вып. 23. – С. 132 – 135.

3. Европейское соглашение о важнейших внутренних водных путях международного значения СМВП / AGN ECE/TRANS/120/Rev.4)).

4. Суворов, П. С. Идентификация режимов работы главных двигателей на мелководье / П. С. Суворов, Л. Н. Карпов, Б. П. Мельников // Автоматизация судовых технических средств: научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА, 1999. – Вып. 3. – С. 143 – 155.

5. Суворов, П. С. Принципы определения индикаторов энергоэффективности для судов внутреннего плавания / П. С. Суворов, Т. В. Тарасенко, В. И. Залож // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2018. – № 2. – С. 203 – 207.

6. Суворов, П. С. О соотношении энергоэффективности и экологичности для судов внутреннего плавания / П. С. Суворов, Т. В. Тарасенко, В. И. Залож // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2019. – № 3 [251]. – С. 168 – 175.

РЕФЕРАТЫ

УДК 656.61.052

Вагущенко Л.Л., Козаченко А.Ю., Станкевич К.Я. Способ определения двух шаговых маневров расхождения с учетом МППСС-72 // Автоматизация судовых технических средств: науч. -техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса: НУ "ОМА". – С. 5 – 16.

Предлагается способ выбора комбинированных Z-маневров в режиме диалога с бортовой системой предупреждения столкновений. При его разработке у «целей» образовывались домены опасности в виде круга, центр которого находится впереди по линии диаметральной плоскости от центра массы «цели». Это позволило учесть повышенную опасность пересечения ее курса по носу, используя простой по форме домен. Радиус домена определялся в зависимости от допустимой при расхождении в данных условиях плавания дистанции по водной поверхности между ближайшими друг к другу точками двух судов, размеров этих судов, погрешности определения расстояния кратчайшего сближения. Требования МППСС-72 при выборе маневров расхождения учитывались путем увеличения радиуса домена самой опасной «цели» для вариантов маневров, которые согласно МППСС-72 следует избегать, но которые в сложных ситуациях могут оказаться эффективнее действий, предписываемых этими правилами.

Перед поиском маневра задаются границы его параметров: поворотов влево и вправо, изменений скорости, отхода влево и вправо от маршрута, интервала инициации. Нахождение маневра основывалось на выделении областей допустимых значений его параметров по отношению ко всем «целям». Алгоритм такого нахождения включает выделение оператором опорных параметров маневра и операции, выполняемые системой (присвоение опорным параметрам значений по умолчанию, получение областей допустимых значений расчетных параметров маневра и их рациональных значений, вычисление потерь ходового времени, отображение полученных результатов). Инерционность собственного судна учитывалась с помощью упрощенной разностной модели его динамики. Для возможности коррекции рассчитанных системой маневров предложено использовать диаграммы допустимых значений расчетных параметров. Они могут отображаться на периферии экрана, с их помощью оператор просто может выбрать подходящий вариант маневра.

Представлена методика выбора комбинированного Z-маневра с заданным началом и величиной изменения скорости. Основной составной частью этой задачи является получение множества опасных значений отхода от маршрута при назначенном угле отклонения от курса. Корректность этой методики была проверена путем моделирования расхождения в различных ситуациях сближения судов. Результаты одного из таких примеров приводятся в статье. Предложенный способ выбора комбинированных Z-маневров в режиме диалога оператора с системой позволяет в ситуации с несколькими судами обеспечить простоту выбора их эффективного варианта с получением информации о дистанции отхода от линии пути, что важно в стесненных водах, представляет зоны всех допустимых вариантов маневра, не загромождает этими

зонами контролюємую при судовожденні область впереди собственного судна. Этот способ может быть использован в бортовых системах предупреждения столкновений.

Вагущенко Л.Л., Козаченко О.Ю., Станкевич К.Я. Спосіб визначення двохкрокових маневрів розходження з урахуванням МПСС-72 // Автоматизація судових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2019. – Вип. 25. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 5 – 16.

Пропонується спосіб вибору комбінованих Z-маневрів в режимі діалогу з бортовою системою попередження зіткнень. При його розробці у «цілєй» утворювалися домени небезпеки у вигляді кола, центр якого знаходиться попереду по лінії діаметральної площини від центру маси «цілі». Це дозволило врахувати підвищену небезпеку перетину її курсу по носі, використовуючи простий за формою домен. Радіус домену визначався в залежності від допустимої при розходженні в даних умовах плавання дистанції по водній поверхні між найближчими друг до друга точками двох суден, розмірів цих суден, похибки визначення відстані найкоротшого зближення. Вимоги МПСС-72 при виборі маневрів розходження враховувалися шляхом збільшення радіусу домену найнебезпечнішої «цілі» для варіантів маневрів, які згідно з МПСС-72 слід уникати, але які в складних ситуаціях можуть виявитися ефективніше дій, що пропонуються цими правилами.

Перед пошуком маневру задаються межі його параметрів: поворотів вліво і вправо, змін швидкості, відходу вліво і вправо від маршруту, інтервалу ініціації. Знаходження маневру ґрунтувалося на виділення областей допустимих значень його параметрів по відношенню до всіх «цілєй». Алгоритм такого знаходження включає виділення оператором опорних параметрів маневру і операції, що виконуються системою (привласнення опорним параметрам значень за замовчуванням, отримання областей допустимих значень розрахункових параметрів маневру і їх раціональних значень, обчислення втрат ходового часу, відображення отриманих результатів). Інерційність власного судна враховувалася за допомогою спрощеної разностной моделі його динаміки. Для можливості корекції отриманих системою маневрів запропоновано використовувати діаграми допустимих значень розрахункових параметрів. Вони можуть відображатися на периферії екрану, з їх допомогою оператор просто може вибрати підходящий варіант маневру.

Представлена методика вибору комбінованого Z-маневру з заданим початком і величиною зміни швидкості. Основною складовою частиною цього завдання є отримання множини небезпечних значень відходу від маршруту при призначеному куті відхилення від курсу. Коректність цієї методики була перевірена шляхом моделювання розходження суден у різних ситуаціях. Результати одного з таких прикладів наводяться в статті. Запропонований спосіб вибору комбінованих Z-маневрів в режимі діалогу оператора з системою дозволяє: в ситуації з декількома суднами забезпечити простоту вибору їх ефективного варіанту з отриманням інформації про дистанції відходу від лінії шляху, що важливо в обмежених водах; надає зони всіх допустимих варіантів маневру; не захащує цими зонами на екрані контрольовану при

судноводінні область попереду власного судна. Цей спосіб може бути використаний в бортових системах попередження зіткнень.

Vagushchenko Leonid, Kozachenko Alexander, Stankevich Konstantin. Method for determining two step evasive maneuvers taking into account COLREG // Automation of ship technical facilities. – 2019. – Vol. 25. – P. 5 – 16.

The method of facilitation of the selection of combined Z-maneuvers in dialogue mode with the onboard collision avoidance system is offered. During its development circular domains of danger were formed around the targets. The center of the domain is shifted from the mass center of the target along the line of the diametrical plane in the direction of the bow. This made it possible to take into account the increased risk of crossing ahead of the target using a simple form of the domain. The radius of the domain was determined depending on the allowed distance on the water surface between two vessels in the given conditions of navigation, the sizes of these vessels, and the error in determining the distance at the closest point of approach. Requirements of COLREG when choosing evasive maneuvers were taken into account by increasing the radius of the domain of the most dangerous target for maneuvers, which according to COLREG should be avoided, but which in difficult situations can be more effective than the actions prescribed by these rules.

