

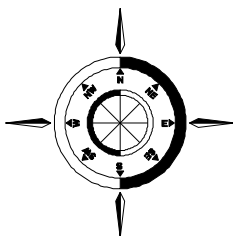
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
«ОДЕССКАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ»

АВТОМАТИЗАЦИЯ СУДОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Научно-технический сборник

ВЫПУСК 26



Одесса
2020

А 22

УДК 681.5:629.12(045)

Автоматизация судовых технических средств: научно-технический сборник – 2020. – Вып. 26. – Одесса: НУ "ОМА". – 134 с.

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.

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

Для науковців і фахівців.

Утвержден к печати ученым советом Национального университета "Одесская морская академия" 26.11.2020, 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. Миюсов; 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 KB, № 15286-38588.

Включено в Перечень научных профессиональных изданий Украины приказом Министерства образования и науки Украины от 02.07.2020 № 886.

Индексируется в научно-метрической базе данных Index Copernicus.

ISSN 1819-3293 (Print)

ISSN 2415-3915 (Online)

© Национальный университет "Одесская морская академия"

УДК 621.436

ARTICLE HISTORY

Received 02.10.2020

Accepted 26.10.2020

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

Повышение точности численного моделирования рабочих процессов дизелей

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

Improving the accuracy of Numerical Simulation of the Working Process of Diesel Engine

Резюме – При построении новых моделей численного моделирования рабочих процессов дизелей преобладает интуитивный подход в выборе расчётных выражений для отдельных процессов. Это неизбежно сказывается на точности решения практических задач. В связи с изложенным выполнен сравнительный анализ точной и упрощённой зависимостей для расчёта безразмерной величины, определяющей скорость поршня, аналитических и табличных зависимостей для определения изменения проходных сечений органов газораспределения, расчётных выражений для определения коэффициента теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра.

Abstract – When building new models for the numerical simulation of diesel work processes, an intuitive approach prevails in the selection of estimated expressions for separate processes. This inevitably affects the accuracy of solving practical problems. In connection with the above, a comparative analysis of the exact and simplified dependencies for calculating the dimensionless value is done that determines the piston speed, analytical and tabular dependencies for determining the change in the flow cross sections of the gas distribution, and calculated expressions for determining the heat transfer coefficient from gases to the cylinder walls was performed.

DOI: 10.31653/1819-3293-2020-1-26-03-26

Методика численного моделирования рабочих процессов дизелей широко применяется в дизелестроении для анализа параметров рабочих процессов дизелей, оптимизации конструктивных и регулировочных параметров дизеля по критерию топливной экономичности, назначения ограничительных характеристик дизеля по показателям тепловой напряжённости. Также может применяться для анализа неисправностей в дизеле [1]. Она была разработана в результате эволюции методов расчёта рабочих процессов дизеля.

Первоначально рабочие процессы рассчитывали с использованием идеальных циклов Отто (с изохорным подводом тепла) или Дизеля (с изобарным подводом тепла) и применением поправочных коэффициентов для подгонки расчётных значений к экспериментальным.

В 1907 г. профессор В.И. Гриневецкий опубликовал методику [2], в которой предложил расчётные зависимости для процессов сжатия, сгорания и расширения, а также – для расчёта интегральных показателей цикла. В дальнейшем его методика была усовершенствована профессором Е.К. Мазингом [3] и длительное время использовалась в дизелестроении. Эта методика хорошо коррелировалась с методами расчёта процессов выпуска и продувки профессоров Н.Р. Бриллинга [4] и А.С. Орлина [5], а также позволяла вносить дополнения для уточнения расчёта отдельных показателей. Однако в целом методика была направлена на проведение проверочных расчётов сконструированных дизелей, по которым получены экспериментальные данные.

В 1968 г. д-р техн. наук Б. М. Гончар предложил методику моделирования рабочих процессов дизелей [6, 7], которая стала устойчиво называться "численной" [8, 9, 10] или методикой численного моделирования ЦНИДИ [11, с. 87 – 96]. Эта методика прошла этап усовершенствования в части описания рабочих процессов, протекающих в коллекторах дизеля и газотурбинном нагнетателе [12], а также на неуставившихся режимах работы [13, 14].

Отличие методики численного моделирования от ранее используемых состоит в следующем:

рабочий процесс дизеля рассматривается в виде совокупности взаимосвязанных процессов, которые описываются универсальными балансовыми соотношениями, справедливыми на всех стадиях рабочего цикла и во всех объёмах газозвдушного тракта (как в цилиндре дизеля, так и коллекторах);

для описания рабочих процессов использованы дифференциальные уравнения первого закона термодинамики, массового баланса и состояния, которые решаются на каждом шаге поворота кривошипа

(шаг при повороте кривошипа может корректироваться автоматически 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 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 коллекторе 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 используются 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.

Методика численного моделирования предусматривает модульный принцип описания рабочих процессов, который позволяет уточнять и детализировать отдельные процессы, которые подвергаются анализу и оптимизации. Соответственно в рамках численного моделирования рабочих процессов дизеля стали применяться альтернативные модели отдельных процессов. Но, так как все процессы в дизеле взаимосвязаны, изменение подходов к расчёту отдельных процессов неизбежно сказывается на точности расчёта остальных процессов. Однако при построении новых моделей численного моделирования преобладает интуитивная составляющая в выборе "комплектующих" для математической модели. Соответственно не сформировалась методология усложнения и упрощения моделирования отдельных процессов в дизеле, что неизбежно сказывается на точности решения практических задач.

В связи с изложенным поставлена задача проанализировать эффективность альтернативных подмоделей, которые могут потенциально использоваться в методике численного моделирования рабочих процессов дизелей.

Для исследования в качестве базовой выбрана модель численного моделирования [12], в которой 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).

Процесс продувки рассчитывается с помощью трёхзонной подмодели, которая учитывает отдельные положения методики [15]. В этой подмодели полагается, что при продувке цилиндра возникают три зоны: продувочного воздуха, смешивания продувочного воздуха с остаточными газами и остаточных газов. Считается, что продувочный воздух поступает в заданной пропорции в первую и вторую зоны, а через выпускные органы сначала вытесняется зона остаточных газов, а затем одновременно первая и вторая зоны.

Зависимость для определения текущего хода поршня

В методике численного моделирования текущий ход поршня выражается через угол поворота кривошипа с помощью приближённой формулы [11, с. 98]. Однако методика позволяет применять и точную зависимость, которая может быть получена следующим образом.

Текущий объём цилиндра

$$V = V_c + V_h = V_c + \frac{\pi D^2}{4} s_T,$$

где V_c – объём камеры сжатия, м^3 ; V_h – рабочий объём цилиндра, м^3 ; D – диаметр цилиндра, м; s_T – текущий ход поршня от верхней мёртвой точки (ВМТ), м.

Из рис. 1 следует, что текущий ход поршня от ВМТ (отрезок ОВ) равен разности отрезков ОО' и ВО'. Последний состоит из отрезков ВА' и А'О'. Поэтому

$$s_T = L_{\text{ш}} + r - (L_{\text{ш}} \cos \beta + r \cos \varphi) = r(1 - \cos \varphi) + L_{\text{ш}}(1 - \cos \beta),$$

где $L_{\text{ш}}$ – длина шатуна, м; r – радиус кривошипа, м; β – угол отклонения шатуна от оси цилиндра; φ – угол поворота кривошипа.

Так как

$$\begin{aligned} \cos \beta &= \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}, \\ s_T &= \frac{s}{2} \left[1 - \cos \varphi + \frac{1}{\lambda} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right) \right], \end{aligned} \quad (1)$$

где s – рабочий ход поршня, м; λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

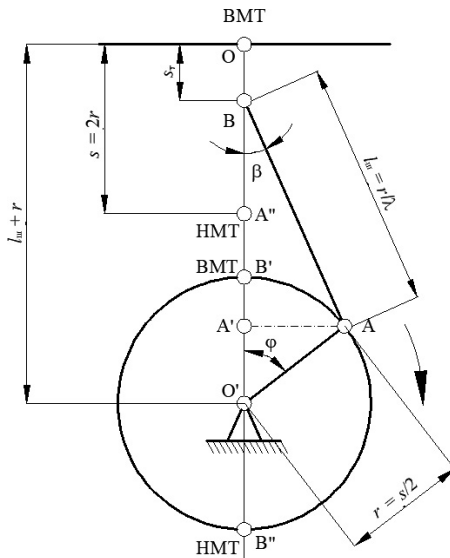


Рис. 1. Схема кривошипно-шатунного механизма: НМТ – нижняя мёртвая точка

Тогда

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\pi D^2}{4} \frac{s}{2} \left[\sin \varphi + \frac{\lambda \sin(2\varphi)}{2\sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right] \frac{d\varphi}{dt}$$

или

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\pi D^2}{4} \frac{s}{2} b \frac{d\varphi}{dt},$$

где b – безразмерная величина, определяющая скорость поршня,

$$b = \left[\sin \varphi + \frac{\lambda \sin(2\varphi)}{2\sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right];$$

φ измеряется в радианах.

Приближённую формулу [11, с. 98]

$$s_T = \frac{s}{2} (1 - \cos \varphi + 0,5\lambda \sin^2 \varphi)$$

можно получить из (1) разложением $\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2 \varphi}$ по биному Ньютона в степенной ряд относительно $\sin \varphi$ и отбрасыванием слагаемых по-

сле второго. Тогда приближённое значение безразмерной величины b :

$$b' = \sin \varphi + \lambda \sin \varphi \cos \varphi,$$

где φ также измеряется в радианах.

Из сравнения расчётных выражений для b и b' видно, что с уменьшением λ погрешность у приближённой зависимости уменьшается. Последнее означает, что возможность применения приближённой зависимости подлежит проверке, прежде всего, у длинноходовых дизелей.

В качестве объекта исследования выбран двухтактный малооборотный дизель 6ДКРН 45/120-7 (L45GFCA) рефрижератора типа "Бухта Русская" (строились на ГП "Николаевский судостроительный завод"; ранее ГП "Судостроительный завод имени 61 коммунара"). Этот двигатель развивает номинальную мощность 3960 кВт и номинальную частоту вращения 170 мин^{-1} , является крейцкопфным, шестицилиндровым, реверсивным. Имеет изобарную систему наддува, которую обеспечивает турбокомпрессор VTR501-2P. Передача на гребной винт прямая. Экспериментальные показатели работы дизеля приведены в работе [16].

На рис. 2 сравнены значения b и b' дизеля 6ДКРН 45/120-7 ($\lambda = 0,3736$) при угле поворота кривошипа от 0 до 180 град. (на участке от 180 до 360 град. графические зависимости изменяются зеркально). Из рисунка следует, что приближённая зависимость довольно точно воспроизводит истинную.

В табл. 1 сравнены результаты расчёта основных показателей рабочих процессов дизеля 6ДКРН 45/120-7 (на режиме: частота вращения 170 мин^{-1} ; цикловая подача топлива 0,0124 кг) при использовании точной и приближённой зависимостей безразмерной величины, определяющей скорость поршня. Из таблицы следует, что приближённая зависимость незначительно ухудшила точность расчёта рабочих процессов исследуемого дизеля. Однако, если учесть, что она программируется ненамного проще, чем точная, её использование представляется малоубедительным, прежде всего, для длинноходовых дизелей.

*Аналитическая зависимость для определения эффективного
проходного сечения органов газораспределения*

Площади проходных сечений органов газораспределения могут задаваться в функции от угла поворота кривошипа таблицей либо аналитическими зависимостями. Табличная зависимость позволяет максимально точно воспроизвести изменение площадей.

Таблица 1

Результаты расчёта показателей дизеля 6ДКРН 45/120-7
с точной и приближённой зависимостями $b(\varphi)$ и $b'(\varphi)$

Наименование, обозначение, единица измерения	Точная зависимость $b(\varphi)$	Приближённая зависимость $b'(\varphi)$
Среднее индикаторное давление на рабочих ходах поршня, кгс/см ²	12,92	12,92
Избыточное максимальное давление цикла, кгс/см ²	88,8	88,8
Давление в цилиндре в момент впрыска топлива, кгс/см ²	63,1	63,0
Относительное суммарное количество теплоты, отведённой в стенки цилиндра за цикл	–0,101	–0,101
Индикаторный КПД на рабочих ходах поршня	0,457	0,456
Максимальная температура цикла, К	1670,7	1671,0
Температура в цилиндре в момент впрыска топлива, К	877,3	876,2
Среднемассовая за цикл температура на выходе из цилиндра, К	700,3	700,3
Коэффициент продувки цилиндра свежим зарядом	1,426	1,427
Среднемассовая температура газов перед турбиной, К	695,8	695,7
Адиабатический теплоперепад в турбине, ккал/кг	37,56	37,56
Действительный коэффициент избытка воздуха	2,220	2,218
Суммарный коэффициент избытка воздуха (по цикловому расходу воздуха в цилиндр)	2,997	2,997
Период задержки самовоспламенения топлива, град.	1,388	1,393

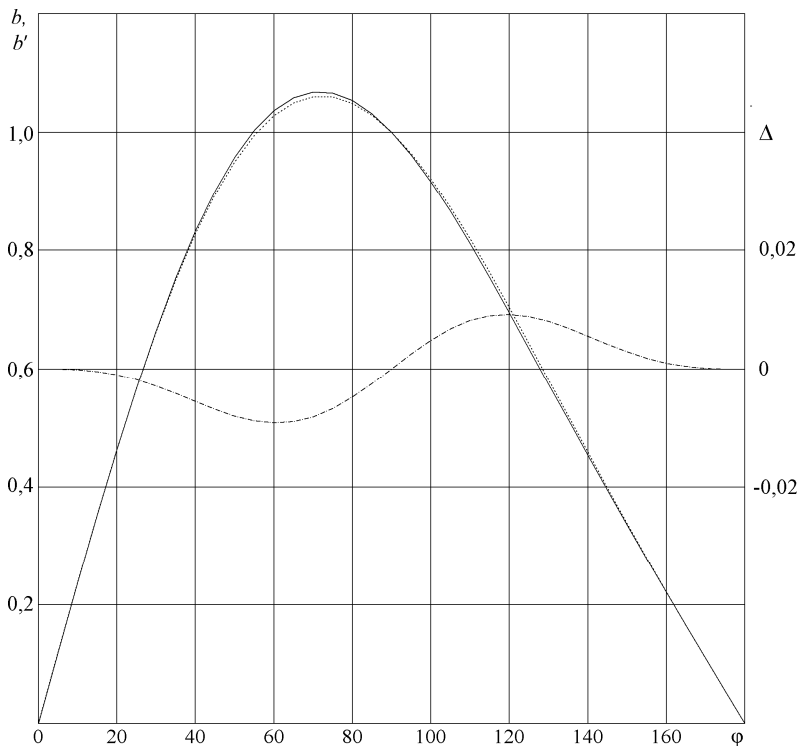


Рис. 2. Сравнение расчётных выражений для определения безразмерной величины, определяющей скорость поршня: — - точная зависимость $b(\varphi)$; - - - - приближённая зависимость $b'(\varphi)$; — · — · — $\Delta(\varphi) = b(\varphi) - b'(\varphi)$

В качестве аналитической для определения эффективного проходного сечения органов газораспределения рекомендуется зависимость:

$$\mu_c f_c = \begin{cases} (\mu_c f_c)_{\max} \frac{\delta_\varphi^2 [3 - 2\delta_\varphi + 3a_c (1 - \delta_\varphi)^2]}{\delta_{\Delta\varphi}^2 [3 - 2\delta_{\Delta\varphi} + 3a_c (1 - \delta_{\Delta\varphi})^2]} & \text{при } \varphi < \varphi_1 + \Delta\varphi \text{ или } \varphi > \varphi_2 - \Delta\varphi; \\ (\mu_c f_c)_{\max} & \text{при } \varphi_1 + \Delta\varphi \leq \varphi \leq \varphi_2 - \Delta\varphi, \end{cases} \quad (2)$$

где $(\mu_c f_c)_{\max}$ – эффективное проходное сечение полностью открытых органов газораспределения, м^2 ; δ_φ – относительный угол открытия органов газораспределения по повороту кривошипа,

$$\delta_{\varphi} = \begin{cases} 2 \frac{\varphi - \varphi_1}{\varphi_2 - \varphi_1} & \text{при } \varphi < \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2}; \\ 2 \frac{\varphi_2 - \varphi}{\varphi_2 - \varphi_1} & \text{при } \varphi \geq \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2}; \end{cases}$$

φ – угол поворота кривошипа, град.; φ_1 и φ_2 – углы поворота кривошипа, соответствующие началу открытия и концу закрытия органов газораспределения, град.; $\Delta\varphi$ – интервал между углами поворота кривошипа, на котором проходное сечение органов газораспределения от нулевого до своего максимального значения, град; a_c – параметр, определяющий скорость изменения сечения (при увеличении a_c открытие и закрытие органов газораспределения происходит резче); $\delta_{\Delta\varphi}$ – относительный угол поворота кривошипа, при котором органы газораспределения открываются полностью,

$$\delta_{\Delta\varphi} = \frac{2\Delta\varphi}{\varphi_2 - \varphi_1}.$$

Если продувочные окна открываются полностью не раньше, чем в нижней мёртвой точке, $\Delta\varphi = (\varphi_2 - \varphi_1)/2$. Это означает, что в этом частном случае $\delta_{\Delta\varphi} = 1$ и интенсивность открытия окон определяется только параметром a_c .

У овальных окон изменением параметра a_c удаётся приблизить аналитическую зависимость к табличной. У окон, имеющих прямоугольную форму, наблюдается расхождение табличных значений и значений, полученных по аналитической зависимости (2). Этот вывод проверен по экспериментальным табличным значениям эффективных проходных сечений окон дизелей 6ДКРН 74/160-3 [12], 6ДКРН 45/120-7, 6ДКРН 67/170-7 [17] и 8ДКРН 60/195-10 [18] ПО "Брянский машиностроительный завод". Характер расхождения у перечисленных дизелей оказался практически одинаковым: аналитическая зависимость даже при $a_c = 1,0$ занижает эффективное проходное сечение в начале открытия и в конце закрытия окон.

На рис. 3 сравнены табличные [12] и аналитические зависимости окон дизеля 6ДКРН 74/160-3. Если задать параметр a_c более 1,0, то это уменьшит величину ошибки в начале открытия и в конце закрытия окон, но на "последующих" участках аналитическая зависимость начнёт завышать эффективные проходные сечения. Увеличение параметра a_c более 1,0 также приводит к тому, что относительное эффективное проходное сечение органов газораспределения становится больше 1,0 вблизи полного открытия органов. Это означает, что параметр a_c не может быть увеличен до больших значений. Однако из рис. 3 вид-

но, что для приближения аналитической зависимости (2) к табличной в начале открытия и конце закрытия органов, вполне допустимо увеличить a_c до 1,3.

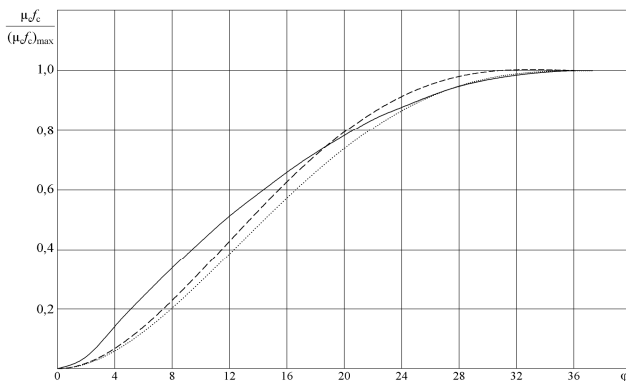


Рис. 3. Изменение относительного эффективного проходного сечения впускных окон дизеля 6ДКРН 74/160-3: ——— — табличные значения; - - - - - аналитическое выражение (2) при $a_c = 1,0$; — · — · — аналитическое выражение (2) при $a_c = 1,3$

Погрешность расчёта рабочих процессов дизеля 6ДКРН 45/120-7 от использования аналитической зависимости для окон оценена табл. 2 на режиме: частота вращения 170 мин^{-1} ; цикловая подача топлива $0,0124 \text{ кг}$ (ранее в табл. 1 для окон с параметром $a_c = 1,2$). Из таблицы следует, что, несмотря на отклонения значений аналитической зависимости от табличных, для большого числа задач численного моделирования, её применение вполне допустимо.

На рис. 4 и 5 сравнены табличные и аналитические зависимости соответственно для впускных и впускных клапанов среднеоборотного четырёхтактного дизеля YANMAR 8N330-EN теплохода "Senata". Этот двигатель развивает номинальную мощностью 3310 кВт и номинальную частоту вращения 620 мин^{-1} , является тронковым, восьмицилиндровым, реверсивным. Имеет импульсную систему наддува, которую обеспечивает турбонагнетатель VTR354-11. Гребной винт приводится во вращение через редуктор. Табличные зависимости эффективных проходных сечений клапанов от угла поворота кривошипа получены экспериментально и приведены вместе с экспериментальными показателями рабочих процессов в работе [19].

Таблица 2

Результаты расчёта показателей дизеля 6ДКРН 45/120-7
с табличной и аналитической зависимостями для определения
эффективного проходного сечения окон

Наименование, обозначение, единица измерения	Точная табличная зависи- мость	Аппроксимирующая аналитическая зависимость	
		$a_c = 1,0$	$a_c = 1,3$
Среднее индикаторное давление на рабочих ходах поршня, кгс/см ²	12,92	12,91	12,92
Избыточное максимальное дав- ление цикла, кгс/см ²	88,7	88,7	88,8
Давление в цилиндре в момент впрыска топлива, кгс/см ²	63,0	63,0	63,1
Относительное суммарное коли- чество теплоты, отведённой в стенки цилиндра за цикл	-0,101	-0,101	-0,101
Индикаторный КПД на рабочих ходах поршня	0,456	0,456	0,457
Максимальная температура цик- ла, К	1672,1	1672,8	1669,9
Температура в цилиндре в мо- мент впрыска топлива, К	877,6	877,9	876,9
Среднемассовая за цикл темпе- ратура на выходе из цилиндра, К	701,8	701,4	700,0
Коэффициент продувки цилинд- ра свежим зарядом	1,424	1,426	1,426
Среднемассовая температура га- зов перед турбиной, К	698,2	696,8	695,6
Адиабатический теплоперепад в турбине, ккал/кг	37,64	37,56	37,55
Действительный коэффициент избытка воздуха	2,218	2,214	2,221
Суммарный коэффициент из- бытка воздуха (по цикловому расходу воздуха в цилиндр)	2,994	2,990	2,999
Период задержки самовоспламе- нения топлива, град.	1,387	1,387	1,387

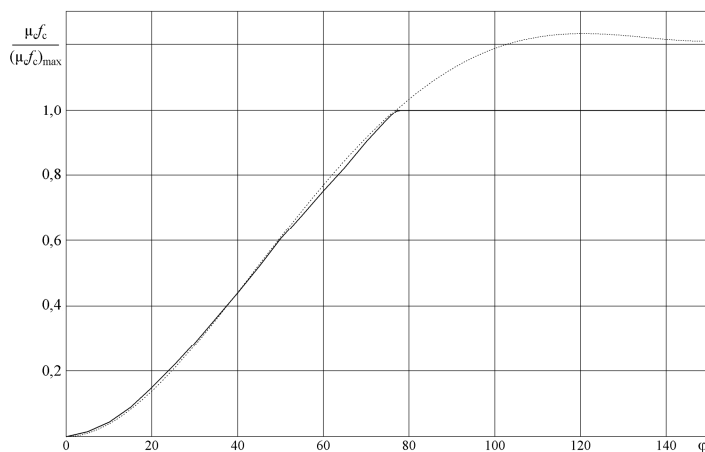


Рис. 4. Изменение относительного эффективного проходного сечения **выпускных** клапанов дизеля YANMAR 8N330-EN: ——— – табличные значения; - - - - - – аналитическое выражение (2) при $a_c = 2,6$ и $\delta_{\Delta\phi} = 0,69$

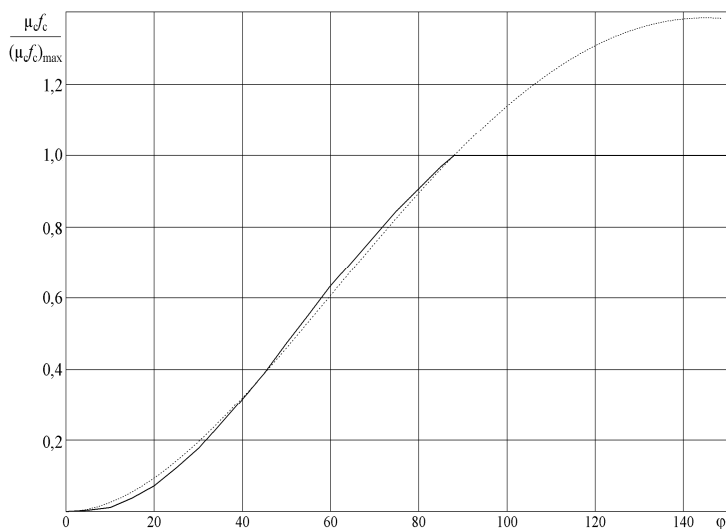


Рис. 5. Изменение относительного эффективного проходного сечения **впускных** клапанов дизеля YANMAR 8N330-EN: ——— – табличные значения; - - - - - – аналитическое выражение (2) при $a_c = 0,38$ и $\delta_{\Delta\phi} = 0,52$

Из рис. 4 и 5 следует, что аналитическая зависимость (2) позволяет достаточно точно воспроизвести характер фактического изменения эффективного проходного сечения клапанов в интервале $\Delta\varphi$. Результаты расчёта показателей рабочих процессов дизеля YANMAR 8N330-EN с табличными и аналитическими зависимостями изменения эффективного проходного сечения клапанов практически полностью совпали.

Аналитическая зависимость (2) позволила также точно воспроизвести табличные значения эффективного проходного сечения клапанов дизелей 6ДКРН 74/160-3 [12], 6ДКРН 45/120-7, 6ДКРН 67/170-7 [17] и 8ДКРН 60/195-10 [18]. Это означает, что при адекватных значениях a_c и $\delta_{\Delta\varphi}$ аналитическая зависимость (2) не уступает по точности моделирования табличной.

У клапанов эффект "насыщения" эффективного проходного сечения наступает, когда площадь проходного сечения между втулкой и тарелкой клапана начинает превышать площадь кольцевого прохода между втулкой и штоком клапана. Это означает, что $\Delta\varphi$ существенно меньше $(\varphi_2 - \varphi_1)/2$. Соответственно $\delta_{\Delta\varphi}$ находится в диапазоне от 0,5 до 0,8. Чем меньше $\delta_{\Delta\varphi}$, тем в аналитической зависимости эффективное проходное сечение изменяется более интенсивно. При малых значениях $\delta_{\Delta\varphi}$ аналитическая зависимость позволяет добиться практически полного совпадения с табличными значениями при a_c в диапазоне от 0,3 до 1,0, а при больших значениях $\delta_{\Delta\varphi}$ – в диапазоне от 1,0 до 2,8.

Зависимости для определения коэффициента теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра

Количество теплоты, которой газы обмениваются со стенками цилиндра, определяется уравнением теплоотдачи, Дж/град.:

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \alpha_w F_w (T_w - T) \frac{1}{6n},$$

где α_w – коэффициент теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра, Вт/(м²·К); F_w – площадь текущей поверхности теплообмена, м²; T_w – условная усреднённая за цикл и по поверхности теплообмена температура стенок, обеспечивающая равенство расчётного и экспериментального количества теплоты, переданной газами стенкам цилиндра в течение рабочего цикла, К; T – температура газов в цилиндре, К; n – частота вращения дизеля, мин⁻¹.