Before the maneuver searching the limits of its parameters (turns to port and to starboard, changes in speed, departure to the left and right of the route, the interval of initiation) are set. The finding of the maneuver was based on the selection of the areas of permissible values of its parameters in relation to all targets. The algorithm for such finding includes the assignment of the reference parameters of the maneuver by the operator and operations that performed by the system (assigning default values to the reference parameters, obtaining areas of allowable values for the calculated parameters of the maneuver and their rational values, calculating sailing time losses, displaying the results). The inertia of the own ship was taken into account using a simplified difference model of her dynamic. To correct the maneuvers recommended by the system it is proposed to use diagram of allowable values of the calculated parameters. It can be displayed on the periphery of the screen. The operator can simply choose the appropriate version of the maneuver with help of this diagram.

A technique for selecting a combined Z-maneuver with a given start point and magnitude of speed change is presented. The main component of this task is to obtain a set of dangerous values of departure from the route at a designated course deviation. The correctness of this technique was verified by simulating collision avoidance processes in various situations. The results of one of such examples are given in the article. The proposed method provides the ease of determining the combined Z-maneuvers in the dialogue mode of the operator with the system in situations with several ships, provides all acceptable options of that maneuver and the distance of departure from the track line, which is important in confined waters. This method can be used in onboard collision avoidance systems.

Ключевые слова: предупреждение столкновений; домены опасности; комбинированный Z-маневр; МППСС-72; алгоритм поиска; диаграмма для выбора маневра.

Ключові слова: попередження зіткнень; домени небезпеки; комбінований Z-маневр; МППСС-72; алгоритм пошуку; діаграма для вибору маневру.

Keywords: collision avoidance; domain of danger; combined Z-maneuver; COLREG; search algorithm; chart for choosing a maneuver.

Табл. 1. Ил. 8. Список лит.: 8 назв.

УДК 629.5.03

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.

Пониженные скорости судов применяются с целью экономии топлива для прихода судов "точно в срок" и, если имеется избыток тоннажа. При длительной эксплуатации судов на экономических скоростях возникает проблема улучшения рабочих процессов главного дизеля за счёт изменения регулировочных параметров по сравнению с паспортными, которые оптимизированы для 80 ... 85 % номинальной мощности. Такое перерегулирование особенно актуально, если наблюдается рост температур газов из-за ухудшения подачи воздуха в цилиндры.

В связи с изложенным поставлена задача выявить регулировочные параметры, изменением которых наиболее эффективно улучшить воздухообеспечение цилиндров на частичных режимах.

В качестве объекта исследования выбран четырёхтактный главный двигатель YANMAR 8N330-EN теплохода "Senata" с номинальной частотой вращения 620 мин⁻¹ и с турбоагрегатом VTR354-11.

Исследование выполнено с использованием методики численного моделирования на режиме с частотой вращения 502 мин⁻¹. Проанализировано влияние на показатели рабочих процессов:

- геометрической степени сжатия;
- угла опережения впрыска;
- угла открытия выпускных клапанов;
- угла закрытия впускных клапанов;
- проходного сечения соплового аппарата турбины;
- температуры наддувочного воздуха;
- подпора воздуха в машинном отделении;
- "тяжести" гребного винта.

По результатам исследования сделаны следующие выводы.

1. Для улучшения рабочих процессов дизеля на экономических скоростях судна можно рекомендовать:

- регулировку впускных клапанов на более раннее закрытие;
- применение более толстых прокладок под крышками цилиндров для уменьшения геометрической степени сжатия;
- небольшое уменьшение угла опережения впрыска топлива;
- организацию подпора воздуха в машинном отделении.

2. Кардинальное улучшение рабочих процессов дизеля на экономических ходах возможно за счёт "облегчения" гребного винта, что может быть достиг-

нута подрезкой и полировкой поверхности лопастей, а также изменением передаточного отношения редуктора.

Горб С.І. Оптимізація головного двигуна на режимі економічного ходу судна // Автоматизація суднових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2019. – Вип. 25. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 17 – 34.

Знижені швидкості суден застосовуються з метою економії палива для приходу суден "точно в строк" і, якщо є надлишок тоннажу. При тривалій експлуатації суден на економічних швидкостях виникає проблема поліпшення робочих процесів головного дизеля за рахунок зміни параметрів, що регулюються, у порівнянні з паспортними, які оптимізовані для 80 ... 85 % номінальної потужності. Таке перегулювання особливе актуально, якщо спостерігається зростання температур газів через погіршення подачі повітря в циліндри.

У зв'язку з викладеним поставлене завдання виявити параметри, що регулюються, зміною яких найбільше ефективно поліпшити повітропостачання циліндрів на часткових режимах.

У якості об'єкта дослідження обраний чотиритактний головний двигун YANMAR 8N330-EN теплохода "Senata" з номінальною частотою обертання 620 хв⁻¹ і з турбонагнітачем VTR354-11.

Дослідження виконане з використанням методики чисельного моделювання на режимі із частотою обертання 502 хв⁻¹. Проаналізований вплив на показники робочих процесів:

- геометричного ступеня стиску;
- кута випередження упорскування;
- кута відкриття випускних клапанів;
- кута закриття впускних клапанів;
- прохідного перетину соплового апарата турбіни;
- температури наддувального повітря;
- підпору повітря в машинному відділенні;
- "ваги" гребного гвинта.

За результатами дослідження зроблені наступні висновки.

1. Для поліпшення робочих процесів дизеля на економічних швидкостях судна можна рекомендувати:

- регулювання впускних клапанів на більш раннє закриття;
- застосування більш товстих прокладок під кришками циліндрів для зменшення геометричного ступеня стиску;
- невелике зменшення кута випередження упорскування палива;
- організацію підпору повітря в машинному відділенні.

2. Кардинальне поліпшення робочих процесів дизеля на економічних ходах можливо за рахунок "полегшення" гребного гвинта, що може бути досягнуте підрізуванням і поліруванням поверхні лопат, а також зміною передатного відношення редуктора.

Gorb S.I. Optimization of the main engine on the vessel economy speed // Automation of ship technical facilities. – 2019. – Vol. 25. – P. 17 – 34.

Reduced vessel speeds are used to save fuel for the arrival of vessels "just in

time" and in cases of tonnage excess. After long-term operation of vessels at economic speeds, the problem of improving the working processes of the main engine can arise due to changes in the adjustment parameters in comparison with the trial parameters, which are optimized for 80 ... 85% of the rated power. These changes are especially important in case of growing gas temperatures due to lack of the air supply to the cylinders.

In view of the foregoing, we assigned the task to identify the adjusting parameters, the changes in which will be the most effective way to improve the cylinder air supply on special modes.

The four-stroke YANMAR 8N330-EN main engine of the m/v "Senata" with a nominal rotational speed of 620 min^{-1} and a VTR354-11 turbocharger was chosen as the object of research.

The research was performed using the numerical simulation technique in the mode with a rotation frequency of 502 min^{-1} . Analyzed the influence on the following data:

- geometric compression ratio;
- injection advance angle;
- opening angle of exhaust valves;
- closing angle of the intake valves;
- the flow area of the nozzle apparatus of the turbine;
- charge air temperature;
- excess air pressure in the engine room;
- "gravity" of the propeller.

According to the results of the research, the following conclusions had been done.

1. To improve the working processes of a diesel engine at economical speeds of a vessel, we can recommend:

- adjustment of inlet valves for earlier closing;
- usage of the thicker gaskets under the cylinder heads to reduce the geometric compression ratio;
- a slight decrease in fuel injection advance angle;
- setup of excess air pressure in the engine room.

2. The best improvement in the working processes of a diesel engine on economical speeds can be done with the change of the propeller shape, that can be achieved by cutting and polishing of the surface of the blades, as well as by changing of the gearbox gear ratio.

Ключевые слова: пониженные скорости судов; главный двигатель; температуры газов; воздухообеспечение цилиндров; впускные клапаны; степень сжатия; облегчение гребного винта.

Ключові слова: знижені швидкості суден; головний двигун; температури газів; повітропостачання циліндрів; впускні клапани; ступень стиску; полегшення гребного гвинта.

Keywords: reduced vessel speed; main engine; gas temperatures; celinder air supply; inlet valves; compression ratio; propeller shape.

Табл. 9. Ил. 1. Список лит.: 8 назв.

УДК 621.431.74

Горб С.И., Сандлер А.К., Будуров Н.И. Повышение эффективности работы главного двигателя корректировкой упора гребного винта // Автоматизация судовых технических средств: науч. -техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса: НУ "ОМА". – С. 35 – 52.

Суда с винтами фиксированного шага эксплуатируются в широком диапазоне упора гребного винта, который зависит от загрузки судна, обрастания корпуса, ветро-волновых условий плавания, течений и влияния мелководья. Чтобы предотвратить перегрузки главного двигателя при "тяжёлом" винте, уменьшают частоту вращения винта. Однако при этом уменьшается подача воздуха турбокомпрессором и растут температуры газов в начале выпуска. Чтобы не допустить перегрев выпускных клапанов приходится существенно уменьшать частоту вращения главного двигателя, то есть существенно "жертвовать" скоростью движения судна.

В результате исследования режимов работы малооборотного двухтактного главного дизеля с изобарным наддувом показано, что при "тяжёлом" винте за счёт регулировки параметров дизеля можно добиться только небольшого улучшения эффективности его работы:

изменение геометрической степени сжатия не приводит к существенному изменению рабочих процессов;

перерегулирование угла опережения впрыска не позволяет устранить проблему повышенных температур газов и не даёт экономии топлива, сравнимой с экономией от использования экономической скорости судна;

при более раннем выпуске видна тенденция повышения температуры газов перед турбиной; при более позднем выпуске температура газов перед турбиной несколько уменьшается одновременно с небольшим уменьшением суммарного индикаторного КПД;

за счёт более раннего начала сжатия воздуха в цилиндре можно немного исправить недостатки рабочего процесса и увеличить мощность дизеля на 5,6 %;

при уменьшении проходного сечения соплового аппарата турбины температура в цилиндре в момент начала выпуска уменьшается незначительно, а температура газов перед турбиной увеличивается, что не позволяет признать корректировку проходного сечения эффективным способом улучшения рабочих процессов;

на частичных ходовых режимах судна целесообразно стремиться к максимальному охлаждению воздуха наддува, так как уменьшение температуры воздуха в рабочем диапазоне на 5 К приводит к уменьшению температуры газов перед турбиной на 4 ... 9 К и уменьшению температуры в цилиндре в момент начала выпуска на 20 ... 22 К;

за счёт создания подпора воздуха в машинном отделении можно уменьшить температуру газов перед турбиной до 10 К.

Однако, если "облегчить" гребной винт, например, на 3 %, то мощность двигателя можно повысить на 7 % при условии не превышения температуры в цилиндре в момент начала выпуска. При этом температуры газов на линии

расширения уменьшаться, а средняя температура газов перед турбиной повысится в допустимых пределах.

Для корректировки упора гребного винта предложена система управления, которая в случае "утяжеления" винта подаёт воздух или газы на всасывающую поверхность винта, что приводит к уменьшению упора и соответственно момента сопротивления винта.

Система содержит датчик частоты вращения гребного винта и датчик хода рейки топливных насосов главного двигателя. Сигнал от датчика частоты вращения поступает в функциональный преобразователь, который для каждого значения частоты вращения вырабатывает желательное значение нагрузки двигателя, то есть фактически воспроизводит паспортную винтовую характеристику. Если сигнал от датчика хода рейки (фактической нагрузки) превысит сигнал функционального преобразователя, система открывает клапан, который регулирует подачу воздуха или газов к гребному винту. Момент сопротивления винта уменьшится и регулятор частоты вращения главного двигателя начнёт уменьшать ход рейки топливных насосов до тех пор, пока сигналы хода рейки и функционального преобразователя не станут равными, что прекратит увеличение открытия клапана, регулирующего подачу воздуха (газов) к гребному винту.

Применение предложенной системы обеспечивает улучшение рабочих процессов дизеля на ходовых режимах судна. Это позволяет эксплуатировать суда с винтами фиксированного шага с большими скоростями при их движении в грузу и при повышенном сопротивлении движению корпуса судна.

Горб С.І., Сандлер А.К., Будуров М.І. // Автоматизація суднових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2019. – Вип. 25. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 35 – 52

Судна з гвинтами, крок яких фіксований, експлуатуються в широкому діапазоні упору гребного гвинту, який залежить від їх завантаження, обростання корпусу, вітро-хвильових умов плавання, течій і впливу мілководдя. Щоб запобігти перевантаженню головного двигуна при "важкому" гвинті, зменшують частоту його обертання. Однак при цьому зменшується подача повітря турбокомпресором і ростуть температури газів на початку випуску. Щоб не допустити перегріву випускних клапанів доводиться істотно зменшувати частоту обертання головного двигуна, тобто "жертвувати" швидкістю руху судна.

У результаті дослідження режимів роботи малообертового двухтактного головного дизеля з ізобарним наддуванням показано, що при "важкому" гвинті за рахунок регулювання параметрів дизеля можна домогтися тільки невеликого поліпшення ефективності його роботи:

зміна геометричної ступеня стиснення не приводить до істотної зміни робочих процесів;

перерегулювання кута випередження впорскування не дозволяє усунути проблему підвищених температур газів і не дає економії палива, порівнянної з економією від використання економічної швидкості судна;

при більш ранньому випуску помітна тенденція підвищення температури газів перед турбіною; при більш пізньому випуску температура газів перед турбіною декілька зменшується одночасно з невеликим зменшенням сумарного індикаторного ККД;

за рахунок більш раннього початку стиснення повітря в циліндрі можна трохи виправити недоліки робочого процесу і збільшити потужність дизеля на 5,6 %;

при зменшенні прохідного перетину соплового апарату турбіни температура в циліндрі в момент початку випуску зменшується незначно, а температура газів перед турбіною збільшується, що не дозволяє визнати коригування прохідного перетину ефективним способом поліпшення робочих процесів;

на часткових ходових режимах судна доцільно прагнути до максимального охолодження повітря наддування, тому що зменшення температури повітря в робочому діапазоні на 5 К призводить до зменшення температури газів перед турбіною на 4 ... 9 К і зменшення температури в циліндрі в момент початку випуску на 20 ... 22 К;

за рахунок створення підпору повітря в машинному відділенні можна зменшити температуру газів перед турбіною до 10 К.

Однак, якщо "полегшити" гребний гвинт, наприклад, на 3 %, то потужність двигуна можна підвищити на 7 % за умови не перевищення температури в циліндрі в момент початку випуску. При цьому температури газів на лінії розширення зменшуються, а середня температура газів перед турбіною підвищиться в допустимих границях.

Для коригування упору гребного гвинту запропонована система управління, яка у разі "обваження" гвинту подає повітря або гази на всмоктувальну поверхню, що призводить до зменшення упору і відповідно моменту опору гвинту.

Система містить датчик частоти обертання гребного гвинту і датчик ходу рейки паливних насосів головного двигуна. Сигнал від датчика частоти обертання надходить до функціонального перетворювача, який для кожного значення частоти обертання виробляє бажане значення навантаження двигуна, тобто фактично відтворює паспортну гвинтову характеристику. Якщо сигнал від датчика ходу рейки (фактичного навантаження) перевищить сигнал функціонального перетворювача, система відкриває клапан, який регулює подачу повітря або газів до гребного гвинта. Момент опору гвинту зменшиться і регулятор частоти обертання головного двигуна почне зменшувати хід рейки паливних насосів до тих пір, поки сигнали ходу рейки і функціонального перетворювача не стануть рівними, що припинить збільшення відкриття клапана, який регулює подачу повітря (газів) до гребного гвинта.