Для определения коэффициента теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра наиболее часто применяется эмпирическая зависимость G. Woschni [20], Вт/(м²·К):

$$\alpha_w = 0,012793 D^{-0,2} p^{0,8} T^{-0,53} \left[c_1 \frac{sn}{30} + c_2 \frac{V_h T_a}{p_a V_a} (p - p_w) \right], \quad (3)$$

где p – давление газов в цилиндре, Па; c_1 – коэффициент, который в дизелях с неразделённой камерой сгорания равен 6,18 при газообмене и 2,28 при отсутствии газообмена; c_2 – коэффициент, который в дизелях с неразделённой камерой сгорания равен 0,00324 К⁻¹ в период горения топлива и нулю при отсутствии горения; V_h – рабочий объём цилиндра, м³; T_a , p_a и V_a – температура газов в цилиндре, К, давление газов в цилиндре, Па, и объём цилиндра, м³, в начале сжатия; p_w – условное давление на линии расширения индикаторной диаграммы при текущем значении угла поворота кривошипа и условии отсутствия горения топлива.

Также для определения коэффициента теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра известны более простые эмпирические зависимости [21, 22]. Часть из них утратила свою актуальность, однако зависимость G. Hohenberg [23] предложена как альтернативная зависимости (3), Вт/(м²·К):

$$\alpha_w = 0,013 V_h^{-0,06} p^{0,8} T^{-0,4} \left[\frac{sn}{30} + 1,4 \right]^{0,8}. \quad (4)$$

Для оценки возможности использования при численном моделировании зависимости (4) актуально сравнить результаты расчёта рабочих процессов дизелей с зависимостями (3) и (4). Так как обе зависимости предполагают последующую подгонку средней условной температуры стенок цилиндра T_w , результаты расчётов целесообразно сравнивать при условии равенства относительного суммарного количества теплоты, отведённой в стенки цилиндра за цикл при использовании двух зависимостей (равенство достигается подгонкой T_w).

У дизеля 6ДКРН 45/120-7 сравнение выполнялось на режиме: частота вращения 170 мин⁻¹; цикловая подача топлива 0,0124 кг. При использовании зависимости (3) средняя условная температура стенок цилиндра задавалась равной 583,0 К, а при использовании зависимости (4) равной 596,1 К. Изменение эффективного проходного сечения окон задавалось табличной зависимостью.

На рис. 6 сравнены результаты расчёта количества теплоты, отдаваемой газами стенкам цилиндра за 1 град. поворота кривошипа, а в табл. 3 – результаты расчёта показателей рабочих процессов дизеля 6ДКРН 45/120-7 при использовании зависимостей (3) и (4).

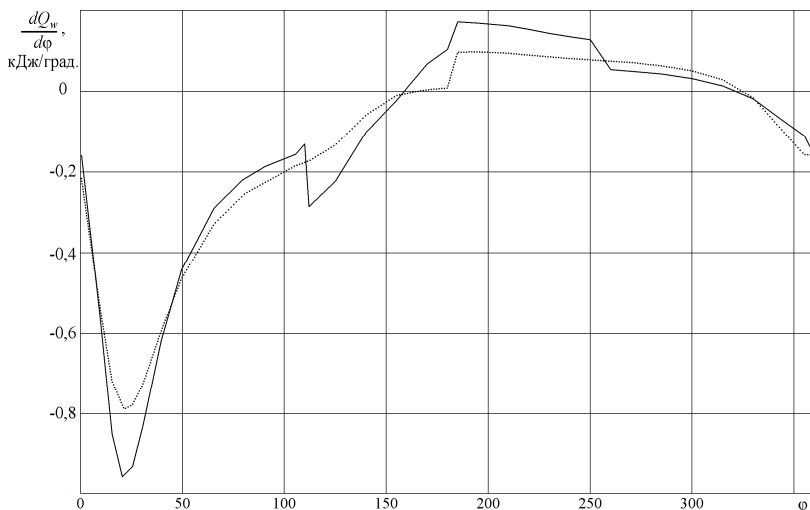


Рис. 6. Количество теплоты, отдаваемой газами стенкам цилиндра в рабочем цикле дизеля 6ДКРН 45/120-7: ———— – зависимость G. Woschni (3); - - - - - зависимость G. Hohenberg (4)

У дизеля YANMAR 8N330-EN сравнение выполнялось на режиме: частота вращения 502 мин^{-1} ; цикловая подача топлива $0,0029 \text{ кг}$ (соответствует "тяжёлому" гребному винту). При использовании зависимости (3) средняя условная температура стенок цилиндра задавалась равной $697,0 \text{ K}$, а при использовании зависимости (4) равной $609,4 \text{ K}$.

На рис. 7 сравнены результаты расчёта количества теплоты, отдаваемой газами стенкам цилиндра за 1 град. поворота кривошипа, а в табл. 4 – результаты расчёта показателей рабочих процессов дизеля YANMAR 8N330-EN при использовании зависимостей (3) и (4).

Из рис. 6 и 7 видно, что расчётные выражения G. Woschni (3) и G. Hohenberg (4) обеспечивают близкий характер изменения количества теплоты, отдаваемой стенкам цилиндра, однако резкие "скачки" кривой при использовании выражения (3) не могут быть объяснены физикой

Таблица 3

Результаты расчёта показателей дизеля 6ДКРН 45/120-7
с различными зависимостями для определения коэффициента
теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра

Наименование, обозначение, единица измерения	Зависимость G. Woschni (3)	Зависимость G. Hohenberg (4)
Среднее индикаторное давление на рабочих ходах поршня, кгс/см ²	12,86	12,92
Избыточное максимальное давление цикла, кгс/см ²	88,8	88,7
Давление в цилиндре в момент впрыска топлива, кгс/см ²	63,6	63,0
Относительное суммарное количество теплоты, отведённой в стенки цилиндра за цикл	–0,101	–0,101
Индикаторный КПД на рабочих ходах поршня	0,454	0,456
Максимальная температура цикла, К	1678,3	1672,1
Температура в цилиндре в момент впрыска топлива, К	889,4	877,6
Среднемассовая за цикл температура на выходе из цилиндра, К	700,2	701,8
Коэффициент продувки цилиндра свежим зарядом	1,438	1,424
Среднемассовая температура газов перед турбиной, К	699,4	698,2
Адиабатический теплоперепад в турбине, ккал/кг	37,90	37,64
Действительный коэффициент избытка воздуха	2,212	2,218
Суммарный коэффициент избытка воздуха (по цикловому расходу воздуха в цилиндр)	3,022	2,994
Период задержки самовоспламенения топлива, град.	1,336	1,387

процессов в цилиндре дизеля. Они связаны с тем, что в зависимости (3) значения коэффициентов c_1 и c_2 усреднены для различных периодов рабочего процесса. Это приводит к ступенчатому изменению коэффициента теплоотдачи в моменты начала и окончания горения топлива, также начала и окончания газообмена, что и сопровождается соответствующими скачками количества теплоты, отдаваемой стенкам цилиндра. Указанные скачки свидетельствуют о том, что выражение G. Woschni (3) недостаточно адаптировано к численному моделированию рабочих процессов, если анализируется изменение показателей на протяжении рабочего цикла. Его применение оправдано только в случае использования для анализа интегральных показателей рабочих циклов.

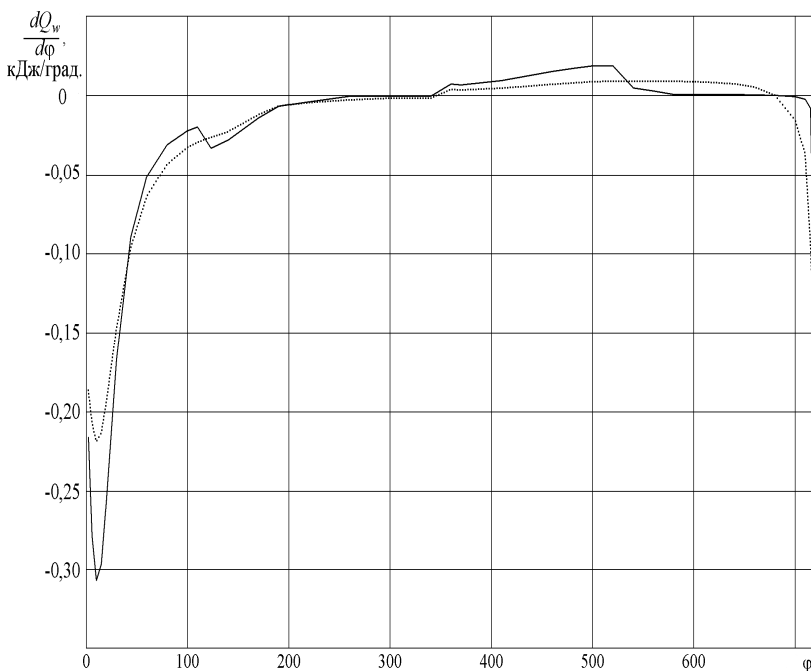


Рис. 7. Количество теплоты, отдаваемой газами стенкам цилиндра в рабочем цикле дизеля YANMAR 8N330-EN: — — — зависимость G. Woschni (3); - - - - - зависимость G. Hohenberg (4)

Из табл. 3 и 4 также следует, что и в двухтактном малооборотном дизеле и в четырёхтактном среднеоборотном дизеле использование зависимости G. Woschni (3) по сравнению с зависимостью G. Hohenberg

Таблица 4

Результаты расчёта показателей дизеля YANMAR 8N330-EN
с различными зависимостями для определения коэффициента
теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра

Наименование, обозначение, единица измерения	Зависимость G. Woschni (3)	Зависимость G. Hohenberg (4)
Среднее индикаторное давление на рабочих ходах поршня, кгс/см ²	15,14	15,61
Суммарное индикаторное давление с учётом насосных ходов, кгс/см ²	14,97	15,40
Избыточное максимальное давление цикла, кгс/см ²	130,3	130,2
Давление в цилиндре в момент впрыска топлива, кгс/см ²	45,5	44,2
Относительное суммарное количество теплоты, отведённой в стенки цилиндра за цикл	–0,100	–0,100
Индикаторный КПД на рабочих ходах поршня	0,473	0,488
Максимальная температура цикла, К	1982,6	1916,6
Температура в цилиндре в момент впрыска топлива, К	855,1	795,4
Среднемассовая за цикл температура на выходе из цилиндра, К	763,5	743,1
Коэффициент продувки цилиндра свежим зарядом	1,319	1,282
Среднемассовая температура газов перед турбиной, К	703,2	685,2
Адиабатический теплоперепад в турбине, ккал/кг	23,97	23,50
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,729	1,809
Суммарный коэффициент избытка воздуха (по цикловому расходу воздуха в цилиндр)	2,282	2,320
Период задержки самовоспламенения топлива, град.	4,105	5,044

(4) сопровождается некоторым увеличением тепловой напряжённости дизелей и небольшим уменьшением индикаторного КПД на рабочих ходах. Для того, чтобы определить какой из результатов более достоверный, необходимо провести экспериментальное исследование.

По результатам исследования сделаны следующие выводы касательно численного моделирования рабочих процессов дизелей.

1. Приближённая зависимость для расчёта безразмерной величины, определяющей скорость поршня, незначительно ухудшает точность расчёта рабочих процессов. Однако, если учесть, что она программируется ненамного проще, чем точная, её использование представляется малоубедительным, прежде всего, для длинноходовых дизелей.

2. При использовании аналитических выражений для определения изменения проходных сечений органов газораспределения следует учитывать, что они позволяют достаточно точно воспроизвести изменение сечений у клапанов. У окон прямоугольной формы при использовании аналитического выражения наблюдались отклонения значений аналитической зависимости на участках начала открытия и конца закрытия окон. Однако для большого числа задач численного моделирования применение аналитических зависимостей для окон вполне допустимо.

3. Расчётные выражения для определения коэффициента теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра G. Woschni и G. Hohenberg обеспечивают близкий характер изменения количества теплоты, отдаваемой стенкам цилиндра. Однако скачкообразные изменения расчётных значений при использовании выражения G. Woschni не могут быть объяснены физикой процессов в цилиндре дизеля. Это означает, что выражение G. Woschni менее адаптировано к численному моделированию рабочих процессов, если анализируется изменение показателей на протяжении рабочего цикла. В двухтактном малооборотном дизеле и в четырёхтактном среднеоборотном дизеле использование зависимости G. Woschni по сравнению с зависимостью G. Hohenberg сопровождается некоторым увеличением тепловой напряжённости дизелей и небольшим уменьшением индикаторного КПД на рабочих ходах.

ЛИТЕРАТУРА REFERENCES

1. Ali Rida, Hassan Moussa Nahim, Rafic Younes, Hassan Shraim, Mustapha Ouladsine. Modeling and simulation of the thermodynamic cycle of the Diesel Engine using Neural Networks. // IFAC-PapersOnLine 49-3.

– 2016. – Р. 221 – 226.

2. Гринецкий В.И. Тепловой расчёт рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. – М.: Типо-литогр. товарищества И.Н. Кушнерёв и К°, 1907. – 26 с.

3. Мазинг Е.К. Тепловой процесс двигателей внутреннего сгорания. – М.: ОНТИ, 1937. – 124 с.

4. Бриллинг Н.Р. Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе дизель. – М.: Гос. научно-техн. изд-во, 1933. – 320 с.

5. Орлин А.С. Графоаналитический расчёт продувки двухтактных двигателей внутреннего сгорания. – М.: МВТУ, 1929. – 16 с.

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

7. Гончар Б.М. Численное моделирование рабочего процесса дизелей: автореф. дис. ... докт. техн. наук. Специальность 190 – Тепловые двигатели. – Л.: ЛКИ, 1969. – 24 с.

8. Efrén Moreno Benavides, Juan Ramón Arias Pérez, Ramón Pérez Herrero, Emilio Varela Arroyo. Numerical Simulation of the Injection Process in a Two Stroke Diesel Engine // SAE Transactions – 2000. – Vol. 109, Section 3: Journal of Engines. – P. 416 - 430.

9. Qian Wang, Jing Wang, Heng Song Ji, Chen Gu. A Numerical Simulation of the Working Process of Diesel Engine // Advanced Materials Research (Volumes 291 – 294). – 2011. – P. 3359 – 3362.

10. Thuy Chu Van, Huong Nguyen Lan, NhoLuong Cong and others. Numerical simulation of performance and exhaust emissions of a marine main engine using heavy fuel oil during the whole voyage //The 3rd ASEAN Smart Grid Congress and the 5th International Conference on Sustainable Energy. – Vietnam: Vietnam National University, 2017. – P. 29 - 35.

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

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

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

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

15. Changyou Chen, Wallace F.J. A Generalized Isobaric and Isochoric Thermodynamic Scavenging Model // SAE Technical Paper Series. – 1987.

– № 871657. – 15 р.

16. Отчёт о межведомственных испытаниях головного дизеля 6ДКРН 45/120-7 длительной эксплуатационной мощностью 3960 кВт (5400 л.с.) при 170 мин⁻¹. Инв. №0284.0081591. Регистр. № 01821017700. – Брянск: ПО "Брянский машиностроительный завод", 1984. – 140 с.

17. Исследование и оптимизация систем газообмена и наддува судовых дизелей ПО БМЗ типа ДКРН-4, 6, 7: отчёт о НИР. Инв. № 0289.0052466. – Л.: ЛВИМУ, 1983. – 56 с.

18. Разработка алгоритмов оптимизации параметров рабочего процесса и турбонаддува дизелей ПО БМЗ выпуска XII пятилетки: отчёт о НИР. Инв. № 0288.0057054. – Л.: ЛВИМУ, 1988. – 63 с.

19. 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.

20. Woschni G. Die Berechnung der Wanderluste und der Thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren // Motortechnische Zeitschrift (MTZ). – 1970. – 12. – P. 491 – 499.

21. Mohand Said Lounici, Mohand Tazerout, Mourad Balistrout. Heat Transfer Correlation Choice for Two-zone Combustion Model Optimization in the Case of Natural Gas Engines. //HEFAT2010: 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics. – 19 – 21 July 2010, Turkey. – P. 1373 – 1378.

22. Mior A. Said, Mervin B. Stanley, Zainal A. A. Karim & Abdul R. A. Aziz. Modelling of In-Cylinder Convective Heat Transfer Losses to the Combustion Chamber Wall of Compression-Ignition Engine. //IJAMAE. – 2015. – Volume 2: Issue 1. – P. 122 – 125.

23. Hohenberg G. Berechnung des gaseitigen Wärmeüberganges in Dieselmotoren // Motortechnische Zeitschrift (MTZ). – 1980. – 41. – № 7/8. – P. 321 – 326.

Аннотация – Методика численного моделирования предусматривает модульный принцип описания рабочих процессов, который позволяет использовать альтернативные модели отдельных процессов. При выборе моделей преобладает интуитивный подход в выборе расчётных выражений для отдельных процессов. Это неизбежно сказывается на точности решения практических задач. В связи с изложенным поставлена задача проанализировать эффективность альтернативных моделей, которые могут использоваться в методике численного моделирования рабочих процессов дизелей.

В результате исследования установлено следующее.

1. Приближённая зависимость для расчёта безразмерной величины, определяющей скорость поршня, незначительно ухудшает точность расчёта рабочих процессов. Однако, если учесть, что она программируется ненамного проще, чем точная, её использование представляется малоубедительным, прежде всего, для длинноходовых дизелей.

2. При использовании аналитических выражений для определения изменения проходных сечений органов газораспределения следует учитывать, что они позволяют достаточно точно воспроизвести изменение сечений у клапанов. У окон прямоугольной формы при использовании аналитического выражения наблюдались отклонения значений аналитической зависимости на участках начала открытия и конца закрытия окон. Однако для большого числа задач численного моделирования применение аналитических зависимостей для окон вполне допустимо.

3. Расчётные выражения для определения коэффициента теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра *G. Woschni* и *G. Hohenberg* обеспечивают близкий характер изменения количества теплоты, отдаваемой стенкам цилиндра. Однако скачкообразные изменения расчётных значений при использовании выражения *G. Woschni* не могут быть объяснены физикой процессов в цилиндре дизеля. Это означает, что выражение *G. Woschni* менее адаптировано к численному моделированию рабочих процессов, если анализируется изменение показателей на протяжении рабочего цикла. В двухтактном малооборотном дизеле и в четырёхтактном среднеоборотном дизеле использование зависимости *G. Woschni* по сравнению с зависимостью *G. Hohenberg* сопровождается некоторым увеличением тепловой напряжённости дизелей и небольшим уменьшением индикаторного КПД на рабочих ходах.

Анотація – Методика чисельного моделювання передбачає модульний принцип опису робочих процесів, який дозволяє використовувати альтернативні моделі окремих процесів. При виборі моделей переважає інтуїтивний підхід у виборі розрахункових виражень для окремих процесів. Це неминуче впливає на точність рішення практичних завдань. У зв'язку з викладеним порушено завдання проаналізувати ефективність альтернативних моделей, які можуть використовуватися в методиці чисельного моделювання робочих процесів дизелів.

У результаті дослідження встановлене наступне.

1. Наближена залежність для розрахунків безрозмірної величини, що визначає швидкість поршня, незначно погіршує точність розрахунків робочих процесів. Однак, якщо врахувати, що вона програмується ненабагато простіше, чим точна, її використання представляється малопереконливим, насамперед, для довшиходових дизелів.

2. При використанні аналітичних залежностей для визначення зміни прохідних перетинів органів газорозподілу слід враховувати, що вони дозволяють досить точно відтворити зміну перетинів у клапанів. У вікон прямокутної форми при використанні аналітичної залежності спостерігалися відхилення значень аналітичної залежності на ділянках початку відкриття та кінця закриття вікон. Однак для великої кількості завдань чисельного моделювання застосування аналітичних залежностей для вікон цілком припустиме.

3. Розрахункові залежності для визначення коефіцієнта тепловіддачі від газів до стінок циліндра G. Woschni і G. Hohenberg забезпечують близький характер зміни кількості теплоти, що віддається стінкам циліндра. Однак стрибкоподібні зміни розрахункових значень при використанні вираження G. Woschni не можуть бути пояснені фізикою процесів у циліндрі дизеля. Це означає, що залежність G. Woschni менше адаптована до чисельного моделювання робочих процесів, якщо аналізується зміна показників протягом робочого циклу. У двотактному малообертовому дизелі і у чотиритактному середньобертовому дизелі використання залежності G. Woschni у порівнянні із залежністю G. Hohenberg супроводжується деяким збільшенням теплової напруженості дизелів і невеликим зменшенням індикаторного ККД на робочих ходах.

Annotation – The method of numerical modeling provides a modular principle for describing work processes, that allows usage of alternative models of individual processes. When choosing models, an intuitive approach prevails in the selection of design expressions for individual processes. This inevitably affects the accuracy of solving practical problems. In connection with the foregoing, the task was assigned to analyze the effectiveness of alternative models that can be used in the method of numerical modeling of diesel work processes.

The research shows the following.

1. *The approximate dependence for calculating the dimensionless value that determines the speed of the piston slightly affects the accuracy of the calculation of working processes. However, if it is programmed a little easier than accurate, its usage seems almost useless, especially for long-stroke diesels.*

2. *When using analytical expressions to determine the change in the flow areas of the gas distribution, it should be considered that they allow to reproduce accurately the change in the cross sections of the valves. For rectangular windows, while using an analytical expression, deviations of the values of the analytical dependence were observed in the areas of the beginning of opening and the end of closing of windows. However, for a large number of problems of numerical modeling, the usage of analytical dependencies for windows is quite acceptable.*

3. *The calculated expressions for determining the heat transfer coefficient from gases to the cylinder walls G. Woschni and G. Hohenberg provide a close character of the change in the amount of heat given to the cylinder walls. However, abrupt changes in the calculated values using the G. Woschni expression cannot be explained by the physics of the processes in the cylinder. This means that the expression G. Woschni is less adapted to numerical modeling of work processes in case if we analyze the change in indicators during the operational cycle. In a two-stroke low-speed diesel engine and in a four-stroke medium-speed diesel engine, the use of the G. Woschni dependence in comparison with the G. Hohenberg dependence is accompanied by a slight increase in the thermal tension of the diesel engines and a slight decrease in the indicating efficiency degree at working strokes.*

Вибір параметрів системи стабілізації курсу судна при дії водно-хвильових збурень

Левінський Максим Валерійович¹, Левінський Валерій Михайлович²
НУ «Одеська морська академія», м. Одеса, Україна¹
Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса, Україна²
E-mail: MaxLevinskyi@gmail.com¹, ValeryLevinskyi@gmail.com²

Choosing parameters of vessel's course automatic control system under the influence of water-wave disturbances

Levinskyi Maksym Valerievich¹, Levinskyi Valeriy Mihailovich²
National University «Odessa Maritime Academy», Odessa, Ukraine¹
Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa, Ukraine²
E-mail: MaxLevinskyi@gmail.com¹, ValeryLevinskyi@gmail.com²

Резюме – Наведені результати оптимального параметричного синтезу регулятора та проведена перевірка систем на зрубість до змін параметрів судна.

Приведені приклади функціонування систем при дії неконтрольованих водно-хвильових збурень випадкового характеру та можливість зменшення їх впливів на інтенсивність та частоту зміни керуючої дії регулятора за рахунок включення в структуру системи фільтра низької частоти та ланки з зоною нечутливості.

Abstract – Results of the optimal parametric synthesis of the controller are presented, checking the systems' robustness towards changing vessel's parameters was carried out.

Examples of: system functioning under the influence of non-controllable water-wave disturbances of the stochastic character and the possibility of reducing this influence on the intensity and frequency of the controller control action change by the inclusion low pass filter and link with dead-band zone in the system were presented.

DOI: 10.31653/1819-3293-2020-1-26-27-40

Сучасні системи автоматичного керування курсом (САКК) судна дозволяють зменшити втрати ходового часу та знизити витрату палива за рейс у порівнянні із ручним керуванням. Більшість відомих систем використовують у своєму складі класичні ПІД-регулятори і засновані на принципі стабілізації «за відхиленням». Розвиток сучасних систем іде в напрямку застосування адаптивних алгоритмів, які дозволяють враховувати зміни динаміки судна в залежності від завантаження та зміни зовнішніх впливів. При цьому надається можливість гнучко перебудовувати структуру, параметри та режими роботи систем [1, 2, 3].

Вдосконалення алгоритмів САКК передбачає оптимізацію параметрів ПІД-регулятора [4], використання систем з компенсацією контрольованого вітрового збурення [5], систем, частково інваріантних до неконтрольованих вітро-хвильових збурень [6], застосування алгоритмів нечіткої логіки [7], нейронних мереж [8].

При моделюванні САКК використовують спрощені математичні моделі судна як об'єкту керування, а саме лінійні моделі Номото першого і другого порядку, які описують динаміку судна при невеликих відхиленнях курсового кута ψ судна від справжнього курсу [1, 9]:

$$T \frac{dr}{dt} + r = Kq; \quad (1)$$

$$T_1 T_2 \frac{d^2 r}{dt^2} + (T_1 + T_2) \frac{dr}{dt} + r = K \left(q + T_3 \frac{dq}{dt} \right), \quad (2)$$

де $r = d\psi/dt$ – швидкість зміни курсового кута ψ судна, град/с; q – кут перекладки керма, град; T_1, T_2, T_3 – постійні часу, які залежать від конструкційних характеристик судна, с; K – коефіцієнт передачі, град (ψ)/(град (q))·с).

Із (1), (2) можна отримати передатні функції судна як об'єкту керування в САКК по каналу « $q - \psi$ »:

$$W(s) = \frac{\Psi(s)}{q(s)} = \frac{K}{s(Ts + 1)}, \quad (3)$$

$$W(s) = \frac{\Psi(s)}{q(s)} = \frac{K(T_3 s + 1)}{s(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)}. \quad (4)$$

Очевидно, що кут перекладки керма $q(t)$ пропорційний керуючій дії регулятора $u(t)$.

Перша проблема - використання моделей (3), (4), наприклад, в програмах пошуку оптимальних значень регулятора САКК, може дати результати, які не забезпечують грубість системи до змін параметрів судна як об'єкту керування (ОК), що продемонстровано в п. 5 даної статті.

Друга проблема - застосування САКК неефективне при водно-хвильових збуреннях, що діють на судно, бо різко збільшується частота перемикань кермового механізму у порівнянні з ручним керуванням. Це приводить до передчасного зношування кермового механізму. Для подолання цього недоліка застосовують різні методи, в тому числі збільшують зону нечутливості регулятора САКК та включають до її складу фільтр низької частоти (ФНЧ), який придушує інтенсивність високочастотних складових в вимірних значеннях регульованої змінної [2]. Однак поява додаткових інерційностей в замкнутому колі системи викликає зменшення запасу її стійкості, що потребує переналаштування параметрів регулятора та коректного, усвідомленого вибору частоти зрізу ФНЧ.

Мета і завдання дослідження – розглянути приклади аналізу і синтезу систем стабілізації курсу судна, а саме:

провести оптимальний параметричний синтез регулятора з відомою і запропонованою моделями судна та порівняти грубість систем керування з отриманими параметрами регулятора до змін параметрів судна;

продемонструвати вплив неконтрольованих водно-хвильових збурень на інтенсивність та частоту змін керуючої дії регулятора, розглянути технічні рішення, які дозволяють зменшити цей вплив.

В якості методу дослідження обрано моделювання САКК в середовищі Simulink [10]. Додатково до моделей (3), (4) пропонується розглянути моделі на їх базі з додаванням ланки запізнення, що дає змогу врахувати затримку по каналу керування курсом судна $u(t) - \psi(t)$. Можливість та доцільність такої пропозиції обговорюється у пункті 6 цієї статті. Зокрема при імітаційному моделюванні розглядалась наступна передатна функція судна:

$$W_{OK}(s) = \frac{\Psi(s)}{u(s)} = \frac{K(T_3 s + 1)}{s(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)} e^{-\tau s} = \frac{0,175(18,5s + 1)}{s(118s + 1)(7,5s + 1)} e^{-5s}, \quad (5)$$

в якій параметри K, T_1, T_2, T_3 взяті із [11] і відповідають контейнеровозу довжиною 170 м, водотоннажністю 18500 тон, який рухається із швидкістю 15 вузлів. Запізнення в моделі прийнято $\tau=5$ с.