Застосування запропонованої системи забезпечує поліпшення робочих процесів дизеля на ходових режимах судна. Це дозволяє експлуатувати судна з гвинтами, крок яких фіксований, з більшими швидкостями у завантаженому стані і під час підвищеного опору руху корпусу судна.

Gorb Sergii, Sandler Albert, Budurov Mykola Increasing of the main engine efficiency by propeller thrust correction // Automation of ship technical facilities. – 2019. – Vol. 25. – P. 35 – 52.

Vessels with fixed-pitch propellers are operated in a wide range of propeller thrust, which depends on the loading of the vessel, hull fouling, wind-wave sailing conditions, currents and the influence of shallow water. To prevent overload of the main engine with a "heavy" propeller it needs to reduce the speed of propeller. However, this reduces the air supply of the turbocharger and increases the temperature of the gases at the beginning of exhaust process. In order to prevent overheating of the exhaust valves, it is necessary to reduce the speed of the main engine considerably, that is, to substantially "sacrifice" the speed of the vessel.

The result of research of the operating modes of low-speed two-stroke main diesel engine with isobaric supercharging is demonstrated that with a "heavy" propeller, by tuning the diesel parameters, only a slight improvement in its efficiency can be achieved:

- a change in the geometric degree of compression does not lead to a essential change in the operating processes;

- retuning of injection timing does not allow to eliminate the problem of elevated gas temperatures and does not give fuel savings comparable to the savings from using the economical speed of the vessel;

- with earlier gas releasing there is a tendency of increasing the temperature of the gases before the turbine; with later releasing the temperature of the gases before turbine decreases simultaneously with a slight decreasing of total indicator efficiency;

- due to the earlier air compression in the cylinder, it is possible to slightly correct the weak points of the operating process and increase the diesel power by 5,6 %;

- with a bore decreasing of the turbocharger nozzle ring the temperature in the cylinder at the beginning of exhaust process decreases slightly, and the temperature of the gases before turbine increases, which does not allow to recognize the correction of the bore as an effective way to improve operating processes;

- on partial vessel operating modes it is advisable to strive for maximum cooling of the charging air, since a decrease in air temperature in the operating range by 5 K leads to a decrease in gas temperature before turbine by 4 ... 9 K and a decrease in temperature in the cylinder at the beginning of exhaust process by 20 ... 22 K;

- by creating air back-up in the engine room, the temperature of the gases before turbine can be reduced up to 10 K.

However, if the propeller would be "lighter", for example, by 3 %, then engine power can be increased by 7 % provided that the temperature in the cylinder is not exceeded at the beginning of exhaust process. In this case, the gas temperatures on the expansion line decrease, and the average gas temperature before turbine rises within the permissible limits.

The proposed control system for thrust correction of the propeller which in the case of a "heavier" propeller delivers air or gases to the suction surface of the propeller and thus leads to decrease of thrust as well as the resistance moment of the propeller.

The system comprises a propeller speed sensor and a fuel rail sensor of the main engine fuel pumps. The signal from the speed sensor enters a functional converter, which for each value of the speed generates the desired value of the engine load. Moreover, it actually reproduces the passport propeller characteristic. If the signal from the fuel rail sensor (actual load) exceeds the signal of the functional converter, the system opens a valve that regulates the flow of air or gases to the propeller. The moment of propeller resistance will decrease and the governor of the main engine will reduce the fuel supply to fuel pumps until the signals of the fuel rail and the functional converter become equal, which will stop the opening of the flow regulating valve of air (gases) to the propeller.

The application of the proposed system provides an improvement in the operating processes of a diesel engine on the vessel operating modes. This makes it possible to operate vessels with fixed-pitch propellers with higher speeds during their movement in the load conditions and with increased resistance to the movement of the vessel's hull.

Ключевые слова: главный дизель; рабочий процесс; температура газов; перегрузка дизеля; газотурбинный наддув; тяжёлый винт; корректировка упора гребного винта; подача воздуха к гребному винту.

Ключові слова: головний дизель; робочий процес; температура газів; перевантаження дизеля; газотурбінне наддування; важкий гвинт; коригування упору гребного гвинту; подача повітря до гребного гвинту.

Keywords: main diesel engine; operating process; gas temperature; diesel overload; supercharging system; heavy propeller; correction of propeller thrust; air supply to the propeller.

Табл. 9. Ил. 1. Список лит.: 14 назв.

УДК 621:62.052.8

Михайленко В.С., Лажечников В.Ф. Усовершенствование системы управления рециркуляцией дымовых газов судового вспомогательного котла // Автоматизация судовых технических средств: науч. -техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса: НУ "ОМА". – С. 53 – 62.

Проанализированы технологии снижения содержания оксидов азота в дымовых газах паровых котлов. Несмотря на большой объем выполненных исследований, работы большинства ученых направлены на снижение выбросов оксидов азота методами селективного каталитического и некаталитического восстановления оксидов азота. Указанные методы хотя и обеспечивают высокую степень очистки дымовых газов, но при этом связаны со значительными финансовыми затратами и основаны на использовании опасных химических реагентов. Также по данным ряда исследований скрубберы установлены на более чем на 1 % от общего числа судов, и отраслевые аналитики предсказывают, что к 2020 году их число вряд ли превысит 10 – 20 %. Поэтому проблема разработки и внедрения на судах новых, экономически относительно недорогих и экологически эффективных методов очистки отработавших газов су-

довых дизелей и котлов от оксидов азота и серы в связи со строгими требованиями МК МАРПОЛ о содержании вредных выбросов является актуальной.

Показано, что использование метода рециркуляции дымовых газов в воз-
духовод промышленного котла позволяет снизить содержание NO_x до 30 %. В
виду ужесточения требований Приложения VI МК МАРПОЛ по снижению
вредных выбросов в районах контроля, было предложена апробация техноло-
гии рециркуляции дымовых газов в судовых котлах. В виду специфики рабо-
ты судовых агрегатов и наличия существенных нелинейностей, для оптимиза-
ции работы системы управления рециркуляции предложен нейросетевой ре-
гулятор. Для возможности моделирования предлагаемой нейросетевой САУ
приведены дифференциальные уравнения описывающие протекание динами-
ческих процессов в газоходе и воздуховоде и рассчитаны их коэффициенты
при нагрузке парового котла 25 % от номинальной. На основе эксперимен-
тальных данных работы судового котла Mitsubishi и полученных аналитиче-
ских моделей проведено обучение нейросетевого регулятора для достижения
минимально возможного содержания NO_x . Имитационное моделирование
предлагаемой САУ продемонстрировало снижение NO_x на 14 % по сравнению
с традиционной системой действующей на основе ПИД – алгоритма управле-
ния.

Михайленко В.С., Лажечников В.Ф. Удосконалення системи управління
рециркуляцією димових газів суднового допоміжного котла // Автоматизація
судових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2019. – Вип. 25. – Одеса: НУ
"ОМА". – С. 53 – 62.

Проаналізовано технології зниження вмісту оксидів азоту в димових газах
парових котлів. Незважаючи на великий обсяг виконаних досліджень, роботи
більшості вчених спрямовані на зниження викидів оксидів азоту методами се-
лективного каталітичного і некаталітичного відновлення оксидів азоту. Зазна-
чені методи хоча і забезпечують високу ступінь очищення димових газів, але
при цьому пов'язані зі значними фінансовими витратами і засновані на вико-
ристанні небезпечних хімічних реагентів. Також за даними ряду досліджень
скрубери встановлені на більш ніж на 1 % від загального числа судів, і галузе-
ві аналітики пророкують, що до 2020 року їх число навряд чи перевищить 10
– 20%. Тому проблема розробки і впровадження на суднах нових, економічно
відносно недорогих та екологічно ефективних методів очищення відпрацьо-
ваних газів суднових дизелів і котлів від оксидів азоту і сірки в зв'язку зі стро-
гими вимогами МК МАРПОЛ про вміст шкідливих викидів є актуальною.