Оптимальний параметричний синтез (ОПС) налаштувань ПД-регулятора системи проводився за критерієм:

$$J = \int_0^t \left(e(t) + k \frac{d|e(t)|}{dt} \right) dt \rightarrow \min,$$

де $e(t) = \psi_z - \psi(t)$ – відхилення поточного курсового кута $\psi(t)$ від його заданого значення ψ_z ; k – коефіцієнт штрафу зміни швидкості $e(t)$,

який вводиться для зменшення коливальності перехідних процесів в системі керування, а отже і зменшення числа переключень кермового механізму.

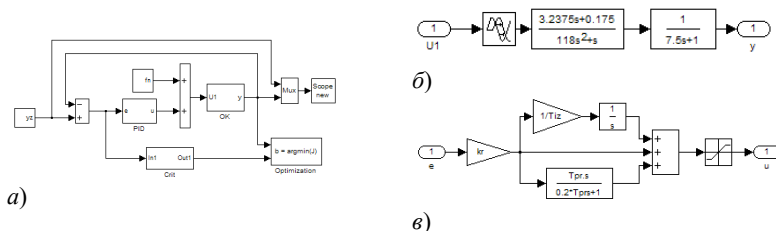


Рис. 1. Схеми моделювання: а) – САКК базової структури; б) – судна; в) – ПІД-регулятора

В якості неконтрольованого збурення був використаний стрибко-подібний сигнал $f_n(t)=0 \rightarrow 10\%$, приведений до входу ОК в сумі з керуючою дією.

Результати ОПС САКК при дії неконтрольованого збурення $f_n(t)=0 \rightarrow 10\%$ наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Результати синтезу налаштувань ПІД-регулятора за каналом збурень

Найменування параметру	Для моделі (4)	Для моделі (5)
Коефіцієнт передачі k_r , град (ψ)/%	2429,61	4,7
Час іздрому T_{iz} , с	1,51	27,13
Час упередження T_{pr} , с	0,43	8,39
Критерій J , град (ψ)·с	0,23	212

Перевірка САКК на грубість проводилася при зміні параметру K моделі судна на $\pm 20\%$ від його номінального значення $K=0,175$ град (ψ)/(% · с).

Як свідчать результати перевірки, система, побудована на базі моделі (4), виявилася негрубою до змін параметрів моделі судна, бо отримані за результатами ОПС параметри регулятора не забезпечують її стійкості (рис. 2, а). А система, побудована на базі моделі (5) виявилася грубою, бо така сама зміна параметрів ОК не вплинула на її працездатність, вона залишилась стійкою, хоча дещо погіршилися показники якості (рис. 2, б).

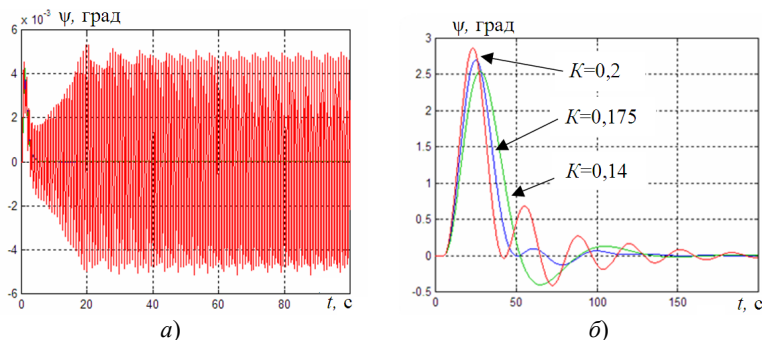


Рис. 2. Результати перевірки САКК на грубість: а) – для моделі (4); б) – для моделі (5)

Для аналізу руху САКК з моделлю (5) за каналом завдання, наприклад, при маневрі обходу перешкоди, проведений ОПС налаштувань ПД-регулятора для випадків, коли $f_n(t)=0$ та $f_n(t=225\text{ с})=0 \rightarrow 10\%$.

Таблиця 2

Результати синтезу налаштувань ПД-регулятора за каналом завдання

Найменування параметру	Для $f_n(t)=0$	Для $f_n(t=225\text{ с})=0 \rightarrow 10\%$
Коефіцієнт передачі k_r , град ψ /%	3,73	4,38
Час ізодрому T_{iz} , с	133,74	48,18
Час упередження T_{pr} , с	8,45	8,51
Критерій J , град ψ ·с	294	569

Як свідчать результати ОПС, при відсутності неконтрольованих збурень внесок І-складової в керуючу дію регулятора зменшується, а для компенсації впливу на регульовану змінну $\psi(t)$ постійної складової неконтрольованого збурення $f_n(t)=10\%$ значення часу ізодрому T_{iz} зменшується, тобто І-складова зростає. Ці експерименти підтверджують доцільність адаптації параметрів регулятора САКК до умов плавання.

Аналіз САКК при дії неконтрольованих збурень випадкового характеру бажано розпочати з розгляду амплітудо-частотної характеристики (АЧХ) замкнутої системи у випадку, коли випадкова складова $f_n(t)$ приведена в моделі системи до виходу ОК. Із рис. 4, а видно, що система здатна частково компенсувати вплив на регульовану змінну

$\psi(t)$ зовнішніх збурень $f_n(t)$ в діапазоні частот $0 \dots 0,09$ рад/с або $0 \dots 0,014$ гц. Власний рух системи сконцентрований в діапазоні $0 \dots 0,4$ рад/с, резонансна частота спостерігається на значенні $0,18$ рад/с.

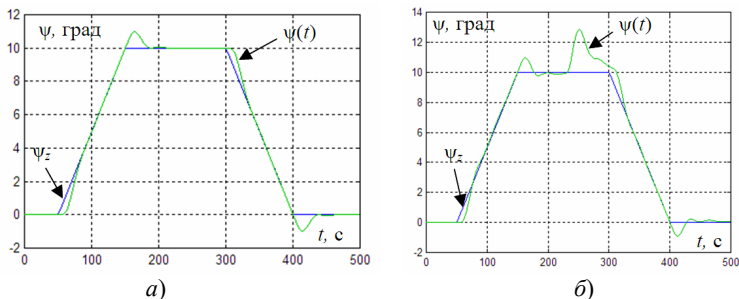


Рис. 3. Рух САКК при зміні заданого курсу: а) – при $f_n(t) = 0$; б) – при $f_n(t = 225 \text{ с}) = 0 \rightarrow 10\%$

За даними [12], середня частота морського хвилювання визначається за залежністю $\omega \approx 2\pi/3,1\sqrt{h}$, де h – імовірна висота хвилі в метрах. Відповідно для хвилювання висотою $0,25 \dots 12$ метрів ($1 \dots 9$ балів) діапазон частот складає $\omega = 4,05 \dots 0,58$ рад/с. Таким чином, морське хвилювання можна віднести до високочастотних збурень $f_n(t)$, вплив яких на регульовану змінну базова система за рис. 1 компенсувати не може в принципі.

Для моделювання випадкової складової цих збурень в середовищі Simulink обрано формуючий фільтр з передатною функцією

$$W_f(s) = \frac{k_f}{T_f^2 s^2 + 2\xi T_f s + 1} = \frac{0,25}{s^2 + 0,5s + 1},$$

на який подається сигнал із генератора псевдобілого шуму. АЧХ фільтра $W_f(s)$ наведена на рис. 4, б.

Щоб зберегти працездатність САКК при дії на неї морського хвилювання, необхідно вдосконалити структуру системи [2]. А саме на виході датчика, що вимірює поточні значення регульованої змінної $\psi(t)$, встановити фільтр низьких частот (ФНЧ), а перед входом ПД-регулятора встановити ланку з зоною нечутливості (див. схему моделювання на рис. 5).

ФНЧ частково видалить із вимірів регульованої змінної $\psi(t)$ високочастотні складові, обумовлені впливом збурення $f_n(t)$. В якості тако-

го фільтра можна обрати, наприклад, ФНЧ Баттерворта другого порядку з передатною функцією

$$W_b(s) = \frac{\omega_b^2}{s^2 + \sqrt{2}\omega_b s + \omega_b^2} = \frac{0,5^2}{s^2 + 1,41 \cdot 0,5s + 0,5^2},$$

де $\omega_b = 0,5$ рад/с – частота зрізу. Саме при такій частоті фільтр пропускає частоти власного руху системи і подавляє вплив на регульовану змінну $\psi(t)$ випадкової складової неконтрольованих збурень $f_n(t)$.

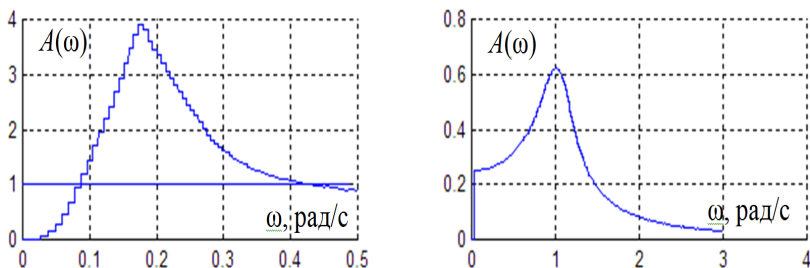


Рис. 4. Амплітудо-частотні характеристики:
а) – САКК; б) – фільтра $W_f(s)$, що формує випадкову складову $f_n(t)$

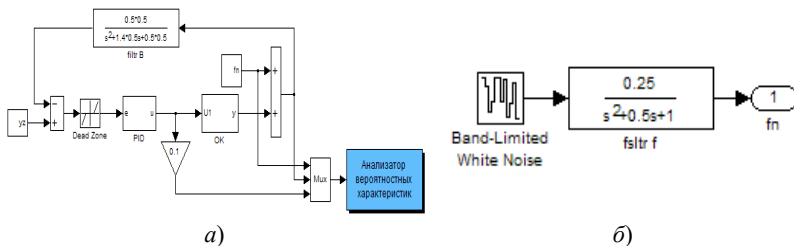


Рис. 5 Схеми моделювання: а) – САКК вдосконаленої структури;
б) – формуючого фільтра $W_f(s)$

Але оскільки фільтр входить у замкнуте коло системи, то це може порушити її стійкість. Щоб система залишилась стійкою, виникла необхідність скоригувати налаштування ПІД-регулятора. Додатковий ОПС дав наступні результати: $k_r=1$; $T_{iz}=200$; $T_{pr}=15$.

Ефективність фільтрації перевірена моделюванням, результати якого представлені на рис. 6. На цьому рисунку червоний колір графіків та цифр відповідає збуренню $f_n(t)$, синій – регульованій змінній

$\psi(t)$, а чорний – керуючий дії з виходу регулятора $u(t)$.

САКК базової структури виявилася практично непрацездатною під дією $f_n(t)$, оскільки інтенсивність і частота зміни $u(t)$ досить високі (рис. 6, а). На графіках оцінка спектральної щільності $u(t)$ значно переважає оцінки інших процесів і має яскраво виражені максимуми на резонансній частоті системи в околиці 0,2 рад/с та на превалюючій частоті формуючого фільтра в околиці 1 рад/с.

В САКК вдосконаленої структури з ФНЧ (без ланки з зоною нечутливості) за рахунок фільтрації $\psi(t)$ вдалося суттєво зменшити інтенсивність коливань $u(t)$ – оцінка середньоквадратичного відхилення зменшилася з 0,57 до 0,053 % (рис. 6, б). Зменшилася і частота $u(t)$ – оцінка середньоквадратичної частоти зменшилася з 1,2 рад/с до 0,7 рад/с. Але цього недостатньо для практичного застосування, бо кермовий механізм буде змушений перемикатися приблизно кожні 9 с.

Тому, крім ФНЧ, в структуру САКК при моделюванні була включена і ланка з зоною нечутливості (на рис. 5 Dead Zone з параметром $\pm 0,25$ град). Після цього оцінка середньоквадратичного відхилення $u(t)$ стала 0,0053 %, а середньоквадратичний період збільшився до 54 с (рис. 6, в), тобто система стала цілком працездатною. Подальше збільшення параметру зони нечутливості небажане через зниження динамічної точності системи.

Слід відзначити, що рух судна описують системами нелінійних диференційних рівнянь. Намагання отримати більш прості моделі, придатні для застосування на практиці, привело до появи спеціалізованих моделей Номото, Фоссена, Норбіна та ін. [1, 6, 9]. Щоб в певній мірі врахувати структурну невизначеність цих моделей, доцільно ввести до їх складу ланку запізнення. Такий підхід давно і продуктивно застосовують для опису технологічних процесів як об'єктів керування [13]. Запізнення, яке додається до моделей першого або другого порядків при переході від моделей, які описані диференційними рівняннями високого порядку, називають ємкісним. Таке запізнення, наприклад, враховували в своїй моделі судна автори роботи [14]. Інший тип – транспортне запізнення може виникнути при передачі керуючої дії від регулятора до керма через конструктивні особливості керуючого механізму. Саме таке запізнення використано в моделях суден авторами робіт [15, 16].

Якщо не накладати додаткових обмежень на діапазон зміни параметрів регулятора, то оптимальний параметричний синтез за моделлю судна (4) з використанням відомих програм пошуку оптимуму із пакету MATLAB [10] може дати фізично необґрунтовані результати, що продемонстровано на рис. 2, а.

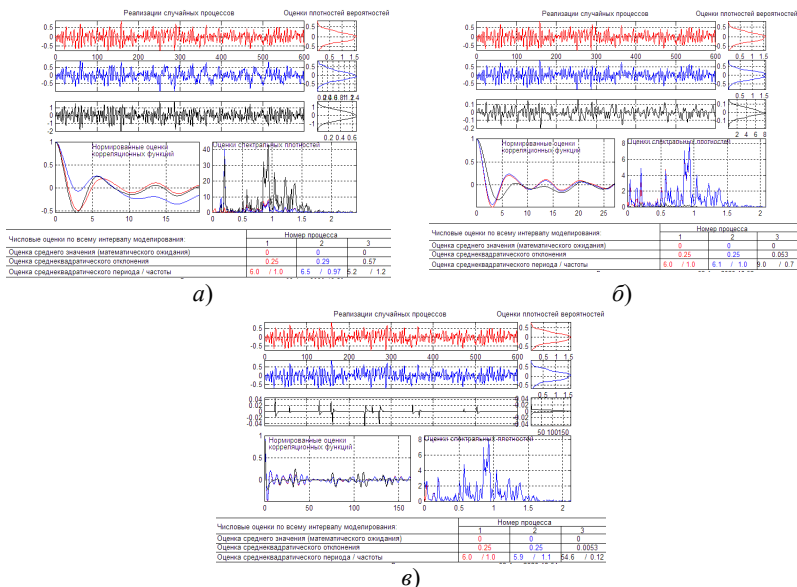


Рис. 6. Імовірнісні характеристики випадкових процесів за результатами моделювання: а) – САКК базової структури; б) – САКК вдосконаленої структури з фільтром ФНЧ; в) – САКК вдосконаленої структури з фільтром ФНЧ та з зоною нечутливості

Якщо ж за результатами ідентифікації динаміки судна краще використати модель (5), то програми оптимізації можна використовувати без необхідності накладання додаткових обмежень. Отримані налаштування параметрів регулятора при цьому забезпечують грубість системи до змін параметрів моделі судна (рис. 2, б). Імітаційне моделювання систем з моделями (4) і (5) проводилося за однакових умов.

Додатково слід підкреслити, що модель (5) описує наскрізний канал $u(t) - \psi(t)$, а це дозволяє проводити параметричну ідентифікацію цієї моделі експериментальним шляхом. Якщо ж користуватися моделями (3), (4) та додатково моделлю кермового механізму, то визначення параметрів цих моделей у такий спосіб ускладнюється.

Використання ФНЧ та збільшення зони нечутливості регулятора для зменшення впливу неконтрольованого збурення на вимірювання значення регульованої змінної відоме, наприклад, з [2]. В даній статті лише вказана практична рекомендація з вибору частоти зрізу ФНЧ, а саме вона повинна бути більша, ніж максимальна частота власного

руху системи і менша, ніж мінімальна частота випадкової складової регульованої змінної, яка викликана дією неконтрольованих водно-хвильових збурень.

Матеріал статті може бути корисним для побудови адаптивних систем, які здатні переналаштовувати параметри ПІД-регулятора, ФНЧ, ланки з зоною нечутливості до зміни параметрів морського хвилювання.

Висновки

Пошук оптимальних параметрів регулятора системи стабілізації курсу слід проводити з наступною перевіркою на грубість системи.

Зменшити частоту перемикань кермового механізму до прийнятного на практиці рівня можливо за рахунок збільшення зони нечутливості регулятора та включення до складу системи фільтра низької частоти. Його частоту зрізу слід обирати більшою, ніж максимальна частота власного руху системи і меншою, ніж мінімальна частота випадкової складової регульованої змінної, яка викликана дією неконтрольованих водно-хвильових збурень.

ЛІТЕРАТУРА REFERENCES

1. Вагущенко Л.Л., Цымбал Н.Н. Системы автоматического управления движением судов. Одесса: Транслит, 2007. – 376 с.
2. Острецов Г.Є., Клячко Л.М. Методы автоматизации управления движением корабля. М.: ООО "Физматлит", 2009. – 120 с.
3. State-of-the-Art Research on Motion Control of Maritime Autonomous Surface Ships / Le Wang and other. Marine Science and Engineering. – 2019. – Vol. 7. P. 1 – 31.
4. Богданов В.И, Попорин С.А. Оптимизация параметров судового ПИД-регулятора с помощью генетического алгоритма. URL: <http://lib.sevsu.ru:8080/jspui/bitstream/123456789/1597/1/optimiz.7.2004.184-189.pdf> (дата звернення 03.09.2020).
5. Тимченко В.Л. Куклина Е.А. Система стабилизации движения судна на заданном курсе с компенсацией ветрового возмущения // Вісник НУК ім. Макарова. – 2012. – №4. – С. 266 – 271.
6. Система стабілізації курсу морського судна, частково-інваріантна до вітро-хвильових навантажень / Волянська Я.Б. та ін. Автоматизація технологічних і бізнес-процесів. – 2018. – V. 10. – Issue 2. – С. 57 – 63.
7. URL: https://www.researchgate.net/publication/233497068_A_uzzy_rack-keeping_autopilot_for_ship_steering (дата звернення 03.09.2020).

8. Ming-Chung Fang, Zi-Yi Lee. Application of neuro-fuzzy algorithm to portable dynamic positioning control system for ships. // International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering. – 2016. – № 8. – P. 38 – 52.

9. K. Nomoto, K. Taugchi, K. Honda, and S. Hirano, “On the steering qualities of ships,” Int. Shipbuilding Progr. 1957. Vol. 4, P. 354–370, URL: https://www.jstage.jst.go.jp/article/jjasnaoe1952/1957/101/1957_101_57/_pdf/-char/en (дата звернения 03.09.2020).

10. Дьяконов В. Simulink 5/6/7: самоучитель. – М.: ДМК-Пресс, 2008. – 784 с.

11. Виткалов Я.В. Исследование проблем синтеза нейросетевого контроллера в задаче управления курсом судна. Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.19/ Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Морской государственный университет имени адмирала Г.И. Невельского, 2006. – 25 с.

12. Поляков К.Ю. Теория автоматического управления. Часть II. Управление при случайных возмущениях. Оптимальные линейные системы. – Санкт-Петербург, 2009. – 59 с. URL: <http://kpolyakov.spb.ru/uni/teapot.htm> (дата звернения 03.09.2020).

13. Хобин В.А. Системы гарантирующего управления технологическими агрегатами: основы теории, практика применения. – Одесса: ТЭС, 2008. – 306 с.

14. XIE Wenbo, FU Mingyu, DING Fuguang, ZHANG Jian. Robust sliding mode control of dynamic positioning vessel with control input time-delay. //Journal of Harbin Engineering University. – 2013. – V. 34. – №10. – P. 1 – 6.

15. Evgeny I. Veremey, Sergei V. Pogozhev and Margarita V. Sotnikova. Marine Autopilots' Multipurpose Control Laws Synthesis for Actuators Time Delay. ///Journal of Marine Science and engineering. – 2020. – №8. – P. 1 – 15.

16. Adaptive Fuzzy Control for Dynamic Positioning Ships with Time-delay of Actuator/ Guoqing Xia and other. URL: <https://ieeexplore.ieee.org/document/7761043> (дата звернения 03.09.2020).

Аннотация – Актуальность. Современные системы автоматического управления курсом судна позволяют уменьшить потери ходового времени и снизить расход топлива за рейс по сравнению с ручным управлением. Эффективность их применения зависит от своевременной настройки параметров регулятора вслед за изменениями динами-

ки судна, что требует использования адекватных моделей и определенной квалификации обслуживающего персонала.

Цель. Привести примеры анализа и синтеза систем стабилизации курса судна, а именно:

- провести оптимальный параметрический синтез регулятора с известной и предложенной моделями судна и сравнить грубость систем управления с полученными параметрами регулятора к изменению параметров судна;

- продемонстрировать влияние неконтролируемых водно-волновых возмущений на интенсивность и частоту изменений управляющего воздействия регулятора, рассмотреть технические решения, которые позволяют уменьшить это влияние.

Метод. В качестве метода исследования выбрано моделирование системы автоматического управления курсом судна в среде Simulink.

Результаты. Приведены результаты оптимального параметрического синтеза регулятора и проведена проверка систем на грубость к изменениям параметров судна.

Приведенные примеры функционирования систем при воздействии неконтролируемых водно-волновых возмущений случайного характера и возможность уменьшения их влияния на интенсивность и частоту смены управляющего действия регулятора за счет включения в структуру системы фильтра низкой частоты и звена с зоной нечувствительности.

Выводы. Поиск оптимальных параметров регулятора системы стабилизации курса следует проводить с последующей проверкой на грубость системы к изменениям параметров модели судна.

Уменьшить частоту переключений рулевого механизма до приемлемого на практике уровня возможно за счет увеличения зоны нечувствительности регулятора и включения в состав системы фильтра низкой частоты. Его частоту среза следует выбирать больше, чем максимальная частота собственного движения системы и меньше, чем минимальная частота случайной составляющей регулируемой переменной, которая вызвана действием неконтролируемых водно-волновых возмущений.

Анотація – Актуальність. Сучасні системи автоматичного керування курсом судна дозволяють зменшити витрати ходового часу та знизити витрату палива за рейс у порівнянні із ручним керуванням. Ефективність їх застосування залежить від своєчасного налаштування параметрів регулятора слідом за змінами динаміки судна, що потребує використання адекватних моделей та певної кваліфікації

обслуговуючого персоналу.

Мета. Навести приклади аналізу і синтезу систем стабілізації курсу судна, а саме: провести оптимальний параметричний синтез регулятора з відомою і запропонованою моделями судна та порівняти грубість систем керування з отриманими параметрами регулятора до змін параметрів судна; продемонструвати вплив неконтрольованих водно-хвильових збурень на інтенсивність та частоту змін керуючої дії регулятора, розглянути технічні рішення, які дозволяють зменшити цей вплив.

В якості методу дослідження обрано моделювання системи автоматичного керування курсом судна в середовищі Simulink.

Результати. Наведені результати оптимального параметричного синтезу регулятора та проведена перевірка систем на грубість до змін параметрів судна.

Приведені приклади функціонування систем при дії неконтрольованих водно-хвильових збурень випадкового характеру та можливість зменшення їх впливів на інтенсивність та частоту зміни керуючої дії регулятора за рахунок включення в структуру системи фільтра низької частоти та ланки з зоною нечутливості.

Висновки. Пошук оптимальних параметрів регулятора системи стабілізації курсу слід проводити з наступною перевіркою на грубість системи.

Зменшити частоту перемикань кермового механізму до прийнятного на практиці рівня можливо за рахунок включення до складу системи ланки з зоною нечутливості та фільтра низької частоти. Його частоту зрізу слід обирати більшою, ніж максимальна частота власного руху системи і меншою, ніж мінімальна частота випадкової складової регульованої змінної, яка викликана дією неконтрольованих водно-хвильових збурень.

Annotation – Topicality. Modern vessel's course automatic control systems allow to reduce ship's running time and fuel consumption during voyage compared to manual operation. Effectiveness of their implementation depends on the timely adjustment of the controller parameters following the changes in the vessel's dynamics, which requires usage of adequate models and qualification of the maintenance stuff.

Goal. To present examples of synthesis and analysis of vessel's course automatic control system, namely:

– to carry out optimal parametric synthesis of the controller with known and proposed models of the vessel and compare robustness of the control systems with obtained controller parameters towards to changing

vessel's parameters;

– to demonstrate the influence of non-controllable water-wave disturbances on the intensity and frequency of the controller control action changes, to examine technical approaches, which allow to reduce this influence.

Method. Vessel's course automatic control system modelling in Simulink was chosen as a research method.

Results. Results of the optimal parametric synthesis of the controller are presented, checking the systems' robustness towards changing vessel's parameters was carried out.

Examples of: system functioning under the influence of non-controllable water-wave disturbances of the stochastic character and the possibility of reducing this influence on the intensity and frequency of the controller control action change by the inclusion low pass filter and link with dead-band zone in the system were presented.

Conclusions. Searching for optimal parameters of the vessel's course stabilization control system controller parameters must be done with the following checking of the system for robustness to changing parameters of the vessel model.

Reducing the frequency of steering gear switching to acceptable in practice level is possible by increasing the value of the dead band zone and inclusion the low-pass filter in the system structure. Its cut-off frequency should be chosen higher than the maximum frequency of the system own motion and lower than the minimum frequency of the stochastic part of the controlled variable which is caused by the action of the non-controllable water-wave disturbances.

Нейромережева система моніторингу показників шкідливих викидів суднового парового котла

Михайленко В.С.¹, Лещенко В.В.², Сакали С.М.³, Харченко Р.Ю.⁴
НУ «Одеська морська академія», м. Одеса, Україна¹
vladmihailen@gmail.com¹, lvvlvv@ukr.net²,
sakaly11201@gmail.com.ua,³ romannn30@gmail.com⁴,

Neural network system for monitoring indicators of harmful emissions of a ship's steam boiler

Vladislav Mikhailenko¹, Valery Leshchenko², Sergey Sakaly³,
Roman Kharchenko⁴
NU "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine
vladmihailen@gmail.com¹, lvvlvv@ukr.net²,
sakaly11201@gmail.com.ua³, romannn30@gmail.com⁴

Резюме – Поставлено завдання розробки ефективної нейромережевої системи моніторингу показників шкідливих викидів димових газів суднового котла в атмосферу. З метою навчання нейронної мережі проведені експерименти на мазутному водотрубному паровому котлі типу ГМ-50М. Моделювання нейромережевої системи моніторингу на прикладі найбільш поширених теплових режимів котла показало можливість зниження вмісту шкідливих викидів на 25 % в порівнянні з типовою системою управління процесом горіння рідкого палива.

Abstract – The factory for the development of an effective neuro-gauge system and monitoring of indicators of high-pressure wikis of the ship's boiler gases into the atmosphere was supplied. The modeling of neurorecording systems and monitoring, on the basis of the most advanced thermal regimes of the boiler, showed the possibility of decreasing, instead of high-speed ones, by 25 % in relation to the standard control system for the process of burning a small fire.

DOI: 10.31653/1819-3293-2020-1-26-41-57

Проблема захисту повітряного басейну стоїть дуже гостро. Неорганічні і органічні сполуки, що входять до складу відпрацьованих газів транспортних засобів, в тому числі і в судових енергетичних установках (СЕУ), надають комплексний шкідливий вплив на навколишнє середовище. До найбільш небезпечних речовин можна віднести викиди оксидів азоту (NO_x). Токсичність NO_x перевищує токсичність більшості інших шкідливих компонентів, тому проблема зниження викидів оксидів азоту в атмосферу має важливе значення в справі охорони навколишнього середовища [1]. Боротьба з викидами NO_x ускладнюється тим, що їх максимальна поява відповідає режиму найбільш ефективного згоряння палива, тому методи скорочення викидів NO_x не повинні призводити до зниження інтенсивності робочих процесів агрегатів СЕУ.