Показано, що використання методу рециркуляції димових газів в повітро-
провід промислового котла дозволяє знизити вміст NO_x до 30 %. З причини
посилення вимог Додатка VI МК МАРПОЛ щодо зниження шкідливих вики-
дів в районах контролю, було запропоновано апробация технології рециркуля-
ції димових газів в судових котлах. З причини специфіки роботи суднових
агрегатів та наявності істотних нелінійностей, для оптимізації роботи системи
управління рециркуляції запропонований нейросетевой регулятор. Для мож-
ливості моделювання запропонованої нейросетевой САУ наведені диференці-
альні рівняння описують протікання динамічних процесів в газоході і повіт-

рядом і розраховані їх коефіцієнти при навантаженні парового котла 25 % від номінальної. На основі експериментальних даних роботи суднового котла Mitsubishi і отриманих аналітичних моделей проведено навчання нейромережевого регулятора для досягнення мінімально можливого змісту NOx. Імітаційне моделювання запропонованої САУ продемонструвало зниження NOx на 14 % в порівнянні з традиційною системою діючою на основі ПІД - алгоритму управління. Впровадження представленої системи на судах дозволить істотно знизити вміст шкідливих викидів в атмосферу.

Mikhailenko V.S., Lozhechnikov V.F. Improvement of the flue gas recirculation control system of the ship auxiliary boiler speed // Automation of ship technical facilities. – 2019. – Vol. 25. – P. 53 – 62.

The technologies for reducing the content of nitrogen oxides in the flue gases of steam boilers are analyzed. Despite the large amount of research, the work of most scientists is aimed at reducing emissions of nitrogen oxides by selective catalytic and non-catalytic reduction of nitrogen oxides. Although these methods provide a high degree of flue gas purification, they are associated with significant financial costs and are based on the use of hazardous chemicals. Also, according to a number of studies, scrubbers are installed on more than 1 % of the total number of vessels, and industry analysts predict that by 2020 their number is unlikely to exceed 10 – 20 %. Therefore, the problem of developing and introducing on ships new, economically relatively inexpensive and environmentally efficient methods for purifying the exhaust gases of marine diesel engines and boilers from nitrogen and sulfur oxides in connection with the strict requirements of MK MARPOL regarding the content of harmful emissions is relevant.

It is shown that the use of the method of recirculation of flue gases into the duct of an industrial boiler reduces the NOx content to 30 %. In view of toughening the requirements of MARPOL Annex VI MK on reducing harmful emissions in control areas, it was proposed to test the flue gas recirculation technology in ship boilers. In view of the specifics of the operation of ship aggregates and the presence of significant non-linearities, a neural network regulator is proposed to optimize the operation of the recirculation control system. To simulate the proposed neural network of self-propelled guns, differential equations are given that describe the flow of dynamic processes in the gas duct and duct and their coefficients are calculated at a steam boiler load of 25 % of the nominal. Based on the experimental data on the operation of the Mitsubishi marine boiler and the obtained analytical models, a neural network controller was trained to achieve the lowest possible NOx content. Simulation of the proposed self-propelled guns showed a 14 % reduction in NOx compared to the traditional system based on the PID control algorithm.

Ключевые слова: судовой котел; рециркуляция; оксиды азота; система управления; нейронная сеть.

Ключові слова: судновий котел; рециркуляція; оксиди азоту; система управління; нейронна мережа.

Keywords: marine boiler; recirculation; nitrogen oxides; control system; neural network.

Табл. 1. Ил. 5. Список лит.: 8 назв.

УДК 681.58

Михайлов С.А., Харченко Р.Ю. Повышение эффективности функционирования эргатических систем управления микроклиматом судовых помещений // Автоматизация судовых технических средств: науч. -техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса: НУ "ОМА". – С. 63 – 71.

В работе рассмотрен альтернативный метод эксплуатации эргатических систем управления микроклиматическими параметрами судовых помещений с применением интеллектуальных систем в едином комплексе. Область применения подобных технологий имеет перспективы на судах, так как современное судно является сложным нелинейным объектом, на котором активно внедряются интегрированные системы, которые в комплексе решают задачи управления судовыми техническими средствами. Несмотря на большой интерес к этим технологиям и научные наработки в данной области в отношении судов, данное направление все еще остается слабо развитым и во многих сложных подсистемах судна управление осуществляется устаревшими методами, в большинстве не обеспечивая должного качества и надежности.

В архитектуру таких гибридных систем интегрированы, в зависимости от поставленной задачи, различные интеллектуальные модули – нейронные сети, генетические алгоритмы, нечеткие контроллеры, системы поддержки принятия решений (СППР), адаптивные системы и другие составляющие так называемого «искусственного интеллекта». Эти системы успешно реализуют опыт и знания экспертов, а также обладают способностью к самообучению.

Экспертные системы (ЭС), лежащие в основе СППР, имеют ряд недостатков, связанных с невозможностью учитывать опыт, знания и интуицию человека. В публикации предлагаются к применению в эргатической системе управления микроклиматом – нечеткие экспертные системы, которые имитируют рассуждения эксперта в виде словесных или лингвистических предположений, используя аппарат теории нечетких множеств. Показано, что в СППР многих судовых эргатических подсистем подобные технологии, основанные на нечеткой логике, достаточно актуальны и могут получить широкое распространение.

Предложена нечеткая экспертная интеллектуальная модель определения уровня комфортности для членов экипажа и пассажиров судна учитывающая индивидуальные особенности человека, что позволяет достичь высокого уровня самочувствия и снижения заболеваемости.

В результате исследований установлено, что применение интеллектуальных сетей позволило решить задачу оптимизации процессов воздухообмена. Имитационные эксперименты предложенных моделей продемонстрировали их эффективность по сравнению с традиционными в плане достижения лучших показателей качества процессов эксплуатации и наличием возможности учета знаний экспертов.

Михайлов С.А., Харченко Р.Ю. Підвищення ефективності функціонування ергатичних систем управління мікрокліматом судових приміщень // Автоматизація судових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2019. – Вип. 25. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 63 – 71.

У роботі розглянуто альтернативний метод експлуатації ергатичних систем управління мікрокліматичними параметрами судових приміщень із застосуванням інтелектуальних систем в єдиному комплексі.

Область використання подібних технологій має перспективи на судах, тому як сучасне судно є складним нелінійним об'єктом, на якому активно впроваджуються інтегровані системи, які в комплексі вирішують завдання управління судовими технічними засобами. Незважаючи на великий інтерес до цих технологій і наукові напрацювання в даній області стосовно суден, даний напрямок все ще залишається слабо розвиненим, і в багатьох складних підсистемах судна управління здійснюється застарілими методами, в більшості не забезпечуючи належної якості та надійності.

В архітектуру таких гібридних систем інтегровані, в залежності від поставленого завдання, різні інтелектуальні модулі – нейронні мережі, генетичні алгоритми, нечіткі контролери, системи підтримки прийняття рішень (СППР), адаптивні системи та інші складові так званого «штучного інтелекту». Ці системи успішно реалізують досвід і знання експертів, а також мають здатність до самонавчання.

Експертні системи (ЕС), що лежать в основі СППР, мають ряд недоліків, пов'язаних з неможливістю враховувати досвід, знання і інтуїцію людини. У публікації пропонуються до застосування в ергатичній системі управління мікрокліматом – нечіткі експертні системи, які імітують міркування експерта у вигляді словесних або лінгвістичних припущень, що використовують апарат теорії нечітких множин. Показано, що в СППР багатьох судових ергатичних підсистем подібні технології, засновані на нечіткій логіці, достатньо актуальні і можуть отримати велике поширення.