В даний час діє цілий ряд підходів щодо зменшення концентрації NO_x в димових газах агрегатів СЕУ: первинні методи, які полягають в придушенні утворення NO_x в топках котлів або камерах згоряння дизелів і вторинні методи зниження викидів NO_x , які полягають в обробці димових газів після котла або дизеля [2, 3]. Незважаючи на великий обсяг виконаних досліджень, більшість робіт спрямовано на зниження викидів оксидів азоту методами селективного каталітичного і некаталітичного відновлення оксидів азоту [2]. Зазначені методи хоча і забезпечують високу ступінь очищення димових газів, але пов'язані зі значними фінансовими витратами і засновані на використанні небезпечних хімічних реагентів. Тому проблема розробки і впровадження на судах нових, економічно відносно недорогих та екологічно ефективних методів очищення відпрацьованих газів судових котлів від оксидів азоту є актуальною.

Для аналізу ефективності процесу горіння мазутного палива в паровому котлі і вмісту шкідливих викидів в атмосферу, проведена серія натурних експеримент на водотрубному паровому котлі. План експериментів був аналогічний плану методики налагодження систем управління судових парових котлів [4].

У процесі проведених замірів при налаштування теплового режиму водотрубних парових котлів компанії [5] було встановлено, що при навантаженні водотрубного парогенератора марки ГМ-50, що дорівнює 0,8 від номінальної, і при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,4$, вміст оксидів азоту склало 77 мг/м^3 при його коливанні ($20 - 80 \text{ мг/м}^3$) в залежності від значення α і навантаження.

При проведенні експлуатаційних випробувань використовувались штатні прилади котла. Додатково застосовувались газоаналізатори

ДПП-ЗМ та переносні автоматичні цифрові газоаналізатори типу "Testo-Term" с похибкою вимірювань 2,5 % [6].

Слід зазначити, що коефіцієнт надлишку повітря α – відношення дійсної кількості повітря V_g , поданого в топку котла до теоретично необхідного для горіння V^o , визначається [7]:

$$\alpha = \frac{V_g}{V^o}.$$

Значення α залежить від складу і виду палива, топкового режиму, ступеня досконалості змішування палива з повітрям і т.п. Якщо відомий хімічний склад газів, одержуваних при згорянні палива, коефіцієнт надлишку повітря може бути визначений за "азотної" формулою, яка для випадку повного горіння палива записується таким чином [7]:

$$\alpha = \frac{N_2}{N_2 - 3,76 O_2},$$

де N_2 – вміст азоту в продуктах горіння, %, – звідси слідує, що зі збільшенням вмісту кисню у вихідних газах величина азоту також зростає.

Можна відзначити, що аналіз значень CO_2 може бути використаний як альтернатива значенням O_2 у вихідних газах парогенератора у випадках, коли в системі управління процесом горіння несправний киснемір.

Таким чином, для зниження вмісту шкідливих викидів СПУ необхідно зниження значення α . Відповідно до загальноприйнятої методики налагодження судових парогенераторів [4], α може приймати значення [7]:

для СПУ з високою паровою продуктивністю 1,03 – 1,25;

для СПУ з малою і середньою паровою продуктивністю (до 50 т / год) 1,01 – 1,5.

Вимірювання швидкості газу в газоході здійснювалося за допомогою пневмометричних трубок типу Піто-Прандтля і мікроманометрі. Подальший розрахунок швидкості газу v (м/с) здійснено за формулою:

$$v = \sqrt{\frac{2P_d}{\rho}},$$

де ρ – щільність газу при робочих умовах, кг/м³.

Динамічний тиск вихідного газу

$$P_d = pb\kappa_T,$$

де p – показання за шкалою мікроманометра, Па; b – коефіцієнт, що залежить від кута нахилу вимірювальної трубки мікроманометра (наводиться в паспортних даних засобів вимірювання); κ_T – коефіцієнт

напірної трубки, який визначається при її перевірці. Для трубок конструкції Піто-Прандтля $\kappa_t = 0,9 - 1,0$.

При цьому, для визначення розрахункового значення швидкості димових газів використовувалася формула:

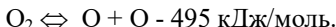
$$v_p = \frac{B_p V_g (T + 273)}{F \cdot 273}, \quad (1)$$

де B_p - витрата палива, кг / год (сірчистий мазут); V_g - об'єм димових газів, м³; T - температура продуктів згоряння °C; F - площа перерізу газоходу, м².

Згідно (1) збільшення швидкості і об'єму димових газів з незмінною витратою палива призведе до зменшення температури димових газів. Таким чином, залежність (1) можна враховувати для процесу зниження вмісту шкідливих викидів.

Залежно від механізму утворення оксиду азоту в процесі горіння палива розрізняють "термічні", "швидкі" та "паливні" оксиди азоту.

Термін "термічний" оксид азоту отримав за те, що в основі механізму його утворення лежить залежність концентрації NO від температури в зоні горіння. Найбільш повно сукупність явищ, що відбуваються при окисленні азоту в топках теплогенераторів може бути описана на підставі теорії Я.Б. Зельдовича і М.М. Семенова [8]. Умовою окислення азоту повітря є дисоціація молекули кисню повітря під впливом високих температур, що йде з поглинанням теплоти:



Атомарний кисень реагує з молекулою азоту, а що утворився в результаті ендотермічної реакції атомарний азот, вступає в екзотермічну реакцію з молекулярним киснем:



Зміна концентрації оксиду азоту в одиницю часу визначається:

$$dC_{\text{NO}}/dt \rightleftharpoons k_1 \times C_{\text{N}_2} \times C_{\text{O}_2} - k_2 \times [C_{\text{NO}}]^2. \quad (2)$$

де C_{N_2} , C_{O_2} - відповідно концентрації N_2 і O_2 , об. %; C_{NO} - рівноважна концентрація NO, об. % (тобто концентрація, що виходить при необмеженого боргом протікання реакції); k_1 , k_2 - константи швидкості прямих і зворотних реакцій.

Рівноважна концентрація NO виходить з виразу (2) при $dC_{\text{NO}} / dt = 0$ при відомих константах швидкостей реакцій

$$[C_{\text{NO}}] = 4,6 \times \sqrt{C_{\text{O}_2} \times C_{\text{N}_2} \times \exp(-21500/(R \times T))}.$$

З аналізу цієї формули випливає, що рівноважна концентрація оксиду азоту зростає зі збільшенням температури і концентрації кисню (концентрація азоту змінюється мало). Рівноважна концентрація NO понад 1 г/м^3 має місце при температурі понад 1600°C і подвоюється при підвищенні температури на кожні $200 \dots 250^\circ\text{C}$.

В процесі експериментів (рис. 1 - 5) встановлено, що при зниженні теплового навантаження котла до $0,5$ і стабілізації α – зміст NO_x у вихідних газах знижується, в середньому, до 30% . Також встановлено, що зниження швидкості проходження димових газів на 1 м/с (за рахунок плавного збільшення обертів двигуна димососа) знижує вміст NO_x в середньому на 10 мг/м^3 у порівнянні з димососом рециркуляції, працюючим на одній швидкості. Також, в ході експериментів встановлено і зростання вмісту SO_x у вихідних газах при збільшенні α . Схожа динаміка зазначених спостережень простежується і в [2], що є підтвердженням зазначених вище залежностей.

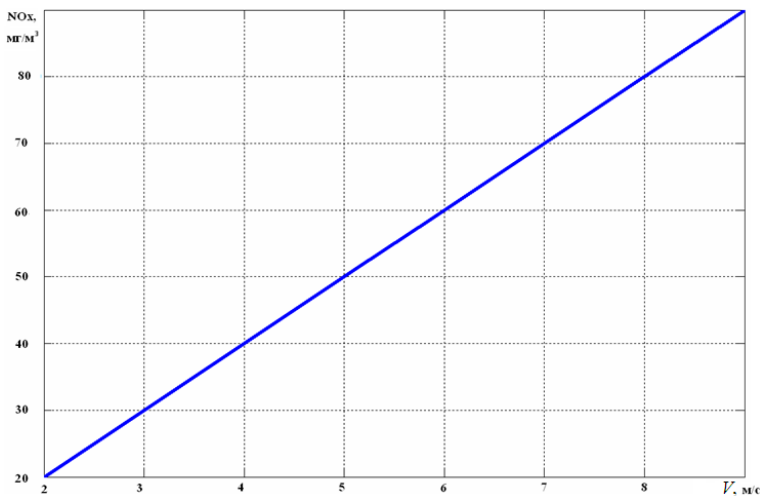


Рис. 1. Залежність вмісту NO_x парового котла ГМ-50 від швидкості вихідних газів

За результатами отриманих даних можна зробити висновок, що з ростом теплової потужності, тобто витрати палива, підвищується і середній температурний рівень як в топці, так і в факелі. Причому між температурою в топці і тепловою потужністю агрегату існує логарифмічна залежність. Як показано вище концентрація оксиду азоту екс-

поненціально залежить від температури в зоні горіння. Численні дослідження показали, що між концентрацією NO і тепловою потужністю агрегату в діапазоні робочих навантажень існує лінійна залежність. Це може бути пояснено тим, що логарифмічна і експоненціальна залежності вироджуються в пряму лінію. Однак при навантаженнях, близьких до максимальних, тобто при досягненні максимальної температури, спостерігається стабілізація концентрація оксиду азоту (рис. 4).

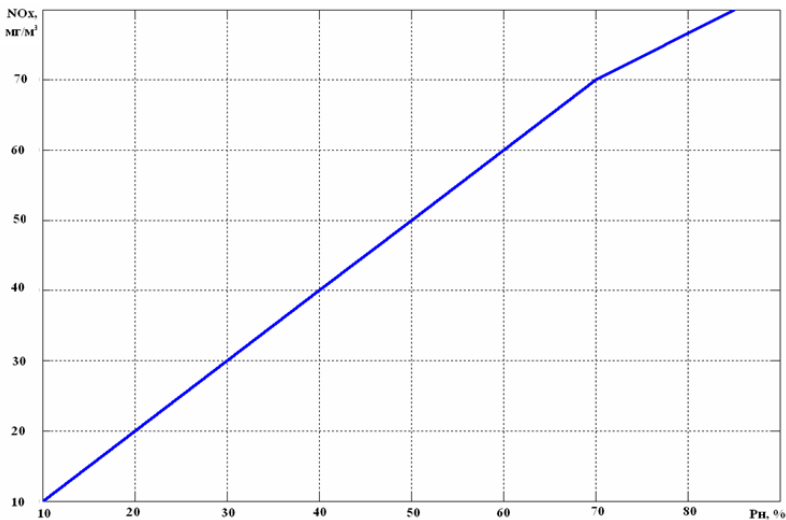
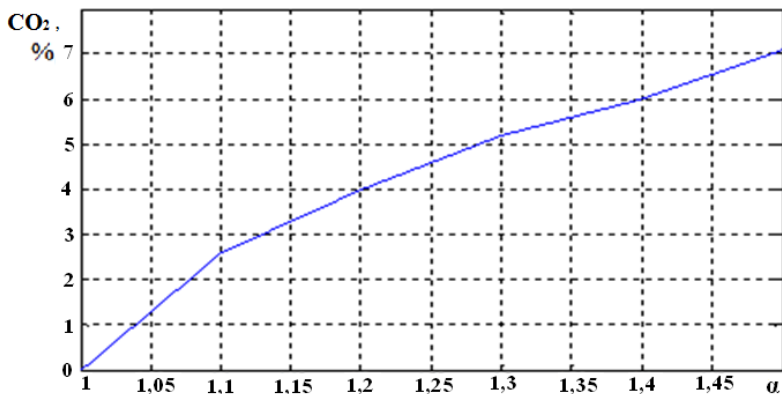
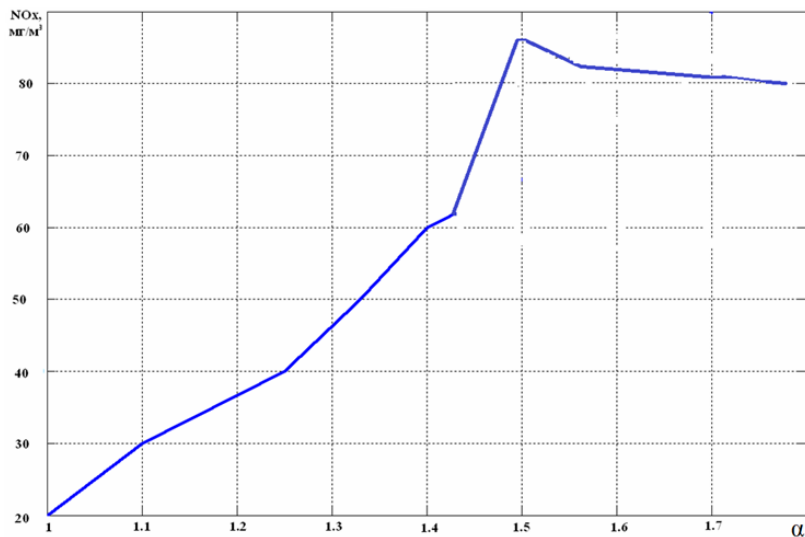


Рис. 2. Залежність вмісту NO_x в димових газах від теплового навантаження котла ГМ-50

При збільшенні коефіцієнта надлишку повітря в зоні реакції зростає як концентрація O_2 , так і N_2 . Проте зростання виходу оксиду азоту зі збільшенням коефіцієнта надлишку повітря спостерігається до значень, близьких до 1,5, а потім настає зменшення його концентрації (рис. 4.). Це може бути пояснено таким чином. При спалюванні палива в топку подається не гомогенна суміш палива з повітрям. При ($\alpha < 1,5$) концентрації O_2 в локальних зонах не вистачає на протікання реакції окислення азоту. Кисень в першу чергу витрачається на окислення вуглеводів в результаті протікання ланцюгових реакцій горіння. При збільшенні α до 1,5 зростає як частка вільного O_2 , так і температура в зоні горіння внаслідок більш повного вигорання вуглеводів.

Рис. 3. Залежність вмісту CO_2 в вихідних газах СПУ від α Рис. 4. Залежність вмісту NO_x в димових газах котла ГМ-50 від значення α

При подальшому збільшенні α спостерігається надмірна кількість кисню та азоту в зоні реакції. Це повинно було б сприяти збільшенню концентрації NO в продуктах згоряння. Але на нагрів надлишку O_2 і N_2 витрачається теплота, що виділяється в ході окислення вуглеводів,

тобто горіння. Це призводить до зниження середнього температурного рівня факела, а отже, до зниження концентрації NO.

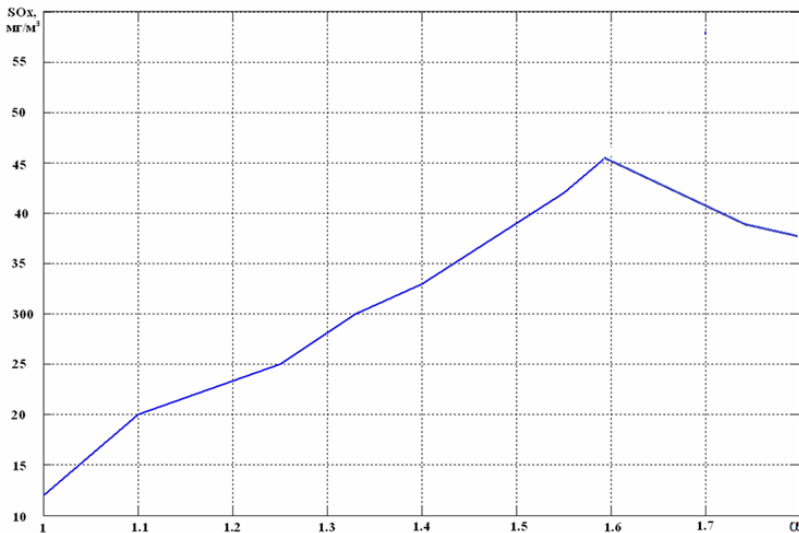


Рис. 5. Залежність вмісту SO_x в димових газах котла ГМ-50 від коефіцієнта надлишку повітря α

Таким чином, для зниження вмісту шкідливих викидів СПУ необхідно зниження значення α . Залежності концентрації шкідливих викидів від режимів роботи промислового парового котла і його управляючих елементів враховані в процесі навчання нейромережевої системи моніторингу (НМ) вмісту шкідливих викидів від СПУ.

Розробка такої системи може дозволити оптимізувати екологічну складову процесу горіння. В умовах, запиту від оператора коли до акваторії знаходження судна пред'являються суворі обмеження щодо вмісту шкідливих викидів, нейромережева система, відповідно до своєї навчальної вибірки, отриманої за допомогою експериментальних даних (рис. 1 – 5), видає рекомендації оператору котла щодо вибору і підтримці оптимального α і заданих швидкостей обертання повітряного вентилятора і димососа СПУ, що забезпечує зниження NO_x і SO_x .

Останнім часом були розроблені прилади з використанням твердотільних датчиків, які здатні швидко і відтворено вимірювати вміст CO , O_2 в димових газах. Особливістю одного з таких газоаналізаторів, розробленого за участю фахівців компанії «Інформаналітика» [6] є ви-

користання керамічних сенсорів, що визначають зміст CO і O₂ при температурах аналізованого газу до 1000 °С та дозволяють використовувати схему динамічного відбору проби (рис. 6).

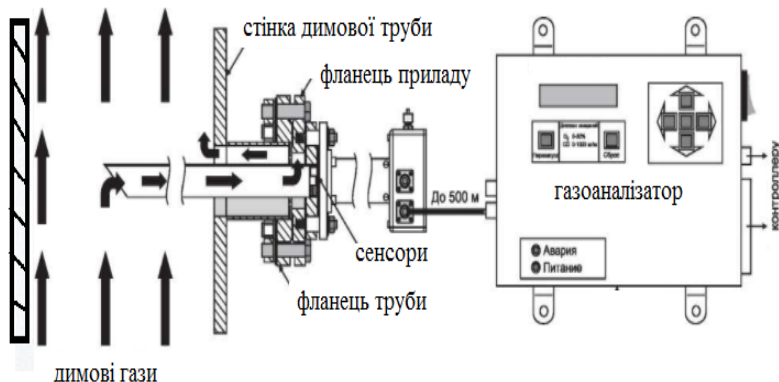


Рис. 6. Схема відбору димових газів для газоаналізатору котла

Використання пропонованого для СПУ методу динамічного відбору проби дозволить істотно спростити і знизити вартість системи, що призводить до її ефективного використання для котлів невисокої потужності. Обмеження у використанні методу динамічного відбору проби – швидкість потоку, при якій забезпечується надійна подача проби до сенсорів. Як показано [6], достатньою є швидкість газового потоку 2 м/с. Поєднання динамічного відбору проби і використання високотемпературних сенсорів дозволяє позбутися проблем, які пов'язані з конденсацією продуктів горіння в системі відбору проби, і, крім того, істотно збільшує швидкодію системи в цілому. Передача даних від первинного перетворювача до блоку індикації здійснюється за допомогою інтерфейсу RS-485. Блок індикації дозволяє зчитувати поточні значення концентрації CO і O₂, крім цього, він служить для формування керуючих струмових сигналів 4 – 20 мА. Відстань, на яке може бути віднесений блок індикації від місця монтажу пробовідбірних пристроїв та первинного перетворювача, досягає 500 м.

Виходячи з експериментальних даних на представлених вище діаграмах, була навчена нейронна мережа для системи моніторингу щодо оптимізації процесу управління СПУ, тобто процесу горіння палива з метою зниження вмісту шкідливих викидів в атмосферу. Апробація нейронної мережі, що доповнює діючу судову систему моніторингу,

здійснена для наступних умов: «У випадках, якщо вимоги щодо акваторії знаходження судна до вмісту оксидів азоту в атмосфері, наприклад $\text{NO}_x = \text{до } 48 \text{ мг / м}^3$ », тоді НМ за запитом оператора (рис. 7) видає необхідні значення коефіцієнта надлишку повітря, навантаження СПУ, швидкості газів: $\alpha = 1,3$; $P_n = 40 \%$ від номінальної; швидкість газів $v = 4 \text{ м/с}$, тобто двигун димососа рециркуляції димових газів, підключений до частотного перетворювача, починає розвивати задані оберти за сигналом, що отриманий від оператора (також оператор СПУ має дистанційно контролювати баланс розрядження в топці і стійкість горіння факела пальника). Ці значення встановлюватися як задані для регулятора в САУ горіння палива СПУ з метою оптимізації процесу за критеріями мінімізації шкідливих викидів (рис. 8).

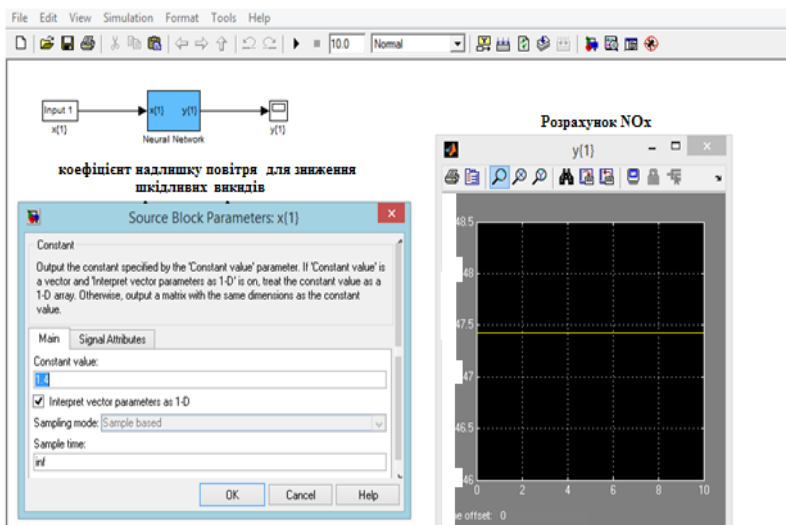


Рис. 7. Програма роботи НМ, що визначає значення NO_x при заданому α

Навчання нейронної мережі було проведено в програмі Matlab (Neural Networks *Toolbox*).

З метою визначення адекватності експериментальної вибірки НМ проведено теоретичний аналіз залежності впливу режимів роботи СПУ на вміст NO_x у вихідних газах. Розрахунок виконаний за допомогою методики [9].

Сумарна кількість оксидів азоту NO_x в перерахунку на NO_2 (в г/с, т/рік), що викидаються в атмосферу з димовими газами

$$M_{\text{NOx}} = B_T \cdot Q_i^r \cdot K_{\text{NO}_2}^M \cdot \beta_t \cdot \beta_\alpha \cdot k_{\text{п}}, \quad (3)$$

де B_T – фактична витрата палива на котел кг/с (т/год); Q_i^r – нижча теплота згоряння палива, МДж/кг; $K_{\text{NO}_2}^M$ – питомий викид оксидів азоту при спалюванні мазуту, г/МДж, пддя парових СПУ

$$K_{\text{NO}_2}^M = 0,01 \cdot \sqrt{D} + 0,1,$$

D – фактична паропроодуктивність котла, т/ч; β_t – безрозмірний коефіцієнт, який враховує температуру повітря, що подається,

$$\beta_t = 1 + 0,002 \cdot (t_{\text{гв}} - 30),$$

$t_{\text{гв}}$ – температура гарячого повітря, °С; β_α – безрозмірний коефіцієнт, що враховує вплив надлишку повітря на утворення оксидів азоту при спалюванні рідкого палива; $k_{\text{п}}$ – коефіцієнт перерахунку (при визначенні викидів в грамах в секунду $k_{\text{п}} = 1$, при визначенні викидів в тонах в рік $k_{\text{п}} = 10^{-3}$).

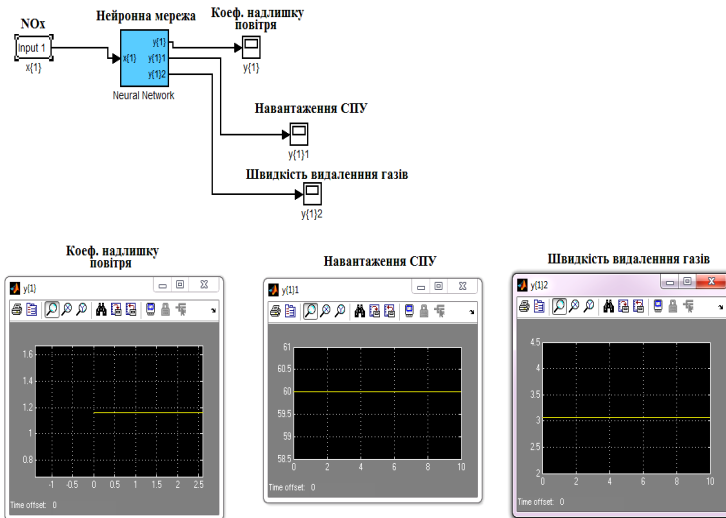


Рис. 8. Моделювання нейромережевої системи моніторингу NO_x

В залежності від режиму СПУ значення $\beta_\alpha = 1,11 - 1,45$ (фактично рівний α). Зниження коефіцієнту β_α (тобто зменшення викидів NO_x) за рахунок зниження концентрації кисню O_2 , обмежується зростанням концентрації СО понад 0,01%. Проте збільшувати концентрацію кисню O_2 для зниження β_α не рекомендується через зростання втрат з газами q_2 [6, 7].

Слід зазначити, що залежність (3) не відображає повною мірою вміст оксидів азоту в димових газах від теплової навантаження котла і коефіцієнта надлишку повітря, що викликає труднощі для її використання в САУ оптимізації показників шкідливих викидів з урахуванням теплового навантаження СПУ.

За результатами проведення експериментів отримана емпірична формула залежності змісту оксидів азоту від експлуатаційних параметрів СПУ:

$$C_{NO_x} = \frac{O_2}{P_n} R_{N_2} \frac{D_T}{D_{д.г}}, \quad (4)$$

де O_2 – вміст кисню в димових газах котла, %; P_n – теплове навантаження СПУ, %; R_{N_2} – концентрація азоту, г/м³; D_T – витрата палива, кг/год; $D_{д.г}$ – витрата димових газів, кг/год.

Урахування формули (4) в програмі регулятора САУ горіння палива в СПУ дозволяє здійснити зниження значення оксидів азоту шляхом збільшення витрати димових газів (швидкості обертання димососу газів і вентилятора повітря) або шляхом зниження вмісту кисню (зниження коефіцієнта надлишку повітря) без зниження парової завантаження.

На рис. 9 показані результати розрахунку за формулою (4) і дані, що отримані під час проведення експерименту. В розрахунку використовувалися паспортні дані СПУ Мітсубіші MAC-35 (рис. 10).

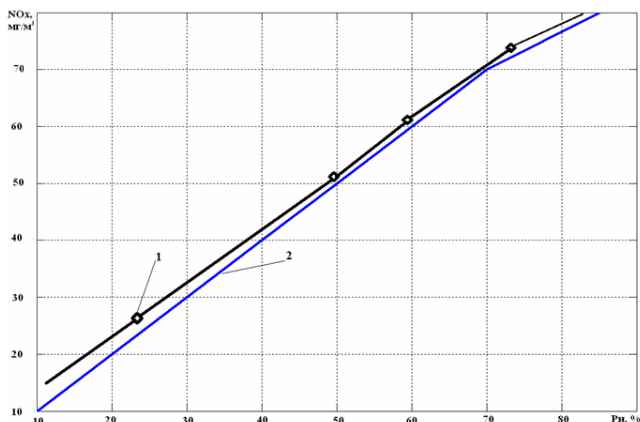


Рис. 9. Залежності вмісту оксидів азоту від теплового навантаження парового котла: 1 – експериментальна; 2 – аналітична

Як видно з рис. 9 запропонована емпірична формула (4) дозволяє з великою вірогідністю прогнозувати зміни концентрації оксидів азоту в залежності від теплового завантаження допоміжних СПУ широкого конструктивного класу.

Згідно даних [10] при навантаженні СПУ MAC-35 50 %, приймаються наступні вихідні значення: $B_T = 0,35$ кг/с; $Q_i = 43$ МДж/кг (тяжке паливо); $K_{NO_2}^M = 0,12$ кг/с; $\beta_i = 1,08$; $\beta_a = 1,16$. Для представлених значень M_{NO_x} буде рівна 2,26 мг/с.

Навантаження		25%	50%	75%	100%	
Парова продуктивність		kg/h	8,750	17,500	26,250	35,000
Тиск у барабані		kg/cm ²	16.0	16.0	16.0	16.0
Температура живлячої води		deg C	80.0	80.0	80.0	80.0
Температура насиченого пару		deg C	203.4	203.4	203.4	203.4
ККД (LHV BASE)		%	82.1	82.8	81.9	80.5
Теплова продуктивність	HHV	kcal/kg	10,280	10,280	10,280	10,280
	LHV	kcal/kg	9,713	9,713	9,713	9,713
Споживання мазута		kg/h	644	1,277	1,937	2,628
Надлишкове споживання повітря		%	31	16	15	15
Вміст O2		%	5.0	3.0	2.9	2.9
Споживання приточного повітря		kg/h	11,820	20,740	31,190	42,320
Споживання димових газів		kg/h	12,460	22,020	33,130	44,940
Температура навколишнього середовища		deg C	45	45	45	45

Рис. 10. Робочі параметри суднового котла Mitsubishi MAC-35 B (режимна карта) [10]

З урахуванням рекомендацій нейронної мережі щодо зниження NO_x , тобто підтриманню α , вираженому в виді $\beta_a = 1,11$ і одночасному збільшенню швидкості проходження димових газів згідно зниженню їх температури - $\beta_i = 1,02$, вміст NO_x складе 1,70 мг/с. У даному випадку розрахунки показали, що використання НМ на прикладі одного найбільш розповсюдженого режиму СПУ дозволяє знизити NO_x на 0,56 мг/с або 25 %.

Результати моделювання показали, що використання нейромережевої системи моніторингу димових газів промислового мазутного

котла ГМ-50 і суднового котла МАС-35 дозволяє знизити вміст NO_x , приблизно на 25 % в порівнянні з типовою системою управління, яка не оснащена димососом з частотним приводом і системою моніторингу. Можна зробити висновок що використання запропонованої системи дозволяє знизити вміст шкідливих викидів СПУ в атмосферу без значних витрат на технологічне переоснащення судна.

ЛИТЕРАТУРА REFERENCES

1. Электроэнергетика и охрана окружающей среды. Функционирование энергетики в современном мире [Электронный ресурс]. <http://energetika.in.ua/ru/books/book-5/intro>.
2. Хачоян М.М. Снижение выбросов оксидов азота с отработавшими газами судовых дизелей и котлов абсорбцией водой: дис. ... канд. техн. наук. – 05.08.05. – Новороссийск: ФГБОУ ВПО "Государственный морской университет имени адмирала Ф.Ф. Ушакова", 2014. – 185 с.
3. Михайленко В.С. Усовершенствование системы управления рециркуляцией дымовых газов судового вспомогательного котла [Текст] / В.С. Михайленко, В.Ф. Ложечников // Автоматизация судовых технических средств: науч.- техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 53 – 62.
4. Сыромятников В.Ф. Наладка автоматики судовых энергетических установок / В.Ф. Сыромятников. – Санкт-Петербург: Судостроение, 2009. – 352 с.
5. Техническая документация по эколого-теплотехническим испытаниям котлоагрегата ГМ-50-15/250, ст. № 3 (топливо: мазут) / "ОДЕССАЭНЕРГОНАЛАДКА". – Одесса, 2016. – 56 с.
6. Газоанализаторы для оптимизации режимов горения топлива. URL: http://www.infogas.ru/22_NT_4_2015.
7. Хряпченков А.С. Судовые вспомогательные и утилизационные котлы. – Л.: Судостроение, 1988. – 296 с.
8. Зельдович Я.Б., Семенов Н.Н. Теория горения и детонации газов. – М.: Академия наук СССР. Институт химической физики, 1944. – 70 с.
9. Методические указания по расчету выбросов оксидов азота с дымовыми газами котлов тепловых электростанций: СО 153-34.02.304-2003, <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4294814/4294814036.htm>.

Аннотация – Рассмотрены вопросы снижения содержания оксидов азота и серы в дымовых газах паровых котлов с помощью предлагаемой нейросетевой системы мониторинга содержания вредных выбросов в дымовых газах.

На основе проведенных экспериментов на промышленном водотрубном мазутном котле ГМ-50 (аналоге СПУ Mitsubishi MB 50) и экспериментальных данных в виде графических характеристик, отражающих зависимости содержания оксидов азота, серы и монооксида углерода, получены значения для обучения нейросетевой системы мониторинга процесса выброса вредных газов в атмосферу. В процессе проведенных экспериментов было установлено, что при снижении тепловой нагрузки котла до 0,5 от номинального и стабилизации коэффициента избытка воздуха, содержание оксидов азота в уходящих газах снижается в среднем до 30%. Также было установлено, что снижение скорости прохождения дымовых газов на один м/с (за счет плавного увеличения оборотов двигателя дымососа) снижает содержание оксидов азота в среднем на десять мг/м³ по сравнению с дымососом рециркуляции, работающим на одной скорости. Также, в ходе экспериментов, был установлен и рост содержания оксидов серы в уходящих газах при увеличении коэффициента избытка воздуха в дымовых газах. Многочисленные исследования показали, что между концентрацией монооксидов азота и тепловой мощностью агрегата в диапазоне рабочих нагрузок существует линейная зависимость. Использование обученной нейросети в системе мониторинга может позволить достичь минимально возможного содержания значений оксидов азота и серы при нахождении судна в зоне контроля вредных выбросов. Имитационное моделирование предлагаемой нейросетевой системы проведено в специализированной программе Matlab (Neural Networks Toolbox).

Результаты моделирования показали, что использование нейросетевой системы мониторинга содержания вредных выбросов в дымовых газах промышленного водотрубного барабанного котла ГМ-50 М работающем на мазуте позволяет снизить содержание оксидов азота, по предварительным расчетам, на 25 % по сравнению с типовой системой рециркуляции, не оснащенной дымососом с частотным приводом.

Анотація – Розглянуто питання зниження вмісту оксидів азоту і сірки в димових газах парових котлів за допомогою запропонованої нейромережевої системи моніторингу вмісту шкідливих викидів в димових газах.

На основі проведених експериментів на промисловому водотрубному мазутному котлі ГМ-50 (аналог СПУ Mitsubishi MB 50) і експериментальних даних у вигляді графічних характеристик, що відображають залежності змісту оксидів азоту, сірки і монооксиду вуглецю, отримані значення для навчання нейромережевої системи моніторингу процесу викиду шкідливих газів в атмосферу. У процесі проведених експериментів було встановлено, що при зниженні теплового навантаження котла до 0,5 від номінального і стабілізації коефіцієнта надлишку повітря, вміст оксидів азоту в газах знижується в середньому до 30%. Також було встановлено, що зниження швидкості проходження димових газів на один м/с (за рахунок плавного збільшення оборотів двигуна димососа) знижує вміст оксидів азоту в середньому на десять мг/м³ у порівнянні з димососом рециркуляції, працюючим на одній швидкості. Також, в ході експериментів, був встановлений і факт зростання вмісту оксидів сірки в газах при збільшенні коефіцієнта надлишку повітря в димових газах. Численні дослідження показали, що між концентрацією монооксиду азоту і тепловою потужністю агрегату в діапазоні робочих навантажень існує лінійна залежність. Використання навченої нейромережі в системі моніторингу може дозволити досягти мінімально можливого змісту значень оксидів азоту і сірки при знаходженні судна в зоні контролю шкідливих викидів. Імітаційне моделювання запропонованої нейромережевої системи проведено в спеціалізованій програмі Matlab (Neural Networks Toolbox).

Результати моделювання показали, що використання нейромережевої системи моніторингу вмісту шкідливих викидів в димових газах промислового водотрубного барабанного котла ГМ-50 М, який працює на мазуті, дозволяє знизити вміст оксидів азоту за попередніми розрахунками, на 25% в порівнянні з типовою системою рециркуляції, що не оснащена димососом з частотним приводом.

Annotation – The issues of reducing the content of nitrogen and sulfur oxides in the flue gases of steam boilers using the proposed neural network system for monitoring the content of harmful emissions in flue gases are considered.

Based on the experiments carried out on the industrial water-tube fuel oil boiler GM-50 (analogue of the Mitsubishi MV 50 SPU) and experimental data in the form of graphical characteristics reflecting the dependences of the content of nitrogen oxides, sulfur and carbon monoxide, values were obtained for training a neural network system for monitoring the emission of harmful gases in atmosphere. In the course of the experiments, it was

found that when the heat load of the boiler is reduced to 0.5 from the nominal and the excess air ratio is stabilized, the content of nitrogen oxides in the exhaust gases decreases to an average of 30%. It was also found that a decrease in the speed of passage of flue gases by one m/s (due to a smooth increase in the speed of the exhaust fan motor) reduces the content of nitrogen oxides by an average of ten mg/m³ in comparison with a recirculation fan operating at the same speed. Also, in the course of the experiments, an increase in the content of sulfur oxides in the flue gases was established with an increase in the excess air ratio in the flue gases. Numerous studies have shown that there is a linear relationship between the concentration of nitrogen monoxides and the heat output of the unit in the range of operating loads. The use of a trained neural network in a monitoring system can make it possible to achieve the minimum possible content of nitrogen and sulfur oxides when the vessel is in the emission control zone. Simulation modeling of the proposed neural system was carried out in a specialized program Matlab (Neural Networks Toolbox).

The simulation results showed that the use of a neural network system for monitoring the content of harmful emissions in the flue gases of an industrial water-tube drum boiler GM-50 M operating on fuel oil makes it possible to reduce the content of nitrogen oxides, according to preliminary calculations, by 25% compared to a typical recirculation system not equipped with a smoke exhauster with frequency drive.

Удосконалення приводу механічного наддуву суднових дизелів застосуванням обгінно-запобіжної муфти

Проценко Владислав Олександрович¹,
Малашенко Володимир Олександрович²

Херсонська державна морська академія¹, Херсон, Україна
Національний університет «Львівська політехніка»², Львів, Україна
eseu@ukr.net¹, volod.malash@gmail.com²

Marine diesels mechanical charging driving improvement through overrunning-safety clutch application

Vladyslav Protsenko¹, Volodymyr Malashchenko²
Kherson State Maritime Academy¹, Kherson, Ukraine
Lviv Polytechnic National University², Lviv, Ukraine
eseu@ukr.net¹, volod.malash@gmail.com²

Резюме – Запропоновано нову конструкцію кулькової обгінно-запобіжної муфти для приводів механічного наддуву суднових дизелів, що працює за принципом зачеплення, де обгінна та запобіжна частини муфти є конструктивно взаємно інтегрованими. Отримані вирази для обчислення номінального моменту муфти, моментів початку та кінця її спрацьовування для оцінки основних експлуатаційних характеристик муфти.

Abstract – A new design of the safety-overrunning clutch for marine diesels mechanical charging driving, based on the principle of engagement is proposed, where the overrunning and safety parts of the clutch are mutually integrated. As a result of theoretical studies, expressions are obtained for calculating the nominal torque of the coupling, the torques of the beginning and end of its operation, on the basis of which the ratios for assessing the main operational characteristics of the coupling when operating in overload mode are obtained.

DOI: 10.31653/1819-3293-2020-1-26-58-71

Дизелі, що мають механічний привід наддуву поширені на водно-му та залізничному транспорті, де необхідно при стрімкому зростанні навантаження швидко забезпечити достатній коефіцієнт надлишку повітря за рахунок примусового обертання ротора турбокомпресора від колінчастого валу. Прикладом можуть служити двотактні двигуни EMD 645, EMD 710G, що встановлюються на буксирні судна та залізничні локомотиви [1]. Ці дизелі мають можливість приводу ротора турбокомпресора від колінчастого валу. Від'єднання ротора від колінчастого валу при його розгоні енергією випускних газів виконується за рахунок застосування роликової обгінної муфти (рис. 1). Ця муфта сполучає два зубчасті колеса – 2, яке отримує енергію від колінчастого валу, та 5, що сполучене через проміжні шестерні з ротором турбокомпресора. Колесо 5 сполучене з обоймою 6 обгінної муфти, яка має можливість взаємодії через ролики 13 з півмуфтою 11 на якій виконано клиноподібні пази 15.

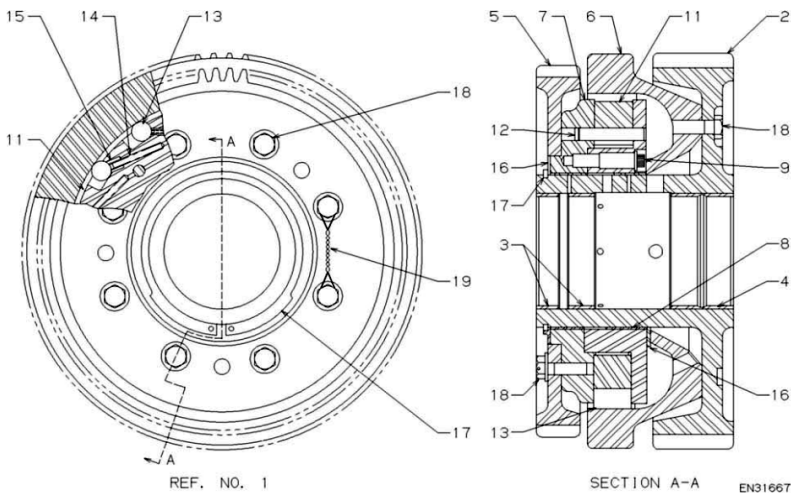


Рис. 1. Схема обгінної муфти дизеля EMD 710G

При обертанні колеса 2 та обойми 6 за годинниковою стрілкою ролики 13 заклинюються в клинових зазорах між отвором обойми 6 та пазами 15 і обертання від колінчастого валу передається на півмуфту 11 та колесо 5, примусово обертаючи через нього ротор турбокомпресора з достатньою для виконання наддуву частотою обертання. При набутті потоком відпрацьованих газів дизеля достатньої для ефектив-

ного наддуву енергії, ротор починає обертати через колесо 5 півмуфту 11 за годинниковою стрілкою швидше, ніж колінчастий вал обертає обойму 6. Ролики 13 при цьому витискаються у широку частину клинових зазорів і муфта починає працювати в режимі вільного ходу, забезпечуючи роз'єднання ротора турбокомпресора та колінчастого вала.

Недоліки описаної конструкції муфти [2 – 5]:

передавання навантаження відбувається за рахунок тертя несівних елементів півмуфти;

тертя роликів 13 і поверхнею обойми 6 при роботі муфти в режимі обгону (а це найбільш тривалий режим) забезпечує зношування їх робочих поверхонь. Через збільшення діаметра робочої поверхні обойми 6 та зменшення діаметра роликів 13 муфта з часом вичерпує можливість передавати навантаження за рахунок втрати здатності роликів до заклинювання у пазах зі збільшеним просвітом;

відсутність можливості виконання такою конструкцією запобіжної функції, наприклад у випадку стопоріння ротора турбокомпресора.

Вказані недоліки, по-перше, створюють резерв для удосконалення конструкції муфти як власне обгінної за рахунок зменшення проявів тертя, по-друге, за рахунок створення обгінно-запобіжної конструкції муфти, що повинна мати невеликі габарити і перспективу вбудування в зубчасті колеса механізму розподілу.

Створення обгінно-запобіжних, конструкцій муфт часто йде фактично шляхом об'єднання двох муфт в одному корпусі, що приводить до суперпозиції не тільки їх переваг, а й недоліків. Зменшення кількості останніх досягається застосуванням нового принципу дії у муфтах вільного ходу – передачі моменту за рахунок зачеплення кульок і пазів півмуфт, що реалізовано у ряді вдалих конструкцій [5, 6], що апробовані на двигунах внутрішнього згоряння. Хоча створення обгінно-запобіжних муфт, що працюють за принципом зачеплення також має резерв для розвитку за рахунок переходу від суто комбінованих конструкцій [6] до рішень, де обидві частини муфти інтегровані одна в одну [7], що може дати можливість для зменшення кількості деталей, габаритів, маси та вартості конструкції. Такий напрямок удосконалення муфт відповідає загальним тенденціям розвитку техніки та розширює горизонти для створення модульних конструкцій машин.

З огляду на викладене, *метою статті* є розроблення конструкції обгінно-запобіжної муфти невеликих радіальних габаритів, що працює за принципом зачеплення, в якій обгінна та запобіжна частини є взаємно інтегрованими, а також оцінка її основних силових параметрів та експлуатаційних характеристик [2 – 4].

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити завдання:

запропонувати конструкцію кулькової обгінно-запобіжної муфти, що працює за принципом зачеплення, де обгінна та запобіжна частини муфти є конструктивно взаємно інтегрованими;

виконати оцінку навантажувальної здатності муфти, отримати вирази для обчислення навантаження її елементів та обертового моменту, який вона здатна передати до спрацьовування запобіжної частини;

отримати співвідношення для максимального та мінімального моментів початку спрацьовування муфти, а також максимального моменту, що розвивається в процесі її спрацьовування в режимі перевантаження;

оцінити основні експлуатаційні характеристики муфти при роботі в режимі перевантаження – коефіцієнти перевищення номінального моменту, точності спрацьовування та чутливості.

Нова обгінно-запобіжна муфта [8] побудована на основі кулькових муфт вільного ходу, в яких обертальний момент передається за рахунок зачеплення обох півмуфт з кульками, що введені в протилежно нахилені на їх циліндричних поверхнях [5, 6]. Схема роботи та будови муфти показана на рис. 2 ... 6. Для спрощення муфта показана у виконанні для сполучення двох валів, для розглянутого вище випадку механічного приводу наддуву дизеля її півмуфта 1 повинна бути сполучена із зубчастим колесом 2 (див. рис. 1), а півмуфта 2 – з колесом 5 (див. рис. 2). Муфта працює наступним чином - при пуску ведучої півмуфти 1 (див. рис. 2 та 3) за годинниковою стрілкою (при погляді на торець А), кульки 6, переміщуються підтисненням пружиною 8 кільцем 7 по закритих пазах 5 і заштовхуються у відкриті пази 3 веденої півмуфти 2 (рухаючись справа-наліво до дна 10 пазів 3 (див. рис. 1)). Після заглиблення кульок 6 у пази 3 вони рухатимуться до периферії пазів 3 і 5 за рахунок тиску їх протилежно направлених бічних поверхонь, а півмуфти будуть при цьому повертатись як дві нарізеві деталі. Після досягнення кульками 6 упору в проміжне кільце 12, вони, переставши рухатись, тиснуть на бічні поверхні пазів 3 веденої півмуфти 2 та примушують її обертатись (див. рис. 4). При зупинці ведучої півмуфти 1, півмуфта 2 та сполучені з нею маси обертаються за інерцією, при цьому кульки 6 за рахунок протилежного напрямку пазів 3 та 5, переміщуючись у пазах 5 (зліва-направо), виштовхуватимуться з пазів 3 за рахунок їх протилежного нахилу, за межі торця 4, стискаючи через кільце 7 пружину 8 (див. рис. 2). За рахунок цього півмуфти 2 та 1 стануть кінематично роз'єднаними. Аналогічно муфта працюватиме при зміні напрямку обертання півмуфти 1, чи перевищення

швидкості веденої півмуфти 1 над швидкістю ведучої 2, реалізуючи обгінну функцію.

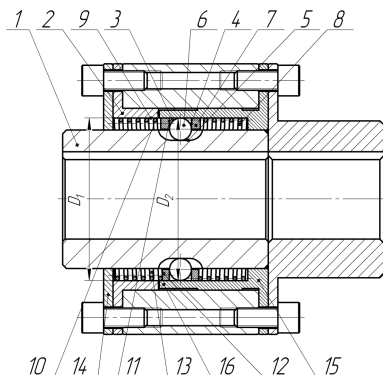


Рис. 2. Схема нової обгінно-запобіжної муфти

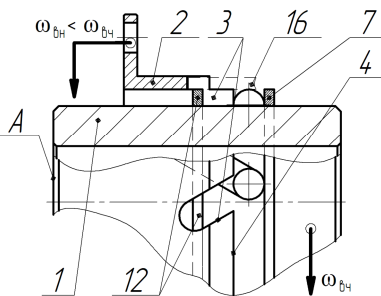


Рис. 3. Схема роботи муфти на початку сполучення півмуфт (показано основні деталі)
 $\omega_{\text{вн}} = 0$

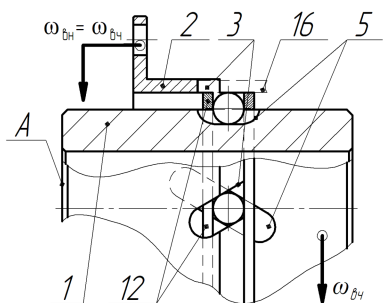


Рис. 4. Схема роботи муфти в усталеному режимі

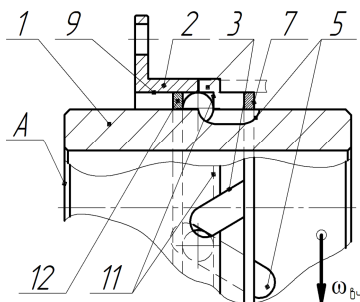


Рис. 5. Схема роботи муфти в режимі перевантаження

При роботі муфти у зачепленому стані, у випадку зростання моменту опору на веденій півмуфті 2, збільшуватиметься осьове навантаження від кульок 6 на кільце 12, що призводитиме до стиснення пружини 13 (див. рис. 2 та 5) та подальшого переміщення кульок 6 по пазах 5 та 3 всередину отвору 9 веденої півмуфти 2 (справа-наліво). Отвір 9 глухий, його розточено таким чином, що діаметр D_1 більший за діаметр D_2 вершин кульок 6, встановлених у пазах 5. При виході кульок за межі торця 11 відбувається розмикання їх контакту з пазами

3 і ведуча півмуфта 1 почне разом з кульками 6 вільно обертатись, розмикаючи кінематичний ланцюг і унеможливаючи перевантаження – муфта реалізуватиме свою запобіжну функцію. Втулка 15 (див. рис. 2, рис. 6) служить корпусом для пружини 8 та містить виступи 16, які входять у відкриті пази 3 над кульками, унеможливаючи їх витискання відцентровою силою в верхню частину цих пазів при спрацьовуванні запобіжної частини муфти. Фактично при спрацьовуванні муфти в обох напрямках кульки переміщуватимуться по внутрішній поверхні виступів 16, притиснені до них відцентровою силою. Регулювання моменту спрацьовування муфти здійснюється зміною осевого зусилля тиску пружини 13 (див. рис. 4) шляхом підбору товщини кришки 14 чи постановкою під неї прокладок потрібного розміру.

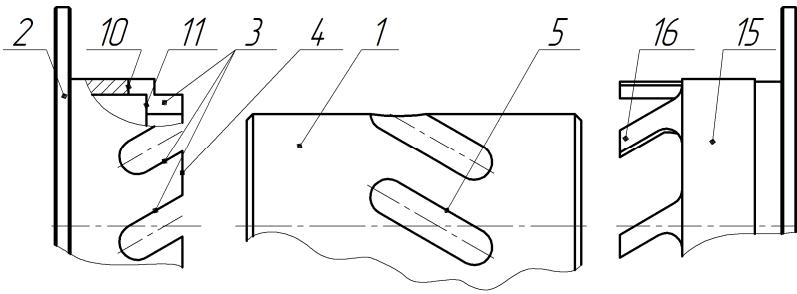


Рис. 6. Конструкція основних деталей муфти

З метою визначення навантажувальної здатності муфти, а саме величини моменту, який вона здатна передати в період усталеної роботи, коли кульки знаходяться в контакті з обома пазами 3, 5 та кільцем 12, що взаємно нерухомі під час її обертання (див. рис. 4), складемо та проаналізуємо силову схему кульки, що встановлена в муфті на етапах стабільної роботи (рис. 7) і початку спрацьовування (рис. 8). Приймаємо припущення:

- кути нахилу протилежно похилих пазів 3 і 5 до осі у ведучій та веденій півмуфтах різні між собою по модулю і дорівнюють α_1 та α_2 ;
- деформації елементів півмуфти малі і суттєво не впливають на їх геометрію, а навантаження між кульками розподіляється рівномірно;
- навантаження до кульок прикладається в площині їх центрів;
- при спрацьовуванні муфти кульки не обертаються;

на початку спрацьовування муфти сила тиску пружини дорівнює величині сили її тиску при передаванні номінального моменту, а в процесі спрацьовування їх жорсткість не змінюється.

При передаванні номінального моменту T кожна кулька знаходиться в рівновазі під дією збіжної системи сил (див. рис. 7), умова якої записується у векторному вигляді:

$$\overrightarrow{F_{N1}} + \overrightarrow{F_{N2}} + \overrightarrow{F_{N3}} = 0, \quad (1)$$

де $\overrightarrow{F_{N1}}$ та $\overrightarrow{F_{N2}}$ – сили нормального тиску на кульку, бічних поверхонь пазів 5 та 3, що визначаються як $F_{Ni} = F_{ti} / \cos \alpha_i$, де $i = 1, 2$; $\overrightarrow{F_{N3}} = \overrightarrow{F'_{np}}$ – сила нормального тиску на кульку поверхні кільця 12, що еквівалентна силі тиску на кільце пружини 13 (див. рис. 2) під час її початкового затягування.

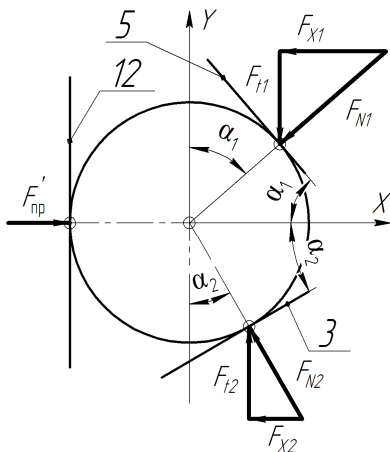


Рис. 7. Силовая схема кульки при роботі муфти в усталеному режимі

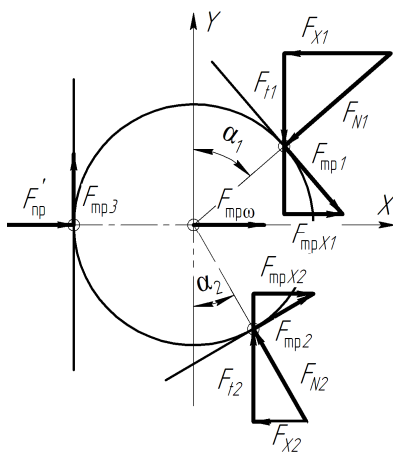


Рис. 8. Силовая схема кульки на початку роботи муфти в режимі перевантаження

В проекціях на вісь X вираз (1) дає співвідношення:

$$F'_{np} = F_{X1} + F_{X2}. \quad (2)$$

Рівняння (2) після підстановки відповідних значень набуде вигляду:

$$F'_{np} = F_t \operatorname{tg} \alpha_1 + F_t \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{2T}{zD} (\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2), \quad (3)$$

де $F_t = 2T / zD$ – колова сила, що діє на одну кульку від обертального моменту T ; D – діаметр кола розташування центрів кульок; $F'_{np} = F_{np} / z$ – частина повної сили пружини, що припадає на одну кульку; z – кількість кульок у муфті.