Запропонована нечітка експертна інтелектуальна модель визначення рівня комфортності для членів екіпажу та пасажирів судна яка враховує індивідуальні особливості людини та дозволяє досягти високого рівня самопочуття і зниження захворюваності.

В результаті досліджень встановлено, що застосування інтелектуальних мереж дозволило вирішити завдання оптимізації процесів повітрообміну. Імітаційні експерименти запропонованих моделей продемонстрували їх ефективність у порівнянні з традиційними в плані досягнення найкращих показників якості процесів експлуатації і наявністю можливості врахування знань експертів.

Mikhailov S.A., R. Kharchenko R.Yu Improving the efficiency of functioning the ship ergatic microclimate control systems of ship spaces speed // Automation of ship technical facilities. – 2019. – Vol. 25. – P. 63 – 71.

The work considers an alternative method of operating ergatic control systems for microclimatic parameters of ship premises using intelligent systems in a single complex. The field of application of such technologies has prospects on ships, since a modern ship is a complex non-linear object, on which integrated systems are actively being implemented, which together solve the tasks of controlling shipboard technical equipment. Despite the great interest in these technologies and scientific developments in this area in relation to ships, this direction is still underdeveloped

and in many complex subsystems of the vessel, management is carried out by outdated methods, most of which do not provide the proper quality and reliability.

Depending on the task, various smart modules are integrated into the architecture of such hybrid systems - neural networks, genetic algorithms, fuzzy controllers, decision support systems (DSS), adaptive systems and other components of the so-called "artificial intelligence". These systems successfully implement the experience and knowledge of experts, and also have the ability to self-learn.

The expert systems (ES) underlying the DSS have a number of disadvantages associated with the inability to take into account the experience, knowledge and intuition of a person. The publication proposes to use in an ergatic climate control system - fuzzy expert systems that mimic the expert's reasoning in the form of verbal or linguistic assumptions using the apparatus of the theory of fuzzy sets. It is shown that in DSS of many ship ergatic subsystems such technologies based on fuzzy logic are quite relevant and can be widely used.

A fuzzy expert intellectual model is proposed for determining the level of comfort for crew members and passengers of the vessel, taking into account individual characteristics of a person, which allows to achieve a high level of well-being and reduce morbidity.

As a result of research, it was found that the use of intelligent networks allowed us to solve the problem of optimizing air exchange processes. Simulation experiments of the proposed models have demonstrated their effectiveness compared to traditional ones in terms of achieving the best indicators of the quality of operation processes and the availability of the ability to take into account the knowledge of experts.

Ключевые слова: гибридные интеллектуальные сети; нечеткие контроллеры; активная адаптация; климат-контроль; системы поддержки принятия решений; фаззификация; база знаний.

Ключові слова: гібридні інтелектуальні мережі; нечіткі контролери; активна адаптація; клімат-контроль; системи підтримки прийняття рішень; фаззифікація; база знань.

Keywords: hybrid intelligent networks; fuzzy controllers; active adaptation; climate control; decision support systems; fuzzification; knowledge base.

Табл. 1. Ил. 4. Список лит.: 8 назв.

УДК 656.61

Петровський А.В. Автоматична обробка стандартних помилок ECDIS // Автоматизація судових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2019. – Вип. 25. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 72 – 78.

Описані переваги ECDIS і труднощі, з якими зіштовхуються штурмани при використанні деяких її функцій, зокрема, автоматизації процесу оновлення карт. Такі помилки не завжди можна точно ідентифікувати, крім того, витрачається час на пошук варіантів їх вирішення. Велика частина таких помилок вимагає повідомлення УКНО або наявності інженерних знань з програмного забезпечення для їх вирішення. Однак є помилки, які можливо вирішити засобами самого ECDIS, не привертаючи до них уваги штурмана. Пропонується використання алгоритму, що дозволяє реалізувати таку задачу.

Петровский А.В. Автоматическая обработка стандартных ошибок ECDIS // Автоматизация судовых технических средств: науч. -техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса: НУ "ОМА". – С. 72 – 78.

Описаны достоинства ECDIS и трудности, с которыми сталкиваются штурманы при использовании некоторых ее функций, в частности, автоматизации процесса обновления карт. Такие ошибки не всегда можно точно идентифицировать, кроме того, тратится время на поиск вариантов их решения. Большая часть таких ошибок требует уведомления УКНО или наличия инженерных знаний по программному обеспечению для их решения. Однако есть ошибки, которые возможно решить средствами самого ECDIS, не привлекая к ним внимания штурмана. Предлагается использование алгоритма, позволяющего реализовать такую задачу.

Petrovskiy Andrii Valerevich Automatic processing of ECDIS standard errors // Automation of ship technical facilities. – 2019. – Vol. 25. – P. 72 – 78.

ECDIS is currently the most up-to-date navigation information system, which greatly facilitates the navigator's work by automating his work and improving the safety of navigation. According to IMO requirements, all certified ECDIS have a warning system in the event of violations of integrated equipment, signal loss: location, radar, rate of change, direction of movement of the ship and inability to comply with the radar image. ECDIS also has developed quality standards for converting ENC to its internal SENC format. However, in practice navigators have problems of handling errors caused by the use of a particular ECDIS function. The reasons are: own algorithms for converting ENC to SENC format; insufficient stability of the software; methods used by software developers to implement navigator actions in the ECDIS interface. And, if the first and the second are considered, then the last - is not, since it is the own thing of the software developers. Most ECDIS have automatic / automated map loading and updating. However, the insufficient level of error handling that occurs when updating card collections by programmatic methods requires additional time spent by the navigator to resolve such issues manually.

It is proposed to use a general map updating algorithm, which programmatically solves some emerging errors without the participation of the operator, and for the latter - reports are generated for sending to the appropriate organizations, which increases the automation of the navigator's work. There are four types of errors: cells cart damage; bugs that can only be corrected with the scheme Administrator/ engineer; errors that should be provided to UKHO Customer Services to further assist them in resolving them; other errors that may be detected while updating the map. Each type of bug is scheduled to use its database.

Ключевые слова: ECDIS; алгоритм; ошибка; обновление карт; коллекция карт; УКНО.

Ключові слова: ECDIS; алгоритм; помилка; оновлення карт; колекція карт; УКНО.

Keywords: ECDIS; algorithm; error; map update; map collection; UKHO.

Ил. 4. Список лит.: 9 назв.

УДК 621.829

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.

Проанализированы режимы перепуска выпускных газов (EGW) судового среднеоборотного дизеля 6L20 Wartsila. Приведены результаты исследования по определению влияния степени перепуска выпускных газов на эмиссию оксидов азота, удельный эффективный расход топлива и температуру выпускных газов дизеля. Эксперименты выполнялись как для разной степени открытия перепускного клапана (0 ... 10 %) и для разной нагрузки на дизель (55 ... 85 %). По результатам эксперимента были построены графические зависимости эмиссии оксидов азота NO_x от степени открытия клапана перепуска выпускных газов δ_{EGW} . В качестве критерия, позволяющего оценить эффективность использования системы перепуска для различных режимов, предложено рассмотреть площадь под кривой $\text{NO}_x=f(\delta_{\text{EGW}})$. Экспериментально установлено, что использование перепуска газов способствует снижению эмиссии оксидов азота судовых дизелей. Относительное снижение выбросов оксидов азота находится в пределах 3,33 ... 15,42 % и зависит от количества газов, перепускаемых помимо газотурбонагнетателя, и мощности дизеля. Наибольший уровень снижения эмиссии NO_x соответствует 75 ... 85 %-ой нагрузке – самым распространенным режимам работы судовых среднеоборотных дизелей при их использовании в качестве дизель-генераторов в составе судовой электростанции. Установлено, что использование системы EGW приводит к росту удельного эффективного расхода топлива. При этом для режимов, соответствующих 55 ... 65 %-ой нагрузки его увеличение составляет 2,66 ... 4,43 %. Для нагрузки $0,85N_{\text{ном}}$ увеличение удельного расхода топлива не превышает 1,2 %. Также определено, что использование системы EGW вызывает рост тепловой напряженности дизеля (которая оценивалась по значению температуры выпускных газов t_r). Определение эффективности использования системы EGW, как одного из способов обеспечения требований Приложения VI МАРПОЛ по ограничению эмиссии NO_x , должно производиться путем комплексной оценки следующих параметров работы дизеля: количество NO_x в выпускных газах, увеличение удельного эффективного расхода топлива Δb_e , температура выпускных газов t_r .