Зі співвідношення (3) можна отримати вираз для номінального моменту, який здатна передати муфта

$$T = \frac{DF_{np}}{2(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2)}. \quad (4)$$

Для отримання виразу, що описує залежність моменту початку спрацювання муфти T_{cn} від конструктивних параметрів, розглянемо силову взаємодію її елементів у режимі перевантаження. На початку спрацювання (див. рис. 8) кульки починають рухатись відносно пазів 3 і 5 та кільця 12, ковзаючи по них. При цьому умова рівноваги в проекції на вісь X

$$F_{X1} + F_{X2} = F'_{np} + F_{tp1X} + F_{tp2X} + F_{tp\omega}, \quad (5)$$

де $F_{tp1X} = F_{tp2X} = F_{Ni} f \cos\alpha_i = 2T / zDf$ – сила тертя на поверхні пазів 3 та 5; $F_{tp\omega} = m_k \omega^2 Df$ – сила тертя кульки масою m_k по внутрішній поверхні виступу 16 (в результаті дії відцентрової сили); ω – кутова швидкість обертання муфти; f – коефіцієнт тертя ковзання (f – середній, f_n – мінімальний, f_m – максимальний).

З урахуванням (5) можна скласти рівність:

$$\frac{2T_{cn}}{zD} (\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2) = \frac{2T}{zD} (\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2) + \frac{4T}{zD} f + m_k \omega^2 Df. \quad (6)$$

З виразу (6) отримаємо співвідношення для моменту, при якому почнеться спрацювання муфти:

$$T_{cn} = T + \frac{2Tf}{(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2)} + \frac{zm_k \omega^2 D^2 f}{2(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2)} + T_{tpk}, \quad (7)$$

де $T_{tpk} = 0,5zF_{tp3}D = 0,5zF'_{np}fD = 0,5F_{np}fD$ – момент від сил тертя ковзання кульок по кільцю 12.

На основі співвідношення (7) вирази для моменту спрацювання муфти можна подати у наступних формах, що зручні для подальшого аналізу процесів її функціонування:

$$T_{cn} = \frac{DF_{np}}{2(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2)} \left[1 + \frac{2f}{(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2)} + \frac{zm_k \omega^2 Df}{F_{np}} + f(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2) \right]; \quad (8)$$

$$T_{\text{сп}} = \frac{DF_{\text{пр}}}{2(\text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2)} \left(f \left[\frac{2}{\text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2} + \frac{zm_{\kappa}\omega^2 D}{F_{\text{пр}}} + \text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2 \right] + 1 \right). \quad (9)$$

Завершення спрацьовування муфти в режимі перевантаження (тобто повне роз'єднання кінців валів) починається (рис. 9, а) в положенні II, куди кулька, деформуючи пружину на величину λ_0 переміститься з положення I, і опиниться на краю паза 3 у місці його перетину зі внутрішнім торцем 11 (точка B).

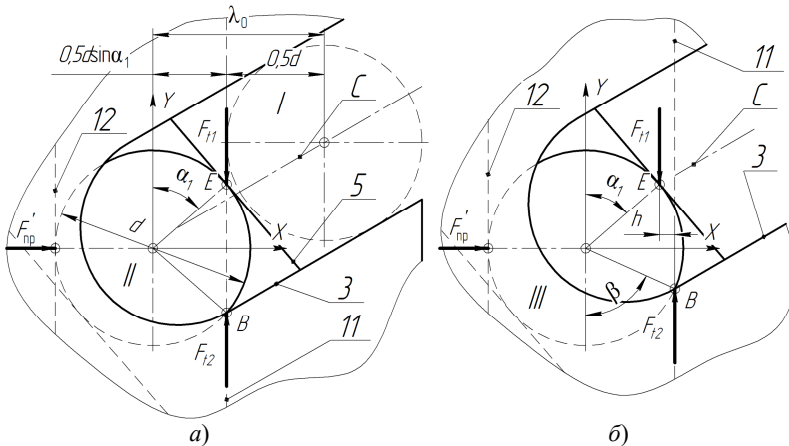


Рис. 9. Схема силової взаємодії кульки з пазами півмуфт наприкінці спрацьовування муфти в режимі перевантаження (сили тертя умовно не показані)

Положення II – це останній момент, коли лінії дії колових зусиль F_{12} і F_{11} співпадають (точки B і E їх прикладення знаходяться на одній прямій), а відтак не створюють пари сил. При подальшому переміщенні кульки в положення III (рис. 9, б), лінії прикладення колових зусиль F_{12} і F_{11} стануть паралельними і на плечі h утворять пару сил, момент якої перекидатиме кульку навколо точки B (проти годинникової стрілки, див. рис. 9, б), заштовхуючи в зазор між торцем 11 і кільцем 12.

При переході кульки (діаметром d) з положення I у положення II вона зазнає переміщення λ_0 вздовж осі X, а пружина, відтак, аналогічної деформації

$$\lambda_0 = 0,5d\sin\alpha_1 + 0,5d = 0,5d(\sin\alpha_1 + 1). \quad (10)$$

При цьому максимальний момент кінця спрацьовування муфти в режимі перевантаження (цей момент буде максимальним, переданим на частину приводу, що захищається муфтою) обчислюватиметься за виразом

$$T_{\max} = \frac{D(F_{\text{пр}} + C_{\text{пр}}\lambda_0)}{2(\text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2)} \times \left(f \left[\frac{2}{\text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2} + \frac{zm_{\kappa}\omega^2 D}{(F_{\text{пр}} + C_{\text{пр}}\lambda_0)} + \text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2 \right] + 1 \right). \quad (11)$$

Знаючи вирази для номінального (4), та моментів початку (8), (9) та кінця (11) спрацьовування муфти можна отримати співвідношення для обчислення основних експлуатаційних характеристик її запобіжної частини, а саме: коефіцієнтів перевищення номінального моменту $k_{\text{сп}}$, точності спрацьовування γ_{τ} та чутливості γ_{χ} [9, 10]:

$$k_{\text{сп}} = \frac{T_{\text{сп}}}{T} = f \left[\frac{2}{\text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2} + \frac{zm_{\kappa}\omega^2 D}{F_{\text{пр}}} + \text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2 \right] + 1; \quad (12)$$

$$\gamma_{\tau} = \frac{T_{\text{сп max}}}{T_{\text{сп min}}} = \frac{f_m \left[\frac{2}{\text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2} + \frac{zm_{\kappa}\omega^2 D}{F_{\text{пр}}} + \text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2 \right] + 1}{f_n \left[\frac{2}{\text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2} + \frac{zm_{\kappa}\omega^2 D}{F_{\text{пр}}} + \text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2 \right] + 1}; \quad (13)$$

$$\gamma_{\chi} = \frac{T_{\text{сп}}}{T_{\max}} = \frac{F_{\text{пр}} \left(f \left[\frac{2}{\text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2} + \frac{zm_{\kappa}\omega^2 D}{F_{\text{пр}}} + \text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2 \right] + 1 \right)}{\{F_{\text{пр}} + C_{\text{пр}}\lambda_0\} \left(f \left[\frac{2}{\text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2} + \frac{zm_{\kappa}\omega^2 D}{(F_{\text{пр}} + C_{\text{пр}}\lambda_0)} + \text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2 \right] + 1 \right)}. \quad (14)$$

З метою аналізу отриманих результатів промодельовані можливі варіанти конструктивного виконання муфт для вихідних даних: діаметр по центру кульок $D = 58$ мм, діаметр кульки $d = 9,128$ мм (кульки передбачено застосовувати від стандартного підшипника 815), кількість кульок $z = 8$, кути нахилу пазів, $\alpha_1 = 10 \dots 80^\circ$, $\alpha_2 = 5^\circ$ частота обертання муфти $n = 1500$ хв⁻¹, коефіцієнти тертя: $f = 0,1$, $f_m = 0,15$, $f_n = 0,05$, початкове зусилля тиску пружини $F_{\text{пр}} = 100$ Н, жорсткість пружини $C_{\text{пр}} = 20$ Н/мм (рис. 10, а, б).

Побудовані графіки ілюструють вплив величини кута нахилу пазів α_1 (див. рис. 10, *а*) на характерні моменти муфти (4), (8), (11) та коефіцієнти (12), (13), (14) (див. рис. 10, *б*), що характеризують її експлуатаційні властивості. Їх аналіз демонструє, що з точки зору збільшення навантажувальної здатності муфти пази вигідніше виконувати під меншими кутами, зокрема при зменшенні кута α_1 з 40° до 10° , навантажувальна здатність муфти (номінальний момент T) збільшується практично в 3,5 рази (з 3,13 Н·м до 10,99 Н·м). При цьому дещо збільшується коефіцієнт точності γ_T (на 22 % з 1,29 до 1,58), коефіцієнт перевищення номінального моменту $k_{\text{сп}}$ (на 35 % з 1,34 до 1,82), але чутливість муфти до перевантажень підвищується - коефіцієнт чутливості $\gamma_{\text{ч}}$ збільшується на 19,5 % (з 0,41 до 0,49). Рівень коефіцієнтів точності спрацьовування, перевищення номінального моменту та чутливості відповідає поширеним конструкціям муфт [3, 4, 7, 9].

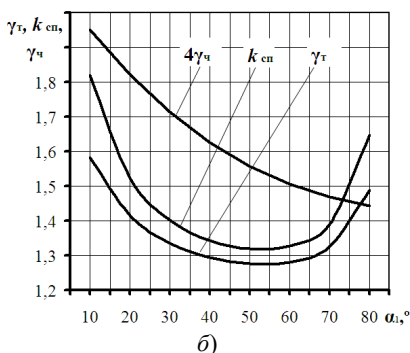
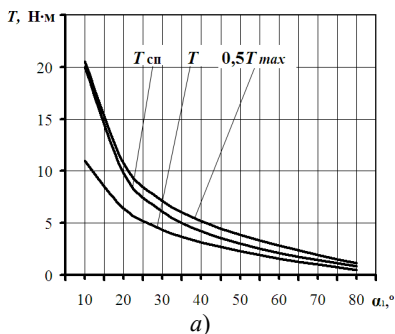


Рис. 10. Вплив кута нахилу пазів півмуфт: *а*) – на навантажувальну здатність; *б*) – коефіцієнти точності спрацьовування, перевищення номінального моменту та чутливості

Висновки:

розроблено нову конструкцію кулькової обгінно-запобіжної муфти, що працює за принципом зачеплення, де обгінна та запобіжна частини муфти є конструктивно взаємно інтегрованими. За рахунок цього муфта компактна і може бути встановлена в приводі механічного наддуву дизельних двигунів;

отримані вирази для обчислення обертальних моментів муфти у випадку різних кутів нахилу її пазів до осі – номінального, початку та кінця спрацьовування, на базі яких отримано співвідношення для оцінки основних експлуатаційних її характеристик при роботі в режимі перевантаження;

показано, що з метою збільшення навантажувальної здатності муфти пази вигідніше виконувати під меншими кутами, так, при зменшенні кута нахилу пазів до осі муфти з 40° до 10° , навантажувальна здатність муфти збільшується практично в 3,5 рази. За рахунок цього збільшуються також коефіцієнт точності (на 22 %), коефіцієнт перевищення номінального моменту (на 35 %) та коефіцієнт чутливості (на 19,5 %).

ЛІТЕРАТУРА
REFERENCES

1. Electro-Motive 710G Series Turbocharged Power Products Engines (2002). – 540 p.
2. Детали машин / Н.А. Бильдюк, С.И. Каратушин, Г.Д. Малышев и др. / под ред. В.Н. Ражикова. – Санкт-Петербург: Политехника, 2015. – 694 с.
3. Нові муфти механічних приводів машин / В.О. Малащенко [та ін.]. – Рівне: НУВГП, 2019. – 189 с.
4. Пружно-запобіжні муфти: конструкції, розрахунок, дослідження / Гевко Б.М. [та ін.]. – Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2019. – 200 с.
5. Кулькові механізми вільного ходу / В.О. Малащенко [та ін.]. – Львів: Новий Світ-2000, 2012. – 212 с.
6. Борис А.О. Покращення ефективності механічних приводів застосуванням кулькових обгінно-запобіжних муфт : дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02. – НУ «Львівська політехніка», 2019. – 170 с.
7. Дубиняк Т.С. Обґрунтування конструкцій та параметрів захисних механізмів гнучких гвинтових конвеєрів: автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.05.05. – ТНТУ ім. І. Пулюя, 2018. – 22 с.

8. Патент МПК F16D 41/06, № 143636. Обгінно-запобіжна муфта. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Малащенко В.О., Проценко В.О. заявка u202000558 від 30.01.2020, опубл. 10.08.2020, Бюл. № 15.

9. Проценко В.О. Вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів запобіжної профільної муфти на її характеристики / В.О. Проценко // Технічні науки та технології. – Чернівці: ЧНТУ, – 2017. – № 1(7). – С. 9 – 15.

10. Малащенко В.О. Дослідження точності фрикційних відцентрових муфт з канатними ланками / В.О. Малащенко, В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії, – 2017. – № 2(17). – Херсон: ХДМА. – С. 161 – 169.

Аннотация – Предложена новая конструкция обгонно-предохранительной муфты для приводов механического надува судовых дизелей, работающей по принципу зацепления, где обгонная и предохранительная части муфты взаимно интегрированы. Получены выражения для вычисления номинального момента муфты, моментов начала и конца ее срабатывания, на базе которых найдены соотношения для оценки основных эксплуатационных характеристик муфты при работе в режиме перегрузки – коэффициентов превышения номинального момента, точности срабатывания и чувствительности.

Анотация – Запропоновано нову конструкцію кулькової обгінно-запобіжної муфти для приводів механічного надуву судових дизелів, що працює за принципом зацеплення, де обгінна та запобіжна частини муфти є конструктивно взаємно інтегрованими. Отримані вирази для обчислення номінального моменту муфти, моментів початку та кінця її спрацьовування, на базі яких отримано співвідношення для оцінки основних експлуатаційних характеристик муфти при роботі в режимі перевантаження – коефіцієнтів перевищення номінального моменту, точності спрацьовування та чутливості.

Annotation – Article deals with marine diesels mechanical charging driving protecting problem. On the base of marine diesel EMD 710G over-running clutch construction analysis its disadvantages were highlighted. Main of them is the principle of working load transfer by friction forces. That is the reason of clutch skidding in operation and charging efficiency degradation. A new design of the safety-overrunning clutch for marine die-

sels mechanical charging driving, based on the principle of engagement is proposed. In new overrunning-safety clutch construction, which protected by patent, the overrunning and safety parts are mutually integrated. Clutch operations on the overrunning and overload modes are described. On the basis of ball acting forces on steady motion description expressions for its static balance are obtained. Those static balance expressions were the basis for coupling nominal working torque ratios receiving. On the next stage ball forces balance on the overload mode was analyzed. As a result of those stage studies expressions for calculating overload spring deformation, torques of the beginning and ending of its operation are obtained. On the basis of clutch nominal torque, torques of beginning and ending operation the ratios for assessing the main operational characteristics of the coupling when operating in overload mode are obtained - coefficients for exceeding the nominal torque, response accuracy and sensibility.

Trough the numerical modeling it is shown, that to increase clutch nominal torque is expedient to make semi-coupling slots with less tilt angles to coupling axe. When tilt angle α_1 semi-coupling slots to coupling axe is decreasing from 40° to 10° , coupling load capacity increasing totally in 5 times (working torque increasing from 3.13 N·m to 10.99 N·m). Due to the same response accuracy coefficient increasing on 22 % (from 1,29 to 1,58), exceeding the nominal torque coefficient increasing on 35 % (from 1,34 to 1,82), and sensibility coefficient increasing on 19,5 % (from 0.41 to 0.49).

Применение коммутаторов оптических сигналов в судовых системах передачи информации

Рябцов А.В.

НУ "Одесская морская академия", Одесса, Украина

alex.ryabtsov@gmail.com

Application of Optical Switches in ship's data transfer systems

Oleksandr Ryabtsov

NU "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine

alex.ryabtsov@gmail.com

Резюме – Рассмотрены вопросы использования коммутаторов оптических сигналов в судовых автоматизированных системах для повышения помехоустойчивости передаваемой информации.

Проанализированы различные виды дефлекторов, применяемых для коммутации оптических сигналов. Предложены конструкции одиночных и матричных оптических коммутаторов на основе управляемых пьезоэлектрических актуаторов, изготовленных по МЭМС-технологии.

Предложены к применению полностью оптические коммутаторы на основе дефлекторов светового потока. Пучок света, выходя из волоконно-оптической линии связи, отклоняется дефлектором в нужном направлении, и попадает в другой волоконно-оптический канал.

Abstract – The article is devoted to the usage of optical switches in ship's automated systems to increase the noise immunity of transmitted information.

The article discusses various types of deflectors used for optical signals switching. Designs of single and matrix optical switches based on controlled piezoelectric actuators manufactured by MEMS technology are proposed.

DOI: 10.31653/1819-3293-2020-1-26-72-84

В условиях непрерывно растущих требований к эффективности морских перевозок одно из ключевых мест занимают вопросы повышения надежности судовых технических средств. Постоянное возрастание размеров судов неизбежно вызывает удлинение необходимых линий связи между судовыми системами управления, а насыщенность современных судов мощным электрооборудованием обуславливает рост всех видов электромагнитных помех и наводок на информационные сигналы, передаваемые по судовым линиям связи.

С учетом повсеместного внедрения судовых автоматизированных систем управления приходится уделять особое внимание вопросам существенного повышения помехоустойчивости при передаче больших объемов информации между всеми судовыми системами.

В этих условиях рост требований к надежности и помехоустойчивости линий связи для интегрированных судовых систем становится одной из первоочередных задач. Энерговооруженность современных судов может достигать нескольких киловатт на тонну водоизмещения, при этом уровень электромагнитных помех в судовых линиях связи может превышать сотни милливольт. В таких условиях традиционные методы защиты от помех, такие, как повышение мощности сигнала, различные виды частотной и фазовой фильтрации, экранирование кабелей и прочие привычные меры, становятся уже неэффективными.

Решением данной проблемы стало применение на судах волоконно-оптических линий связи (ВОЛС), которые, по определению, должны обеспечивать независимость передаваемых сигналов от внешних электромагнитных помех за счет переноса информационного спектра в значительно более высокую частотную область. Использование оптоволокна, по которому информация распространяется не в виде импульсов электрического тока, а в виде модулированных импульсов света, теоретически позволяет полностью исключить влияние судовых электромагнитных помех любого рода на передаваемую информацию. Такие системы уже нашли широкое применение на специализированных судах и, в частности, в системах динамического позиционирования, для обмена информацией между оборудованием, расположенным в машинном отделении, и управляющими контроллерами, обычно расположенными в надстройке.

Такое техническое решение в свое время стало техническим прорывом и позволило существенно увеличить помехоустойчивость передачи, однако проблему полного исключения влияния помех на процесс обмена информацией окончательно не решило. Это связано с тем, что помехоустойчивость увеличилась лишь у некоторого участка на общей протяженности судовых линий связи. Прочие участки судо-

вых коммуникаций, где ВОЛС не использовались, по-прежнему остались проводными, и также как и раньше подвергаются действию помех. Напрашивающееся решение использовать оптоволоконную оптику на всей протяженности судовых линий связи чаще всего отвергается производителями судовых систем как из-за высокой стоимости, так и из-за технологических сложностей с коммутацией оптических сигналов. Такая ситуация сохраняется на протяжении уже трех десятилетий.

Как известно, основным достоинством оптоволоконных сетей является практически неограниченная пропускная способность. На практике это означает возможность многократного увеличения объема информации, передаваемой по оптоволоконным каналам связи. При этом надежность и долговечность оптических кабелей сравнима с лучшими образцами проводных каналов связи, а их стоимость падает с каждым годом даже быстрее, чем стоимость оконечного оборудования.

Сейчас большинство коммутируемых оптических систем передачи информации выполнены по гибридному (гетерогенному) принципу. Они включают в себя волоконно-оптические каналы и оптико-электронно-оптические коммутаторы (ОЕО, optical-electro-optical).

В таких системах информация, получаемая в виде выходного электрического сигнала датчиков или органов управления, сначала преобразуется светодиодами или полупроводниковыми лазерами в оптическое излучение. Затем передается в виде световых волн по оптическому кабелю до ближайшего коммутатора, где преобразуется при помощи электронных элементов обратно в электрический ток, обрабатывается и коммутируется электронными устройствами по заданному алгоритму. Выходные электрические сигналы ОЕО коммутатора преобразуются его электронными элементами снова в световой поток.

При преобразовании вида сигнала из оптического в электронный, и обратно, всегда происходит его искажение. Следовательно, в системе неизбежно происходит потеря передаваемой информации. К тому же скорость переключения электронного коммутатора значительно ниже скорости распространения оптического сигнала в ВОЛС. Еще десять лет назад эти потери быстродействия были незаметны, но теперь они могут стать критическими. Серьезный прорыв был возможен только при исключении многоступенчатого оптико-электро-оптического преобразования, для чего необходимо было сделать сеть полностью оптической.

Прогресс наметился лишь после появления так называемых полностью оптических коммутаторов (ПОК или АО, all-optical), которые ак-

тивно разрабатывались в последние годы. ПОК получают световые импульсы из входящих оптоволоконных кабелей и перенаправляют их на выход с помощью дефлекторов, отклоняющих световой поток, без преобразования оптических сигналов в электронные. Для коммутации оптических сигналов используются дефлекторы излучения, основанные на различных физических принципах. Наиболее часто встречаются матричные коммутаторы, состоящие из подвижных управляемых микроскопических зеркал, изготовленных по МЭМС-технологии. Пучок света, выходя из ВОЛС, падает на одно из зеркал и, отражаясь в нужном направлении, попадает в другой волоконно-оптический канал. При таком варианте искажение сигнала и время задержки несопоставимо малы по сравнению с гетерогенными системами передачи. Скорость коммутации в полностью оптической системе составляет 0,5 миллисекунд, что примерно на порядок меньше, чем в электронных устройствах. На конференции Lucent Technologies была продемонстрирована матрица для оптического коммутатора размером 256x256 зеркал, каждое диаметром полмиллиметра, благодаря которой, пропускная способность выросла до 10 терабит в секунду. Кроме Lucent к разработке ПОК приступили компании Alcatel, Marconi Communications, Nortel Networks, NEC, Siena, Sycamore Networks, Tellium и другие.

Основой таких коммутаторов являются микроминиатюрные зеркала, изготовленные с высочайшим оптическим качеством, что включает в себя, прежде всего, отражательную способность, близкую к 100 %, малую дисперсию и аберрацию. Эти зеркала передвигаются или вращаются с помощью актуаторов-приводов. Основным критерием при выборе типа актуатора является максимальное быстродействие при минимальной потребляемой мощности. К таким актуаторам можно отнести, например, широко известные оптические гальванометры, применяемые в светолучевых осциллографах, ставших классикой измерительной техники. Широкое разнообразие физических принципов, на которых может быть основано действие актуатора, позволяет выбрать среди них наиболее оптимальный по заданным критериям.

Кроме гальванических актуаторов в ПОК могут быть использованы электростатические, электромагнитные и магнитоэлектрические, пьезоэлектрические, магнитострикционные и даже пневматические приводы.

Особого внимания заслуживают пьезоэлектрические актуаторы, к достоинствам которых относят твердость и монолитность, обеспечивающие высокую надежность и долговечность, а также очень высокое входное сопротивление, что позволяет свести практически к ну-

лю входные токи и, соответственно, потребляемую коммутатором мощность.

Примером простейшего пьезоэлектрического актуатора для зеркала ПОК может служить изгибная биморфная пьезоэлектрическая пластина 1 (рис. 1), состоящая из двух жестко скрепленных между собой поперечно поляризованных пьезоэлементов.

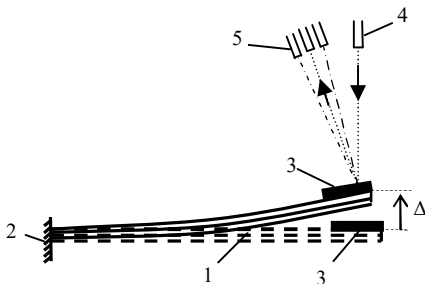


Рис. 1. Конструкция ПОК на основе плоского биморфного пьезоэлектрического актуатора

Один конец изгибного биморфа 1 жестко закреплен в неподвижном основании 2, а на другом, свободном конце биморфной пластины закреплено миниатюрное зеркало 3. Под действием постоянного напряжения, приложенного к обкладкам пьезоэлементов, они оба изменят свои линейные размеры: один – в сторону увеличения, а второй – в сторону уменьшения. Суммарное действие приложенного напряжения вызовет изгибную деформацию в биморфной пластине, а величина изгиба Δ будет пропорциональной приложенному управляющему напряжению $U_{упр}$. При этом величина изгиба Δ биморфной пластины 1 [1]

$$\Delta = k_{op} \cdot B \cdot U_{упр},$$

где k_{op} – электромеханический коэффициент; B – коэффициент анизотропии; $U_{упр}$ – управляющее напряжение.

Зеркало 3 отражает световой луч, падающий из входного световода 4. Изгиб биморфа 1 приводит к повороту зеркала 3 на определенный угол. Это позволяет перенаправлять отраженный световой поток, поступающий из входного световода 4, в любой из нескольких выходных световодов 5. При этом образуется простейший коммутатор структуры «1 × n», позволяющий осуществлять поочередную коммутацию нескольких оптических каналов.

При очевидных достоинствах, заключающихся в простоте и функциональности, такой простейший оптический коммутатор имеет один важный недостаток. Его изгиб осуществляется в одной плоскости, что не позволяет реализовать на одном биморфе оптический коммутатор объемной структуры $n \times m$, где n и m – число входных и выходных каналов. При параллельном расположении нескольких плоских биморфных актуаторов конструкция получается весьма громоздкой, а также динамически чувствительной.

Устройство и принцип работы актуаторов на основе плоских биморфных пластин, их достоинства и недостатки рассмотрены в работе [1], где также намечены пути совершенствования ПОК на основе простейших плоских актуаторов.

Одним из перспективных направлений является использование актуаторов пространственных оптических коммутационных устройств на основе сканирующих пьезоэлектрических элементов, созданных с помощью МЭМС-технологий. Так, например, технология производства трубчатых пьезоэлектрических элементов (ТПЭ) с успехом применяющаяся в электронной микроскопии [2], может быть использована в новом качестве в многоканальных оптических коммутаторах.

Основным достоинством ТПЭ (рис. 2) является возможность получения изгибных пространственных деформаций в двух координатах при относительно небольших управляющих напряжениях. ТПЭ представляют собой тонкостенные полые цилиндры 1 из титаната бария (ТБК) или цирконата титаната свинца (ЦТС-19) с линейными размерами порядка 12 – 18 мм и диаметром 0,8 – 1,5 мм, на внешнюю и внутреннюю поверхности которых методом напыления нанесены электроды 2 с проволочными или ленточными выводами 3 для подключения ТПЭ к схеме управления. Электрод на внутренней поверхности ТПЭ обычно выполняется сплошным, а внешний электрод продольно разделен на четыре части по-квадрантно (см. рис. 2).

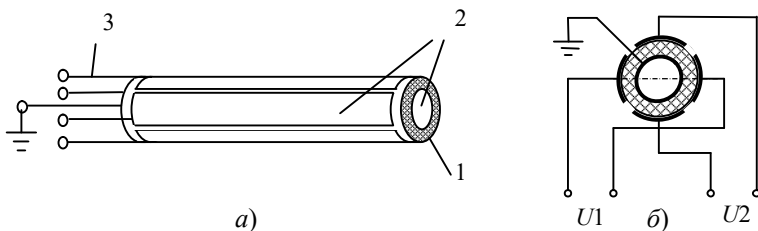


Рис. 2. Трубчатый пьезоэлемент (а) и схема подключения его электродов (б):
1 – трубчатый элемент; 2 – плоские электроды; 3 – выводы

Под действием напряжения, приложенного к электродам, пьезоэлемент изменяет свои геометрические размеры. Механическое напряжение, возникающее в ТПЭ вследствие обратного пьезоэффекта может быть описано в общем виде уравнением [2]:

$$u_{ij} = d_{ijk} \cdot E_k,$$

где u_{ij} – тензор деформаций; E_k – компоненты электрического поля; d_{ijk} – компоненты тензора пьезоэлектрических коэффициентов. При этом отличными от нуля являются только три коэффициента: d_{33} , d_{31} и d_{15} , характеризующие продольные, поперечные и сдвиговые деформации. Поперечными и сдвиговыми деформациями в ТПЭ в данном случае можно пренебречь. Тогда величина продольной деформации в ТПЭ под действием электрического поля остаточной поляризации может быть представлена в виде:

$$\delta = d_{33} \cdot l_1 \cdot E_{\text{ост}},$$

где l_1 – длина ТПЭ в недеформированном состоянии; $E_{\text{ост}}$ – напряженность поля остаточной поляризации пьезоматериала.

Тогда абсолютное значение продольной деформации ТПЭ

$$\Delta = d_{33} \cdot \frac{l_1}{l_2} U_{\text{упр}},$$

где l_2 – толщина стенки трубки; $U_{\text{упр}}$ – приложенное напряжение управления.

Очевидно, что при одном и том же напряжении $U_{\text{упр}}$ удлинение трубки будет тем больше, чем больше ее длина и чем меньше толщина ее стенки.

Так как вектор поля остаточной поляризации имеет в ТПЭ радиальный характер, то механические деформации на участках, находящихся под диаметрально противоположными электродами, будут иметь противоположные знаки. В этом случае деформация ТПЭ приобретает изгибный характер. Величина углового отклонения конца ТПЭ от продольной оси определяется целым рядом факторов, не всегда поддающихся аналитическому описанию, среди которых следует упомянуть толщину, материал и способ нанесения электродов, жесткость закрепления ТПЭ в корпусе и т.д. В большинстве практических применений ТПЭ величина их изгибного отклонения от продольной оси при вышеуказанных размерах не превышает 3 ... 5 % от линейного размера при напряженностях приложенного электрического поля $E \leq 5 \cdot 10^4$ В/м.

Для использования ТПЭ в качестве мультиплексирующего оптического коммутатора один из концов такого трубчатого пьезоэлемента 1 должен быть консольно закреплен в неподвижном основании 2, как показано на рис. 3.

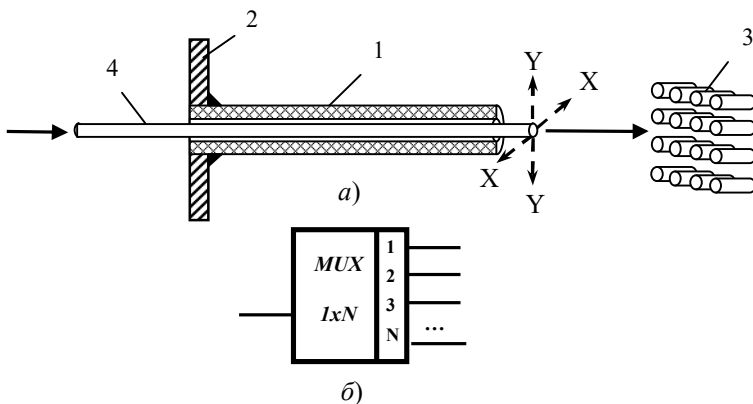


Рис. 3. Оптический мультиплексор на основе ТПЭ: *а* – конструкция; *б* – эквивалентная функциональная схема

Второй конец остается свободным и направляется в сторону пучка выходных световодов, торцы которых, снабженные коллимирующими линзами (на рисунке не показаны), образуют двухкоординатную матрицу 3.

Так как ТПЭ является полым стержнем, то через его центральную ось может быть пропущено одномодовое оптическое волокно 4 без защитных покровов, по которому в коммутатор будут поступать входные оптические сигналы.

Подавая одновременно два управляющих напряжения на противоположные пары электродов ТПЭ, можно изгибать пьезоэлемент в двух координатах, осуществляя сканирование торца входного световода в плоскости выходных портов коммутатора, как показано на рис. 2. Тем самым реализуется возможность пространственной коммутации оптического сигнала путем направления его с помощью ТПЭ в заданный порт. Очевидно, что данная конструкция на основе трубчатого пьезоэлектрического актуатора выполняет функцию мультиплексирующего $(1 \times N)$ коммутатора оптических сигналов. Инвертируя оптические входы и выходы можно получить демультиплексирующий оптический коммутатор $(N \times 1)$ без изменения конструкции устройства.

Дальнейшее развитие предложенной конструкции позволяет реализовать полнофункциональный сканирующий оптический коммутатор матричной структуры $(N \times M)$, позволяющий обеспечить любой заданный алгоритм коммутации, на основе двух ТПЭ с отрезком световода, выполняющим функцию подвижного оптического патч-корда (рис. 4).

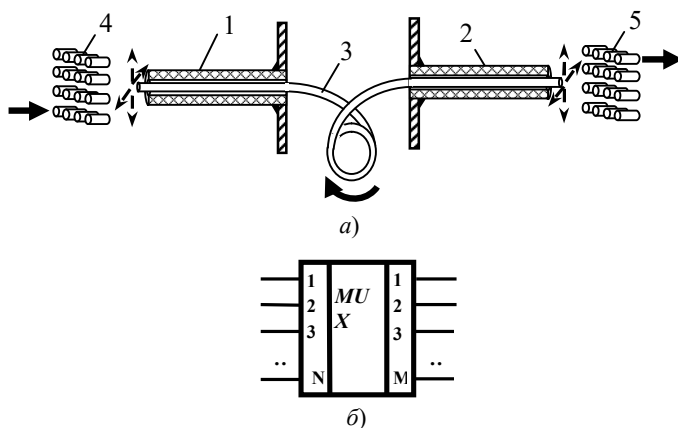


Рис. 4. Полнофункциональный ПОК на основе двух ТПЭ: *а* – конструкция; *б* – эквивалентная функциональная схема

Однако очевидный недостаток таких сборных конструкций – технологическая сложность в массовом производстве, обусловленная необходимостью обеспечения общей надежности и стабильности механических характеристик устройства в целом.

Гораздо эффективнее использовать в качестве сканирующего актуатора для оптического коммутатора не сборное изделие на основе ТПЭ, а монолитный пьезоэлемент из оптически прозрачного материала. Широко применяемые в технике кристаллы естественного кварца обладают великолепной прозрачностью, но весьма дороги. Поэтому в настоящее время в электрооптических устройствах получили распространение такие искусственные прозрачные пьезоматериалы как ниобат лития [3].

Основой монолитного сканирующего коммутатора является цилиндрический стержень 1 из прозрачного пьезоэлектрического материала, центрально закрепленный в неподвижном основании 2 (рис. 5).

Нанеся электроды на внешнюю поверхность прозрачного пьезоэлемента и прикладывая к ним два управляющих напряжения, можно осуществлять пространственную оптическую коммутацию по любому заданному алгоритму.

Основными достоинствами сканера, выполненного из монолитного прозрачного пьезокристалла, являются простота, технологичность и надежность конструкции. Кроме того улучшаются точность и по-

вторяемость позиционирования, временная и температурная стабильность параметров, уменьшаются значения гистерезиса и дрейфа вследствие остаточных пластических деформаций пьезоэлемента.

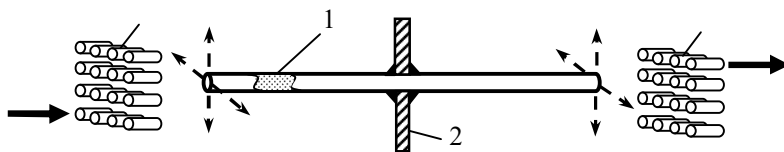


Рис. 5. Полнофункциональный ПЭК на основе кристалла ниобата лития

Уменьшение температурных флуктуаций угла отклонения актуатора обеспечивается выбором материалов с минимально возможным температурным коэффициентом линейного расширения, который, в частности для пьезокерамики ЦТС-19, составляет $6 \cdot 10^{-6} \dots 1,2 \cdot 10^{-7} \text{ K}^{-1}$ [4]. Можно предложить также термостатирование всей конструкции коммутатора. Кроме того термостабильность актуатора можно повысить путем введения в конструкцию сканера или его держателя элементов, измеряющих и компенсирующих тепловые деформации, например, как предложено в работе [5].

Быстродействие коммутатора в значительной мере зависит от фазочастотных характеристик пьезоэлектрического актуатора. Консольное закрепление сканирующего пьезоэлемента предполагает наличие в характеристике резонансных пиков, что требует снижения рабочей частоты переключения коммутатора ниже частоты основного резонанса. Таким образом, быстродействие коммутатора будет определяться в основном линейными размерами актуатора и ограничиваться его нижней резонансной частотой.

Размеры актуатора определяют также долговременную стабильность параметров коммутатора. При больших (свыше $5 \cdot 10^4 \text{ В/м}$) напряженностях приложенного электрического поля в пьезокерамике появляются признаки переполяризации, что приводит к постепенному ухудшению точности позиционирования сканера из-за снижения коэффициента пьезочувствительности материала. Простое снижения величины управляющего напряжения в данном случае неприемлемо, так как при этом уменьшается диапазон сканирования по обеим координатам, а, следовательно, и максимально достижимая размерность оптического коммутатора. Решение этой проблемы лежит в использовании сканирующих актуаторов, выполненных из недавно созданных композитных материалов, в частности, из неполярных полимеров на

основе диблоков полистирена, в которых обратный пьезоэффект проявляется в десятки раз сильнее, чем во всех известных естественных пьезокристаллах и искусственных пьезокерамиках [6]. Это позволит в десятки раз снизить размеры актуаторов при сохранении прежних величин его угловых отклонений, тем самым увеличив на порядок быстроедействие оптических коммутаторов.

Рассмотренные конструкции пьезоэлектрических коммутаторов оптических сигналов обладают существенными преимуществами перед известными электромеханическими и магнитоэлектрическими отклоняющими системами. К числу достоинств можно отнести малую потребляемая мощность, высокую механическую прочность, надежность и технологичность, а также малые габариты и стоимость.

Таким образом, сканирующие ПОК на основе пьезоэлектрических актуаторов можно с успехом применить для создания надежных и долговечных оптических коммутационных устройств в полностью оптических линиях связи судовых систем передачи информации.

ЛИТЕРАТУРА REFERENCES

1. Гайворонская Г.С., Рябцов А.В. Коммутаторы оптических сигналов // Холодильна техніка і технологія. – 2010. – № 2 (118). – Одеса: ОГАХ. – С. 74 – 82.
2. Неволин В.К. Основы туннельно-зондовой нанотехнологии. – М.: МГИЭТ. – 1996. – 91 с.
3. А. с. СССР № 1136636. Пьезооптическое сканирующее устройство. Авторы: Абрамов Г. А., Джагунов Р.Г., Ковригин В.А., Рябцов А.В., Якубов Р.А. Зарегистрировано 22.09.84.
4. Пьезоэлектронные устройства вычислительной техники, систем контроля и управления: справочник / Р.Г. Джагунов, А.А. Ерофеев. – СПб.: Политехника. – 1994. – 607 с.
5. А. с. СССР № 1645807. Устройство для измерения перемещений. Авторы: Джагунов Р.Г., Рябцов А.В. – Оpubл. 30.04.91. – БИ № 16.
6. Overton G. New polymer from ORNL has 10 times the piezoelectric effect of crystals and ceramics // Laser Focus World. – November 2011. – Volume 47. – Issue 11.

Аннотация – Рассмотрены вопросы использования коммутаторов оптических сигналов в судовых автоматизированных системах для повышения помехоустойчивости передаваемой информации.

Возрастание размеров судов приводит к удлинению линий связи,

что вызывает увеличение в них электромагнитных помех и наводок. Традиционные методы защиты от помех становятся неэффективными. Поэтому на судах применяют ВОЛС, где информация распространяется в виде модулированных импульсов света, что теоретически позволяет исключить влияние помех на передаваемую информацию и повысить помехоустойчивость судовых систем на магистральных участках судовых линий связи. Однако прочие участки судовых коммуникаций остаются проводными, и по-прежнему подвергаются действию помех. Использование ВОЛС на всех участках судовых линий связи пока невозможно из-за высокой стоимости оптоэлектронного коммутационного оборудования, где используется принцип двойного преобразования.

Решение заключается в применении полностью оптических коммутаторов на основе дефлекторов светового потока. Пучок света, выходя из ВОЛС, отклоняется дефлектором в нужном направлении, и попадает в другой волоконно-оптический канал. Скорость коммутации в полностью оптической системе составляет 0,5 миллисекунд, что на порядок меньше, чем в оптоэлектронных устройствах.

Проанализированы различные виды дефлекторов, применяемых для коммутации оптических сигналов. Предложены конструкции одиночных и матричных оптических коммутаторов на основе управляемых пьезоэлектрических актуаторов, изготовленных по МЭМС-технологии.

Анотація – Розглянуті питання використання комутаторів оптичних сигналів в судових автоматизованих системах для підвищення надійності інформації яка передається.

Зростання розмірів судів призводить до подовження ліній зв'язку, що викликає збільшення в них електромагнітних перешкод і наведень. Традиційні методи захисту від перешкод стають неефективними. Тому на судах застосовують ВОЛЗ, де інформація поширюється у вигляді модульованих імпульсів світла, що теоретично дозволяє виключити вплив перешкод на передачу інформацію і підвищити стійкість перед перешкодами судових систем на магістральних ділянках судових ліній зв'язку. Однак інші ділянки судових комунікацій залишаються провідними, і як і раніше піддаються дії перешкод. Використання ВОЛЗ на всіх ділянках судових ліній зв'язку поки неможливо через високу вартість оптоелектронного комутаційного обладнання, де використовується принцип подвійного перетворення.

Рішення полягає в застосуванні повністю оптичних комутаторів на основі дефлекторів світлового потоку. Пучок світла, виходячи з

ВОЛЗ, відхиляється дефлектором в потрібному напрямку, і потрапляє в інший волоконно-оптичний канал. Швидкість комутації в повністтю оптичній системі становить 0,5 мілісекунд, що на порядок менше, ніж в оптоелектронних пристроях.

Проаналізовані різні види дефлекторів, що застосовуються для комутації оптичних сигналів. Запропоновано конструкції одиночних і матричних оптичних комутаторів на основі керованих п'єзоелектричних актуаторів, виготовлених за MEMS-технологією.

Annotation – The article is devoted to the usage of optical switches in ship's automated systems to increase the noise immunity of transmitted information.

Ship's sizes enlargement leads to the lengthening of communication lines. This causes the increase of noises and electromagnetic interference to the signals in cable lines. Traditional methods of interference protection are becoming ineffective. Therefore, fiber-optic communication lines (FOCL) are used onboard the ships, where information is distributed in the form of modulated light pulses. Theoretically it makes possible to eliminate the interference at all. Also it increases the noise immunity of transmitted information in the main communication lines of ship's systems. However, other sections of ship communications remain wired and are still subjected to interference. The usage of FOCL in all sections of ship communication lines is still impossible due to the high cost of optoelectronic switching equipment, where the principle of double conversion is used.

The best solution is an application of All-Optical Switches based on luminous flux deflectors. A beam of light, which is leaving the FOCL, deviates by a deflector in the desired direction, and it enters into another fiber-optic channel. The switching speed in an all-optical system is 0.5 milliseconds, which is less than in known optoelectronic devices.

The article discusses various types of deflectors used for optical signals switching. Designs of single and matrix optical switches based on controlled piezoelectric actuators manufactured by MEMS technology are proposed.

Волоконно-оптический расходомер для судовых информационно-измерительных систем

Сандлер Альберт Кириллович¹, Карпилов Александр Юрьевич²
НУ "Одесская морская академия", Одесса, Украина
albertsand4@gmail.com¹, kau.onma@gmail.com²

Fiber optic flowmeter for ship information and measuring system

Sandler A.¹, Karpilov O.²
NU "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine
albertsand4@gmail.com¹, kau.onma@gmail.com²

Резюме – Разработанное измерительное устройство обеспечивает: компенсацию влияния неконтролируемых эксплуатационных и климатологических факторов на измерительный и дополнительный канал; отсутствие дополнительных механических натяжителей световодов; защищенность чувствительных элементов устройства; постоянность геометрии оптического канала в условиях влияния неконтролируемых эксплуатационных факторов; идентичность расположения основного и дополнительного каналов относительно потока контролируемой жидкости; повышенную чувствительность и точность прибора.

Abstract – The proposed design of the flow meter differs in that the main and control are essentially the same fiber made of sapphire glass, coaxially to which the sensitive fiber is located. The developed measuring device will provide: compensation of the influence of uncontrolled operational and climatological factors on the measuring and additional channel; lack of additional mechanical fiber tensioners; protection of sensitive elements of the device; constancy of the geometry of the optical channel under the influence of uncontrolled operational factors; identity of the location of the main and additional channels with respect to the flow of the controlled liquid; increased sensitivity and accuracy of the device.

DOI: 10.31653/1819-3293-2020-1-26-85-93

Точные и надежные измерители объемных и массовых расходов (расходомеры) широко используются в информационно-измерительных системах судов для транспортировки углеводородов. Основными требованиями, предъявляемыми к расходомерам, являются высокая точность, надежность, долговечность, стойкость к агрессивным средам, экономичность, способность выдавать сигнал в цифровой форме.

К настоящему времени создан широкий спектр типов расходомеров, но многие из них способны измерять только объемный расход, предъявляют специфические требования к параметрам жидкости, обладают небольшим динамическим диапазоном измерения. Большинство расходомеров, позволяющие измерять массовый расход, характеризуются очень сложной механической конструкцией, создают большое гидродинамическое сопротивление потоку. Волоконно-оптические расходомеры, несомненно, обладают неоспоримыми достоинствами и преимуществами: отсутствием электрических токов и напряжений в чувствительной зоне прибора, невосприимчивостью к внешним электромагнитным воздействиям, абсолютной экологической и пожаровзрывобезопасностью.

В то же время удачных схмотехнических решений в области волоконно-оптических расходомеров для контроля легковоспламеняющихся жидкостей до последнего времени не было известно. Таким образом, разработка и исследование нового вихревого волоконно-оптического расходомера являются актуальной научно-технической задачей [1, 2].

Известный волоконно-оптический расходомер, который содержит источник оптического излучения, световод, работающего в многомодовом режиме, фотоприемник, натяжитель световода с опорой и блок обработки информации (рис. 1) [3].

Недостатки устройства, которые обусловлены применением натяжителя многомодового световода:

- малая точность измерения массового расхода;
- наличие одного измерительного канала;
- необходимость постоянного поддержания геометрии измерительного оптического канала в условиях влияния климатических и эксплуатационных факторов;
- натяжитель создает в потоке жидкости дополнительное сопротивление и генерирует в световоде паразитный оптический сигнал;
- отсутствие термокомпенсации влияния контролируемой и окружающей сред;
- сложность замены и очистки световода.

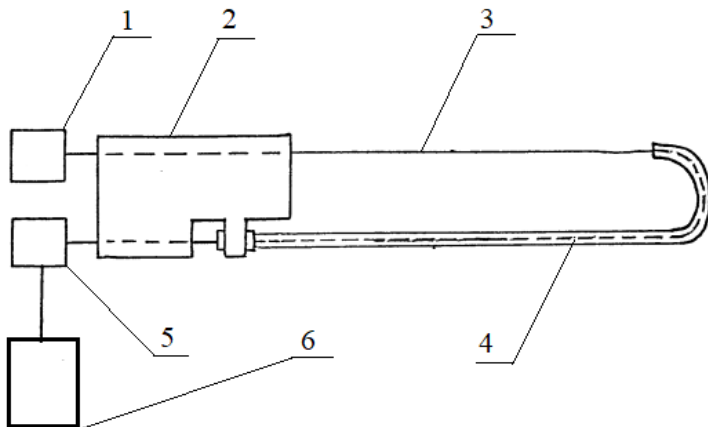


Рис. 1. Вихревой волоконно-оптический расходомер с натяжителем: 1 – источник излучения; 2 – натяжитель; 3 – световод; 4 – опора; 5 – фотоприемник; 6 – блок обработки информации

Более совершенным является вихревой волоконно-оптический расходомер, состоящий из основы, основных и дополнительных источников и приемников излучения, контрольного и основного световода с аэродинамическим профилем, и оптических делителей (рис. 2) [4].

В тоже время возможности устройства серьезно ограничивают особенности, обусловленные расположением измерительного световода с предварительной натяжкой перпендикулярно потоку жидкости, а именно:

необходимость дополнительных мер по защите измерительных световодов от влияния колебательных процессов, генерируемых судовым оборудованием, с частотами близкими к рабочим частотам расходомера;

необходимость тщательного позиционирования основного и контрольного световодов относительно осевой линии потока контролируемой среды для обеспечения идентичности условий для обоих измерительных каналов;

невозможность учета влияния климатических и эксплуатационных факторов на результаты измерения;

отсутствие термокомпенсации влияния контролируемой и окружающей сред;

необходимость наличия дополнительного источника излучения и фотоприемника;

сложность замены и очистки световода.

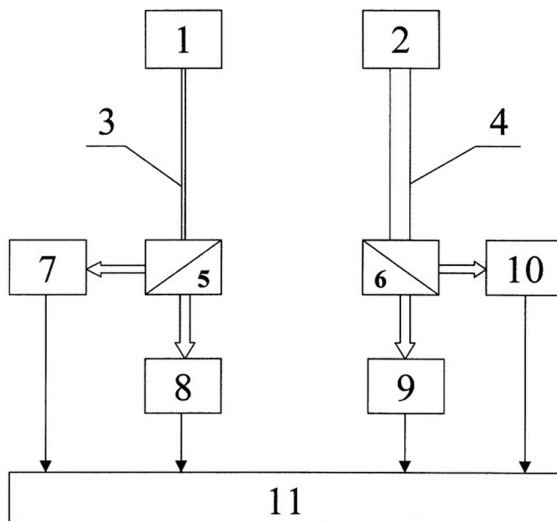


Рис. 2. Вихревой волоконно-оптический расходомер: 1, 2 – одномодовые источники оптического излучения; 3 – основной световод; 4 – контрольный световод; 5, 6 – оптические делители; 7 – 10 – фотоприемники; 11 – блок обработки информации

Анализ конструкций известных расходомеров позволил конкретизировать требования к новому схмотехническому решению измерительного устройства. Для устранения недостатков, присущих [3, 4] в разрабатываемом расходомере:

измерительный и контрольный оптические каналы расположены в идентичных условиях относительно потока контролируемой жидкости;

отсутствуют механические натяжители световодов;

присутствует возможность компенсации колебаний температуры внешней среды;

сохранены надежность, чувствительность и простота схмотехнических решений расходомеров известных типов.

В соответствии с вышеизложенными требованиями разработан модернизированный волоконно-оптический расходомер. Устройство измерителя расхода приведено на рис. 3.

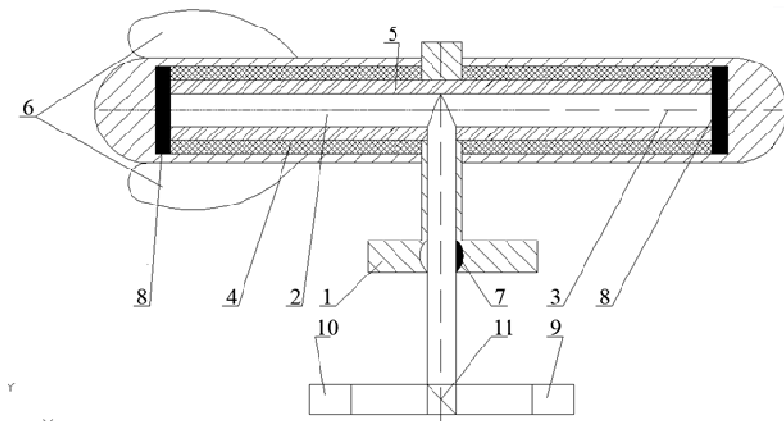


Рис. 3. Волоконно-оптический расходомер для контроля расхода легковоспламеняющихся жидкостей: 1 – основа; 2 – основной световод; 3 – контрольный световод; 4 – оболочка; 5 – чувствительный световод; 6 – профилированные лопасти; 7 – термокомпенсационная биметаллическая пластина; 8 – отражающий слой сапфирового стекла; 9 – источник излучения; 10 – фотоприемник; 11 – мультиплексор/демультиплексор

Для реализации схмотехнического решения применена комбинация оптико-механичных элементов.

В статическом режиме (калибрование при отсутствии потока жидкости) в блоке регистрации фиксируются соответствующие данные и поправки, которые учитывают температуру окружающей среды и потери во всех элементах измерительной системы.

В динамическом режиме (измерение), излучение от источника, через мультиплексор, где происходит распределение по двум длинам волн, поступает в основной и контрольный световоды. После воздействием потока жидкости на профилированные лопасти в основе, и в связанном с нею чувствительном световоде, происходит динамическая деформация сдвига. Эта деформация вызывает аналогичный процесс в коаксиальном чувствительном световоде. В результате кручения световода происходит изменение показателя преломления световода. Происходящие изменения вызывают нарушение условий полного отражения света в световоде и инициируют туннелирование части излучения из основного световода в чувствительный. Таким образом, часть света излучается за пределы основного световода. В дополнительном световоде происходят лишь потери излучения, инициированные влиянием внешних дестабилизирующих факторов [5, 6].

Часть излучения, которое сохраняется в основном и чувствительном световодах отражается от слоя сапфирового стекла и возвращается через демультимплексор к фотоприемнику [7].

После поступления в фотоприемник сигналов от основного и дополнительного световодов они компарируются в блоке обработки. Для компенсации влияния температуры окружающей среды на элементы устройства применяется термокомпенсационная биметаллическая пластина, которая пропорционально температуре, меняет изгиб световода и уменьшает заранее внесенные потери излучения в световоде.

Таким образом, результирующий сигнал будет пропорциональным величине расхода жидкости в трубопроводе с компенсированным влиянием неконтролируемых эксплуатационных факторов.

Предлагаемая конструкция расходомера отличается тем, что основной и контрольный являются по сути одним световодом, изготовленным из сапфирового стекла, коаксиально к которому расположен чувствительный световод. А также в схему измерителя введена термокомпенсационная биметаллическая пластина.

Таким образом, разработанное измерительное устройство обеспечит:

- компенсацию влияния неконтролируемых эксплуатационных и климатологических факторов на измерительный и дополнительный канал;

- отсутствие дополнительных механических натяжителей световодов;

- защищенность чувствительных элементов устройства;

- постоянность геометрии оптического канала в условиях влияния неконтролируемых эксплуатационных факторов;

- идентичность расположения основного и дополнительного каналов относительно потока контролируемой жидкости;

- повышенную чувствительность и точность прибора.

Использование предлагаемого расходомера, в системах контроля грузовых операций с легковоспламеняющимися жидкостями позволит адекватно, достоверно и безопасно оценивать количественные показатели перемещаемого груза.

ЛИТЕРАТУРА REFERENCES

1. Садовников, В. В. Вихревой измеритель расхода жидкости на основе двухканального коаксиального волоконного световода: дис. ...

канд. техн. наук: 05.13.05. – М.: ГТУ, 2002. – 218 с.

2. Кремлевский, П. П. Расходомеры и счетчики количества веществ: Справочник. Книга 1. – 5-е изд. перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2002. – 409 с.

3. UK Patent Application GB 2238380 A. Vortex shedding flowmeter. 29.05.1991.

4. Пат. 2181878 Российская Федерация, МПК G01F1/32. Вихревой волоконно-оптический расходомер / В. И. Бусурин, В. В. Садовников; заявитель и патентообладатель Московский государственный авиационный институт (технический университет). – заявл. 25.12.00; опубл. 24.04.02, Бюл. № 2. – 3 с.

5. Бусурин, В. И., Носов, Ю. Р. Волоконно-оптические датчики: физические основы, вопросы расчета и применения. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 256 с.