Сагін С.В., Куропятнік О.А. Оптимізація режимів роботи системи перепуску випускних газів суднових середньообертових дизелів // Автоматизація судових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2019. – Вип. 25. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 79 – 89.

Проаналізовано режими перепуску випускних газів (EGW) суднового середньообертового дизеля 6L20 Wartsila. Наведено результати дослідження щодо визначення впливу ступеня перепуску випускних газів на емісію оксидів азоту, питому ефективну витрату палива і температуру випускних газів дизеля. Експерименти виконувалися для різного ступеня відкриття перепускного клапана (0 ... 10 %) та для різного навантаження на дизель (55 ... 85 %).

За результатами експерименту були побудовані графічні залежності емісії оксидів азоту NO_x від ступеня відкриття клапана перепуску випускних газів δ_{EWG} . Як критерій, що дозволяє оцінити ефективність використання системи перепуску для різних режимів, запропоновано розглянути площу під кривою $\text{NO}_x = f(\delta_{EWG})$. Експериментально встановлено, що використання перепуску газів сприяє зниженню емісії оксидів азоту суднових дизелів. Відносне зниження викидів оксидів азоту знаходиться в межах 3,33 ... 15,42 % і залежить від кількості газів, яка спрямовується зовні газотурбонагнетача, і потужності дизеля. Найбільший рівень зниження емісії NO_x відповідає 75...85 %-ому навантаженню – найпоширенішим режимам роботи суднових середньообертових дизелів при їх використанні в функції дизель-генераторів у складі суднової електростанції. Встановлено, що використання системи EGW призводить до зростання питомої ефективної витрати палива. При цьому для режимів, відповідних 55 ... 65 %-ому навантаженню його збільшення становить 2,66 ... 4,43 %. Для навантаження $0,85N_{\text{ном}}$ збільшення питомої витрати палива не перевищує 1,2 %. Також визначено, що використання системи EGW викликає зростання теплової напруженості дизеля (яка оцінювалася за значенням температури випускних газів t_r). Визначення ефективності використання системи EGW, як одного із способів забезпечення вимог Додатка VI МАРПОЛ щодо обмеження емісії NO_x , має проводитися шляхом комплексного оцінювання наступних параметрів роботи дизеля: кількість NO_x в випускних газах, збільшення питомої ефективної витрати палива Δb_e , температура випускних газів t_r .

Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A. Optimization of operating modes exhaust gas wastegate system of marine medium speed diesel // Automation of ship technical facilities. – 2019. – Vol. 25. – P. 79 – 89.

The modes of exhaust gas bypass of a marine medium-speed diesel engine 6L20 Wartsila are analyze. The results of studies to determine the effect of the degree of bypass of exhaust gases on the emission of nitrogen oxides, specific effective fuel consumption and temperature of the exhaust gases of a diesel engine are presented. The experiments were performed both for different degrees of opening of the bypass valve (0 ... 10 %) and for different loads on the diesel engine (55 ... 85 %). According to the results of the experiment, graphical dependences of the emission of nitrogen oxides NO_x on the degree of opening of the exhaust gas bypass valve δ_{EWG} were constructed. As a criterion for evaluating the efficiency of using the bypass system for various modes, it is proposed to consider the area under the curve $\text{NO}_x = f(\delta_{EWG})$. It has been experimentally established that the use of gas bypass helps to reduce the emission of nitrogen oxides of marine diesel engines. The relative reduction of nitrogen oxide emissions is in the range 3.33 ... 15.42 % and depends on the amount of gases bypassed in addition to the gas turbocharger and the diesel power. The highest level of NO_x emission reduction corresponds to 75 ... 85 % load - the most common mode of operation of marine medium-speed diesel engines when they are used as diesel generators in a marine power plant. It is established that the use of the EGW system leads to an increase in the specific

effective fuel consumption. Moreover, for the modes corresponding to the 55 ... 65% load, its increase is 2.66 ... 4.43 %. For a $0.85N_{\text{ном}}$, the increase in specific fuel consumption does not exceed 1.2 %. It was also determined that the use of the EGW system causes an increase in the thermal tension of the diesel engine (which was estimated by the value of the exhaust gas temperature t_g). Determining the efficiency of using the EGW system as one of the ways to meet the requirements of MARPOL Annex VI to limit NO_x emissions should be carried out by a comprehensive assessment of the following diesel operation parameters: the amount of NO_x in the exhaust gases, the increase in the specific effective fuel consumption Δb_e , the temperature of the exhaust gases t_g .

Ключевые слова: судовой среднеоборотный дизель; система перепуска выпускных газов; эмиссия оксидов азота; удельный эффективный расход топлива; температура выпускных газов.

Ключові слова: судновий середньооборотний дизель; система перепуску випускних газів; емісія оксидів азоту; питома ефективна витрата палива; температура випускних газів.

Keywords: marine diesel; exhaust gas control; gas bypass; nitrogen oxide emission; specific fuel oil consumption.

Табл. 4. Ил. 4. Список лит.: 7 назв.

УДК 656.6-042.5/.8:502/504

Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. Оценка энергоэффективности для условий навигационных неопределенностей во внутреннем судоходстве // Автоматизация судовых технических средств: науч. -техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса: НУ "ОМА". – С. 90 – 100.

Эксплуатационные расходы на топливо на судах внутреннего плавания составляют в среднем 50 ... 60 % суммы всех переменных затрат. Исследования проблемы уменьшения таких расходов традиционно уделяется большое внимание, а проведение таких исследований всесторонне стимулируется и финансируется также с позиций снижения вредных выбросов в атмосферу, пропорциональных снижению расхода топлива. Мероприятия по снижению вредных выбросов в пересчете к CO_2 (далее и по отдельным компонентам выбросов в выпускных газах) получили дополнительный формализованный отенок и активно поддерживаются Европейской Комиссией.

Приведена оценку интенсивности дунайского судоходства в сравнении с интенсивностью судоходства на основных магистральных внутренних водных путей Европы, проанализированы характеристики судов и караванов судов, работающих на разных участках, с учетом гидрологических и навигационных особенностей и обеспеченности проходных глубин европейских внутренних водных путей и водного пути реки Дунай. Показано значение влияния навигационных условий на характеристики экономичности и экологичности работы судов во внутреннем дунайском судоходстве, что связано с постоянными изменениями режимов работы пропульсивных комплексов.

Такой многофакторный характер неопределенностей во внутреннем судоходстве негативно отображается как на себестоимости речных перевозок по Дунаю, так и на возможностях расширить границы успешного поиска путей повышения (улучшения) энергоэффективности, экологичности и экономичности. Фактически в отсутствие недорогих инновационных технических и технологических решений, в наличии остаются исключительно методы рационального менеджмента. При этом потенциал улучшения экологичности и экономичности оценивается в границах до 20 % в зависимости от возраста буксира-толкача или самоходного судна в составе каравана.

Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. Навігаційні умови плавання та енергоефективність суден внутрішнього плавання // Автоматизація судових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2019. – Вип. 25. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 90 – 100.

Експлуатаційні витрати на паливо на судах внутрішнього плавання у середньому складають 50 ... 60 % суми усіх змінних витрат. Дослідженням проблеми зменшення таких витрат традиційно приділяється велика увага, а проведення таких досліджень всебічно стимулюється та фінансується також з позицій зниження шкідливих викидів до атмосфери, пропорційних зниженню витрати палива. Заходи з обмеження шкідливих викидів у перерахунку до CO₂ (далі й по окремих компонентах викидів у випускних газах) здобули додатковий формалізований відтінок та активно підтримуються Європейською Комісією.

Наведена оцінка інтенсивності дунайського судноплавства у порівнянні з інтенсивністю судноплавства на основних магістралях внутрішніх водних шляхів Європи, проаналізовані характеристики суден та караванів суден, які працюють на різних частинах, з урахуванням гідрологічних та навігаційних особливостей та забезпеченості прохідних глибин європейських внутрішніх водних шляхів та водного шляху ріки Дунай. Показане значення впливу навігаційних умов на характеристики економічності та екологічності роботи суден у внутрішньому дунайському судноплавстві, що пов'язано з постійними змінами режимів роботи пропульсивних комплексів.

Такий багатфакторний характер невизначеностей у внутрішньому судноплавстві негативно відображається як на собівартості річкових перевезень по Дунаю, так й на можливостях поширити межі успішного пошуку шляхів підвищення (покращення) енергоефективності, екологічності та економічності. Фактично, за відсутністю дешевих інноваційних технічних та технологічних рішень, у наявності залишаються виключно методи раціонального менеджменту. При цьому потенціал покращення екологічності та економічності оцінюється у межах до 20 % у залежності від віку буксира-штовхача або самохідного судна у складі каравану.

Suvorov, P., Tarasenko, T., Zalozh, V. Evaluation of energy efficiency for conditions of navigational uncertainty in the inland navigation // Automation of ship technical facilities. – 2019. – Vol. 25. – P. 90 – 100.

The cost of fuel in inland navigation could be estimated with averages 50 ... 60 % of the sum of all variable costs. A great attention is traditionally payed to re-

searches aiming to reduce such costs, and such kind of researches have been comprehensively stimulated and funded according to the positions of reducing harmful emissions to the atmosphere, and at the same time proportionally reducing fuel consumption. Measures for limitations of CO₂ emissions (hereinafter referred to as individual emission components in the exhaust gases) have an additional formalized effect and are actively supported by the European Commission.

The authors evaluate the intensity of Danube shipping in comparison with the intensity of navigation on the main inland waterways of Europe, compare the characteristics of ships and caravans of ships operating on different parts of the river, and focus on the hydrological features and availability of both inland waterways and river Danube. The authors acknowledge the importance of the influence of navigation conditions on the characteristics of economy and environmental performance of ships in inland Danube navigation, which is associated with the permanent change of propulsion complexes operation modes.

This multifactorial nature of uncertainty in inland navigation has a negative impact both on the cost of river transport across the Danube and on the possibilities to extend the boundaries of successfully finding ways to improve energy efficiency and cost-effectiveness. In fact, in the absence of cheap innovative technical and technological solutions, only rational management methods remain available. The potential for improvement of environmental friendliness and economy is estimated to be up to 20 % depending on the age of the pusher or self-propelled vessel in the caravan.

Ключевые слова: судоходство; река; внутренние водные пути; экономичность; вредные выбросы; навигационные условия; толкач; караван судов.

Ключові слова: суднопластво; ріка; внутрішні водні шляхи; економічність; шкідливі викиди; навігаційні умови; штовхач; караван суден.

Keywords: navigation; river; inland waterways; economy; harmful emissions; navigation conditions; pusher; caravan of the vessels.

Табл. 3. Ил. 6. Список лит.: 6 назв.

СОДЕРЖАНИЕ

Віковий ювілей професора І.І. Кринецького.....	3
Вагущенко Л.Л., Козаченко А.Ю., Станкевич К.Я. Способ определения двух шаговых маневров расхождения с учетом МППСС-72.....	5
Горб С.И. Оптимизация режима экономического хода главного двигателя.....	17
Горб С.И., Сандлер А.К., Будуров Н.И. Повышение эффективности работы главного двигателя корректировкой упора гребного винта.....	35
Михайленко В.С., Лажечников В.Ф. Усовершенствование системы управления рециркуляцией дымовых газов судового вспомогательного котла	53
Михайлов С.А., Харченко Р.Ю. Підвищення ефективності функціонування ергатичних систем управління мікрокліматом суднових приміщень.....	63
Петровський А.В. Автоматична обробка стандартних помилок ECDIS	72
Сагин С.В., Куропятник А.А. Оптимизация режимов работы системы перепуска выпускных газов судовых среднеоборотных дизелей	79
Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. Оценка энергоэффективности для условий навигационных неопределенностей во внутреннем судоходстве	90
Рефераты	101

ПРАВИЛА
оформления и представления рукописей для сборника
"Автоматизация судовых технических средств"

1. Рукопись представляется в электронном виде *на украинском или русском языке и/или английском языке*: текст в формате *.doc, размером не более 2 Мб, набранный на листах формата А5 кеглем 10, гарнитура Times New Roman. Использование списков в редакторе Word не допускается. К рукописи прикладывается дубликат рисунков в виде отдельных файлов в любом графическом битовом формате. Электронная версия рукописи сопровождается распечаткой, которая должна быть подписана всеми авторами.

2. Объём статьи (с иллюстрациями, подрисовочными подписями и рефератом) не должен превышать 0,5 авторского листа.

3. На первой странице рукописи должны быть построчно указаны: индекс УДК; ФИО авторов; наименование учреждения, в котором выполнялась работа; название статьи, адреса электронной почты авторов. В конце рукописи приводится реферат на трёх языках – русском, украинском и английском, – включающий ФИО авторов, название статьи, краткое содержание и ключевые слова.

Если рукопись не является полностью англоязычной, она сопровождается аннотацией на английском языке объемом не менее 1800 знаков, включая ключевые слова. Если рукопись не является полностью украиноязычной, она сопровождается аннотацией на украинском языке объемом не менее 1800 знаков, включая ключевые слова.

4. Таблицы печатаются в тексте и должны быть снабжены поясняющими заголовками. Ссылки на таблицы даются в сокращенном виде (таб.).

5. В формулах, буквенных обозначениях и индексах латинский шрифт должен иметь наклон (за исключением тригонометрических функций), а греческий шрифт и кириллица должны быть набраны прямым шрифтом. Нумеруются только те формулы, на которые есть ссылки в тексте. Единицы физических величин должны соответствовать ДСТУ 3651.0-97, ДСТУ 3651.1-97, ДСТУ 3651.2-97 "Метрология. Единицы физических величин" и иметь общепринятые обозначения.

6. Библиографическое описание произведений печати должно соответствовать ГОСТ 7.1-2003. Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 166 с.

7. Текст статей должен соответствовать требованиям постановления Президиума ВАК Украины от 15.01.03, № 7-05/1, "О повышении требований к специальным изданиям, внесенных в перечни ВАК Украины".

Подписано в печать 6.12.2019.

Формат 60×84 1/16. Бумага офсетная №1. Гарнитура Times new Roman.

Усл. печ. л. 7,9. Тираж 100 экз. Заказ №

"ИздатИнформ" НУ "ОМА"

Свидетельство ДК №1292 от 20.03.2003

65029, г. Одесса, ул. Дидрихсона, 8, корп. 7, к. 206

Тел./факс: (0482) 34-14-12

publish@onma.edu.ua