6. Сандлер, А. К., Карпилов, А. Ю. Применение волоконно-оптических датчиков в системах автоматического диагностирования судовых газотурбинных установок. // Автоматизация технологичних і бізнес-процесів. – 2019. – Т. 11. – №. 2. – Одесса: ОНАХТ. – С. 46 – 52.

7. Сандлер, А. К. Чувствительный элемент волоконно-оптического акселерометра на основе сапфирового стекла. // IX міжнародна науково-методична конференція "Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика", 05 - 06 листопада 2019 р.: матеріали конференції. – Одеса: НУ "ОМА", – 2019. – С. 27 – 33.

Аннотация – Основными требованиями, предъявляемыми к расходомерам, являются высокая точность, надежность, долговечность, стойкость к агрессивным средам, экономичность, способность выдавать сигнал в цифровой форме. Большинство расходомеров, позволяющие измерять массовый расход, характеризуются очень сложной механической конструкцией, создают большое гидродинамическое сопротивление потоку. Волоконно-оптические расходомеры, несомненно, обладают неоспоримыми достоинствами и преимуществами: отсутствием электрических токов и напряжений в чувствительной зоне прибора, невосприимчивостью к внешним электромагнитным воздействиям, абсолютной экологической и пожаровзрывобезопасностью. В то же время удачных схемотехнических решений в области волоконно-оптических расходомеров для контроля легковоспламеняющихся жидкостей до последнего времени не было известно. Таким образом, разработка и исследование нового вихревого волоконно-оптического расходомера являются актуальной научно-технической задачей. Анализ конструкций известных расходомеров позволил конкретизировать

требования к новому схмотехническому решению измерительного устройства. Предлагаемая конструкция расходомера отличается тем, что основной и контрольный являются по сути одним световодом, изготовленным из сапфирового стекла, коаксиально к которому расположен чувствительный световод. А также в схему измерителя введена термокомпенсационная биметаллическая пластина.

Разработанное измерительное устройство обеспечит: компенсацию влияния неконтролируемых эксплуатационных и климатологических факторов на измерительный и дополнительный канал; отсутствие дополнительных механических натяжителей световодов; защищенность чувствительных элементов устройства; постоянность геометрии оптического канала в условиях влияния неконтролируемых эксплуатационных факторов; идентичность расположения основного и дополнительного каналов относительно потока контролируемой жидкости; повышенную чувствительность и точность прибора.

Использование предлагаемого расходомера, в системах контроля грузовых операций с легковоспламеняющимися жидкостями позволит адекватно, достоверно и безопасно оценивать количественные показатели перемещаемого груза.

Анотація – Основними вимогами, що пред'являються до витратомірів, є висока точність, надійність, довговічність, стійкість до агресивних середовищ, економічність, здатність видавати сигнал в цифровій формі. Більшість витратомірів, що дозволяють вимірювати масову витрату, характеризуються дуже складною механічною конструкцією, що створюють великий гідродинамічний опір потоку. Волоконно-оптичні витратоміри, безсумнівно, мають незаперечні властивості і переваги: відсутність електричних струмів і напруг в чутливій зоні приладу, неприйнятністю до зовнішніх електромагнітних впливів, абсолютну екологічну та пожежевибухонебезпечність. У той же час досконалих схмотехнічних рішень в області волоконно-оптичних витратомірів для контролю рідин, що легко займаються, до останнього часу не було відомо. Таким чином, розробка і дослідження нового вихрового волоконно-оптичного витратоміра є актуальною науково-технічною задачею. Аналіз конструкцій відомих витратомірів дозволив конкретизувати вимоги до нового схмотехнічного рішення вимірювального пристрою. Пропонована конструкція витратоміра відрізняється тим, що основний і контрольний світловоди є по суті одним світловодом, виготовленим з сапфірового скла, коаксіально до якого розташований чутливий світловод. А також в схему вимірювача введена термокомпенсаційних біметалева плас-

тина. Розроблений вимірювальний пристрій забезпечить: компенсацію впливу неконтрольованих експлуатаційних і кліматологічних факторів на вимірювальний і додатковий канал; відсутність додаткових механічних натягувачів світловодів; захищеність чутливих елементів пристрою; постійність геометрії оптичного каналу в умовах впливу неконтрольованих експлуатаційних факторів; ідентичність розташування основного і додаткового каналів відносно потоку контрольованої рідини; підвищену чутливість і точність приладу. Використання пропонованого витратоміра, в системах контролю вантажних операцій з легкозаймистими рідинами дозволить адекватно, достовірно і безпечно оцінювати кількісні показники переміщуваного вантажу.

Annotation – The main requirements for flow meters are high accuracy, reliability, durability, resistance to aggressive media, cost-effectiveness, and the ability to output a signal in digital form. Most flowmeters that allow measuring mass flow are characterized by a very complex mechanical design and create a large hydrodynamic resistance to the flow. Fiber-optic flow meters undoubtedly have indisputable advantages and benefits: the absence of electric currents and voltages in the sensitive area of the device, immunity to external electromagnetic influences, absolute environmental and fire and explosion safety. At the same time, until recently, no successful circuitry solutions in the field of fiber-optic flowmeters for monitoring flammable liquids were known. Thus, the development and research of a new vortex fiber-optic flowmeter is an urgent scientific and technical problem. Analysis of the designs of known flow meters made it possible to specify the requirements for a new circuit design of the measuring device. The proposed design of the flow meter differs in that the main and control are essentially the same fiber made of sapphire glass, coaxially to which the sensitive fiber is located. And also a thermocompensating bimetallic plate is introduced into the meter circuit. The developed measuring device will provide: compensation of the influence of uncontrolled operational and climatological factors on the measuring and additional channel; lack of additional mechanical fiber tensioners; protection of sensitive elements of the device; constancy of the geometry of the optical channel under the influence of uncontrolled operational factors; identity of the location of the main and additional channels with respect to the flow of the controlled liquid; increased sensitivity and accuracy of the device.

The use of the proposed flow meter in the control systems of cargo operations with flammable liquids will make it possible to adequately, reliably and safely assess the quantitative indicators of the transported cargo.

Ограничительные факторы в оценке энергоэффективности судов-толкачей большегрузных составов во внутреннем плавании

Суворов П.С.¹, Тарасенко Т.В.², Залож В.И.³
Дунайская Комиссия, Будапешт, Венгрия¹
Дунайский институт НУ «ОМА», Измаил, Украина^{2,3}
pjotr.suvorov@danubecommission.org¹, sergeysunnysat@gmail.com²,
zalogh@ukr.net³

Restrictive factors in the evaluation of the inland pushers' energy efficiency with heavy convoys

Suvorov P.¹, Tarasenko T.², Zalozh V.³
Danube Commission, Budapest, Hungary¹
Danube Institute of NU "Odessa Maritime Academy", Izmail, Ukraine^{2,3}
pjotr.suvorov@danubecommission.org¹, sergeysunnysat@gmail.com²,
zalogh@ukr.net³

Резюме – Рассмотрена оценка энергоэффективности судов внутреннего плавания с использованием различных подходов к одиночным судам и к судам-толкачам большегрузных составов. Проанализированы данные систематических испытаний судов-толкачей и полученных для них значений индексов энергоэффективности.

Abstract – The issues of energy efficiency assessment for inland navigation vessels and focus on the need to implement different approaches in this context in relation to single vessels against pushers with heavy convoys are considered. The analyses were made for the data of systematic testing of ships and the values of energy efficiency indicators obtained for them according to the methodology applied by IMO for ships in international maritime shipping.

DOI: 10.31653/1819-3293-2020-1-26-94-109

Оценка суммарной (годовой) энергоэффективности судна (или судов) внутреннего плавания на базе общей по смыслу для всех видов транспорта модели, рекомендованной Европейской Экономической Комиссией ООН (ЕЭК ООН, *UNESE*) *For FITS*, предполагает применение показателей:

суммарное потребление топлива за год эксплуатации, т/год;

общие затраты на топливо в год, €/год;

количество перевезенного груза за год эксплуатации, т/год;

себестоимость перевозки груза тонны груза, *SCE (Specific Cost Efficiency)*, €/т;

индекс энергоэффективности *EEI*, $\text{гCO}_2/(\text{т} \cdot \text{км})$, в виде аналогичного операционного индекса *IMO*, т.е. в виде удельной массы вредных выбросов, приведённых к CO_2 , на единицу транспортной работы (тонно-километр, т·км).

Как отмечалось в [1], для одиночных самоходных судов внутреннего плавания, выполняющих стабильные рейсы, можно добиться корректного применения индекса энергоэффективности *EEI*. В то же время, учитывая, что основной объем перевозок по Дунаю осуществляется большегрузными до 15 тыс. т составами, такой подход для судов-толкачей в составе каравана (6 ... 9 единиц самоходных барж), может быть принят только как рамочный с учетом ряда специфических факторов влияния.

Фактор 1: влияние навигационных условий и формы построения состава. Проведенные специальные исследования [2; 4] применения известных методик ИМО к оценке индекса энергоэффективности судов неизбежно сталкиваются с необходимостью принципиального учета проблем, характерных для всех ВВП Европы, прежде всего с высокой чувствительностью к изменению климатических условий, особенно в периоды летне-осеннего мелководья, когда пропускная способность судоходного пути на критических участках реки существенно ухудшается.

Одиночные самоходные суда даже со значительными габаритами (например, «большое европейское судно»: 135 м × 11,4 м) в значительно меньшей степени ощущают такое влияние, в то время как работа толкаемыми составами имеет ряд существенных отличий, связанных с гидродинамическими характеристиками движения состава в стесненном фарватере в условиях постоянно изменяющейся ограниченной глубины со снижением скорости, а также при переформировании (рекомендованном согласно классу водного пути или вынужденного по текущим условиям) составов [1].

В этом контексте движение толкаемого состава следует рассматривать как набор чередующихся производительных и непроизводительных этапов. Суть такого разделения заключается в том, что переформирование состава из-за изменения класса водного пути или применения технологии проводки через критические участки связано со следующими действиями:

- остановка движения всего состава;
- расформирование состава;
- буксировка входящих в состав единиц партиями в меньшем количестве на некоторое расстояние (проводка);
- возвращение толкача за следующей партией плав единиц;
- формирование состава.

В общем случае каждый рейс судна-толкача с толкаемым составом (караваном) самоходных единиц флота может рассматриваться как совокупность указанных этапов (табл. 1). При этом каждый рейс имеет свои особенности, и каждый этап по длительности в процентном отношении ко времени полного рейса варьируется в зависимости от массо-габаритных характеристик барж, входящих в состав каравана, и текущих навигационных условий. Тем не менее, можно оценить наиболее характерное, осредненное распределение этапов, которое и приведено в табл. 1.

Таблица 1

Этапы типового рейса судна-толкача с большегрузным речным составом на дистанции 1460 км

№ п/п	Описание этапа	Транспортная работа $A_{\text{тр}}$, т·км	Удельный эффективный расход топлива $b_{\text{е}}$, кг/(кВт·ч)	Индекс EEI_b , $\text{г}_{\text{CO}_2}/(\text{т} \cdot \text{км})$	Доля в рейсе, %
1	Движение каравана в полном составе	$A_{\text{тр}i} \rightarrow \max$	$b_{\text{е}i} \rightarrow \max$	$EEI_i \rightarrow \min$	65 ... 75
2	Остановка движения	$A_{\text{тр}i} = 0$	$b_{\text{е}i} = 0$	–	2 ... 4
3	Проводка части состава	$0 < A_{\text{тр}i} < \max$	$0 < b_{\text{е}i} < \max$	$0 > EEI_i > \min$	10 ... 15
4	Маневрирование одиночного толкача	$A_{\text{тр}i} \rightarrow 0$	$0 < b_{\text{е}i} < \max$	$EEI_i \rightarrow \max$	2 ... 4

Таким образом, очевидно, что в различных навигационных условиях 35 ... 25 % рейса большегрузного каравана транспортная работа

не выполняется. В то же время периоды движения толкача с толкаемым составом отличаются большей энергоэффективностью по сравнению с одиночными самоходными судами, выполняющими при этом меньшую транспортную работу, оцениваемую в тонно-километрах.

Приведенное распределение этапов характерно для любого состава, вне зависимости, рассматривается ли состав из условно стандартизованных по характеристикам барж или же из реальных барж существующего европейского парка. В то же время в пределах рекомендованных габаритов для каждого класса дистанции реки при постоянной массе состава оптимизацией построения состава из реальных барж в текущих условиях достигается повышение энергоэффективности на 5 ... 7 % [2].

Данный вывод получен на основании результатов проведенных систематических испытаний составов с типовым толкачом типа «Запорожье» на одном участке с постоянным отношением глубины к осадке $H/T > 2,75$ при изменении массы состава и при изменении формы его построения [2] (рис. 1).

Высокая чувствительность гидродинамических характеристик движения состава к изменению глубины (снижение глубины под килем) и ширины судового хода являются наиболее значимыми и подчас критичными, особенно в условиях так называемой летне-осенней межени, начало которой обычно приходится на ВВП Европы на конец июля, хотя и не имеет явной цикличности и длительности. Вследствие резкого падения уровней параметры судового хода, его пропускная способность не только на участках свободного течения, но и на зарегулированных участках, значительно ухудшаются.

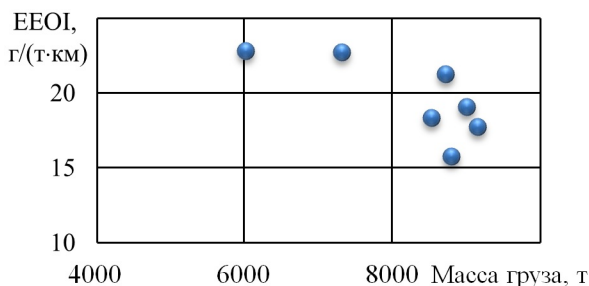


Рис. 1. Индексы энергоэффективности составов с толкачом типа «Запорожье» при различных массах и вариантах построения состава для участка движения с постоянным отношением H/T

Это особенно характерно для Дуная, где фактически не завершено планируемое еще в 80-х годах прошлого столетия создание развитой системы гидроузлов, тем самым практическое приведение реки к полному зарегулированию для обеспечения перспективной проходной осадки судов в 2,5 м с обеспеченностью 90 %. Реально имеет место появление критических участков не только на участках свободного течения, но и на зарегулированных участках Верхнего Дуная.

Для реки Дунай можно определить около 25 характерных участков сочетания глубоких по отношению к перспективной осадке 2,5 м и стабильно мелководных с перекатами, возникающими в периоды летне-осеннего мелководья.

Поскольку у водомерных постов на Дунае отметка абсолютного значения "0" в метрах не является линейной величиной (рейки расположены на разной высоте над уровнем моря, причем за точку отсчета берутся уровни разных морей), то в качестве точки отсчета для каждого водомерного поста применяется его специфический уровень: «низкий судоходный и регуляционный уровень» НСРУ (показатель уровней воды за последние 30 лет с обеспеченностью 94 %).

Суммарная продолжительность стояния уровней воды ниже отметок НСРУ как показателя продолжительности критического мелководья на постах Верхнего и Среднего Дуная, например, в 2018 г., согласно систематическим наблюдениям последних 15 лет, оказалась наибольшей из аналогичных показателей предыдущих периодов (табл. 2), [3].

Таблица 2

Количество суток в годах, когда уровни на основных водомерных постах были ниже отметок НСРУ

Водомерный пост / км	2018	2015	2011	2003
Пфеллинг / 2305,53	149	107	51	94
Девин / 1879,80	83	66	37	104
Будапешт / 1646,50	91	60	29	76
Бездан / 1425,59	102	53	37	88
Калафат / 795,00	114	118	89	119
Кэлэраши / 370	82	75	42	102

Кроме того, в периоды критического мелководья на отдельных участках, появляются особые перекаты, играющие в дальнейшем роль "затвора" для движения флота, где требуются расформирование кара-

Месяц	Фактические значения (мм)	Нормативные значения (мм)
январь	255	228
февраль	255	228
март	265	228
апрель	265	228
май	265	228
июнь	225	228
июль	205	205
август	185	185
сентябрь	185	185
октябрь	185	175
ноябрь	185	175
декабрь	215	195

Известно, что уменьшение глубины фарватера влияет на все составляющие полного сопротивления воды движению состава. В основном увеличивается волновое сопротивление вследствие зависимости свойств волнового движения жидкости от глубины, возрастают скорости обтекания вдоль внешней границы пограничного слоя всего состава и увеличиваются вязкостные составляющие сопротивления. При этом, текущее значение индекса энергоэффективности EEI зависит в большей степени от скорости состава и его массы. Также следует учитывать изменение удельного расхода топлива из-за перехода работы главных двигателей на частичный режим.

Как показали исследования работы составов в периоды критического мелководья [5], влияние отношения H/T на величину $E EI$ для караванов начинается со значений ниже $H/T = 2,75$, а при $1,2 < H/T < 1,5$ графическое изменение индекса $E EI$ происходит практически вертикально. При подходе к мелководным участкам скорость состава намеренно снижается прежде всего во избежание скоростного проседания кормы. В последнем случае пределы намеренного снижения скорости движения определяются условием сохранения управляемости состава.

Этот фактор несоответствия исходных условий для оценки энергоэффективности, когда определяющими становятся критерии безопасности судоходства, можно определить как определяющий.

Фактор 2: обеспечение рационального режима работы главных двигателей.

На рис. 3 показаны результаты испытаний [4] каравана с осадкой 2,5 м самоходного судна-толкача с одной баржей (состав с теплоходом типа «Капитан Антипов», двигателя MWM TBD-349-6K, 2×772 кВт) и в караване, составленном из типовых барж при различных отношениях H/T .

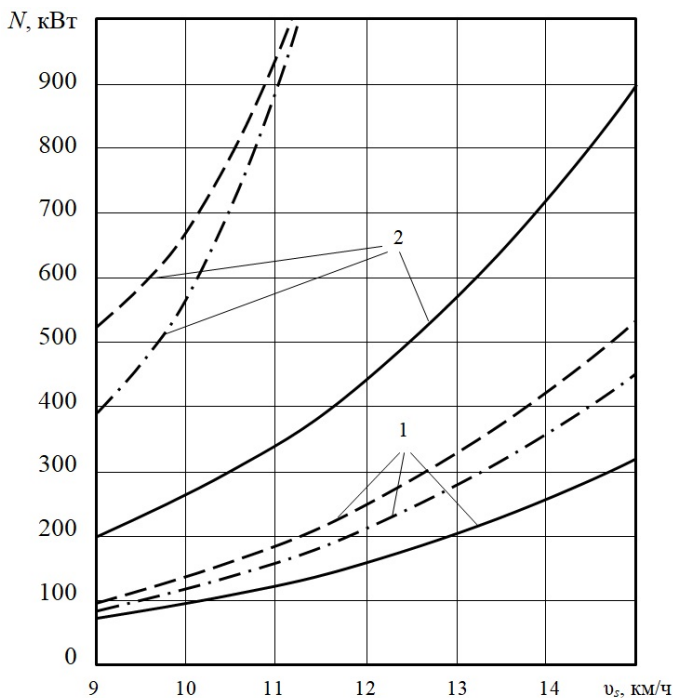


Рис. 3. Характеристики самоходного судна-толкача при различных отношениях H/T : 1 – с одной баржей; 2 – в составе каравана типовых барж; — $H/T = 4$ (глубокая вода); - - - $H/d = 1,6$; - · - · - $H/d = 1,35$; N – мощность, вырабатываемая главным двигателем; v_s – скорость состава

При малых глубинах при достижении определенного значения скорости ее дальнейшее незначительное увеличение для обеспечения безопасного управления составом вызывает значительное увеличение сопротивления движению судна и, соответственно, мощности двигателя, что сопровождается ростом энергетических затрат.

Кроме работы в условиях температурных и механических перегрузок, движение на мелководных участках приводит к существенному росту расхода топлива (рис. 4).

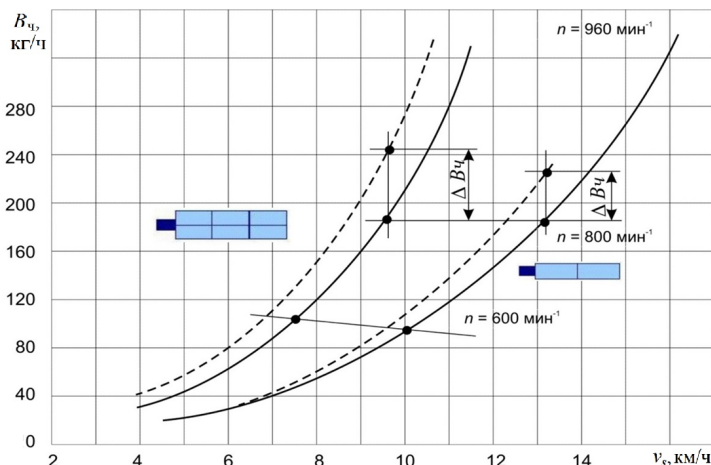


Рис. 4. Изменение расхода топлива главных двигателей толкачей типа «Запорожье» при разных формах составов и при выходе на мелководные участки [2]: $B_{\text{ч}}$ – часовой расход топлива; $v_{\text{с}}$ – скорость состава

Соответственно, работа двигателей должна обеспечиваться в зоне допустимых режимов без выхода на ограничительную характеристику.

Указанный фактор влияния на оценку энергоэффективности также необходимо считать определяющим.

Минимальный суммарный расход топлива B на расчетном участке пути, состоящем из x_i характерных участков при заданном времени рейса T_v

$$\begin{aligned} B_{\min} &= y = f_b(x_1; x_2; x_3; \dots x_i); \\ f_b(x_1; x_2; x_3; \dots x_i) &< T_v; \\ n_{\min} &< n_i < n_{\max}; \\ f_b(x_1; x_2; x_3; \dots x_i) &> 0, \end{aligned}$$

где $f_b(x_1; x_2; x_3; \dots x_i)$ – функционал расхода топлива от частоты вращения.

Форма функционала определяется на базе систематических испытаний типовых составов и вычисления доверительных интервалов скоростей движения [2, 4].

Так как рельеф дна (продольный профиль) фарватера во внутреннем судоходстве, как правило, представляет собой сложную и переменчивую в течение года зависимость, то для корректного определения значений индекса энергоэффективности на данных участках необходимо достоверное определение спектра значений эффективной мощности и удельного эффективного расхода топлива как основных параметров работы судовой силовой установки.

Как показывают исследования [5] достоверный результат может быть получен при корректном применении трехэтапного алгоритма синхронизации данных мониторинга рабочего процесса судового ДВС.

Фактор 3: снижение вредных выбросов в атмосферу. С середины 90-х годов на ВВП Европы обострилась проблема снижения не только CO₂, но и других вредных выбросов в выпускных газах судовых двигателей (CO, HC, NO_x, PM), что значительно усложнило исследования в поисках рациональных технологий управления энергоэффективностью.

В 2016 г. была принята Директива Европейского Парламента и Совета 2016/16280, устанавливающая новые параметры ограничений уровня вредных выбросов типа CO, HC, NO_x, PM в выпускных газах судовых двигателей согласно Фазе V. Директива вступила в силу с 1 января 2019 г. для главных и вспомогательных двигателей мощностью менее 300 кВт, а с 1 января 2020 г. для двигателей мощностью более 300 кВт (табл. 3).

Тем самым, вышеуказанные факторы оценки энергоэффективности следует дополнить дополнительным требованием: обеспечение нормативного уровня вредных выбросов CO, HC, NO_x, PM.

Для снижения уровня выбросов CO, HC, NO_x, PM предлагается ряд технологий, из которых наиболее эффективной признано использование альтернативных видов топлива, включая сжиженный природный газ (*LNG*), а также внедрение систем очистки газов на выпуске с использованием устройств дизельных катализаторов окисления (*DOC*, *Diesel Oxidation Catalyst*) для снижения выбросов HC и CO, сажевого фильтра (*DPF*, *Diesel Particle Filter*) для уменьшения выбросов частиц PM, избирательное каталитическое восстановление (*SCR*, *Selective Catalytic Reduction*) для снижения оксидов азота NO_x и система перепуска (*EGR*, *Exhaust Gas Recirculation*) (рис. 5) [6].

Таблица 3

Ограничения количества вредных выбросов (Фаза V)

Категория двигателей	Мощность, кВт	Год начала ограничения	CO, г/(кВт·ч)	HC, г/(кВт·ч)	NO _x , г/(кВт·ч)	PM, г/(кВт·ч)	PN, ед./(кВт·ч)
Главные и вспомогательные двигатели судов внутреннего плавания	19 ... 75	2019	5	(HC+NO _x) ≤ 4,70		0,3	–
	75 ... 130	2019	5	(HC+NO _x) ≤ 5,40		0,14	–
	130 ... 300	2019	3,5	1,0	2,1	0,1	–
	≥ 300	2020	3,5	0,19	1,8	0,015	1×10 ¹²

Основной проблемой при внедрении таких систем является их высокая стоимость (для двигателя мощностью 750 кВт стоимость системы *DPF* плюс *SCR* составляет свыше 125 тыс. евро) и необходимость увеличения объема технического обслуживания судовой энергетической установки. Кроме того, следует учитывать увеличивающиеся затраты на их поддержание в эксплуатации (ремонт, техническое обслуживание). Возможно применение и других методов, в частности применения каталитической обработки топлива перед впрыском. При применении первичных методов снижения вредных выбросов, например NO_x, возможно изменение режима сгорания, что дополнительно повлияет на рабочий режим двигателя, а именно снижения температуры сгорания повлечет увеличение удельного расхода топлива.

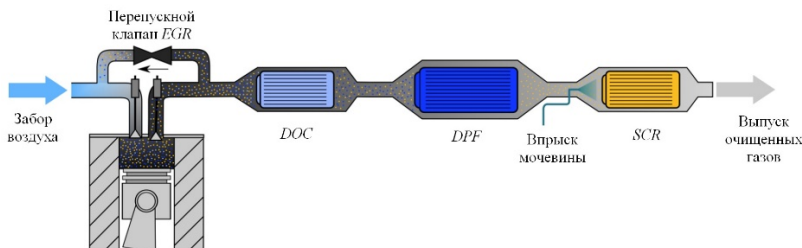


Рис. 5. Схема системы очистки выпускных газов [6]

Фактор влияния директивного снижения уровня вредных выбросов на энергоэффективность можно принять как значительный, который накладывает определенный уровень ответственности не только на судовладельца и судовой экипаж (в части обеспечения и выполнения мероприятий по повышению энергоэффективности), но и на бункерующие компании (в части поставки топлива соответствующего качества и определенного химического состава по соответствующей стоимости).

Фактор 4. Использование современных систем *RIS – River Information Services* (РИС) для прогнозирования движения при рейсовом планировании (определение скорости движения, формы караванов барж и др.), а также оптимизация текущего движения с учётом изменения навигационных условий является также определяющим фактором повышения энергоэффективности судов внутреннего плавания. В этом случае явной становится задача создания информационно-параметрической модели судового хода на ВВП Европы, особенно для движения большегрузных составов, а также сбора и передачи данных через РИС о существенных в контексте управления энергоэффективностью характеристиках судового хода по схеме «судно-берег-судно» и «берег-судно-берег».

Директивой (ЕС) 2017/2397 предусматривается комплекс программ профессиональной подготовки судоводителей для ВВП Европы с упором на полновесное использование РИС судоводителями, использование электронных карт (ЭКНИС), систем слежения за движением и полном использовании элементов РИС как на менеджментском (планирование рейса) так и операционном управлении при получении извещения судоводителям *NtS – Notices to Skippers* (уровень судовождения).

Фактор 5. Неустойчивость и относительная слабость рынка перевозок на внутренних водных путях справедливо определили рассмотрение индекса *EEI* совместно с индексом себестоимости перевозок груза *SCE (Specific Cost Efficiency, €/т)*, как величины, связанной с основными переменными расходами судна, а именно – с потреблением топлива (расходы на топливо на судах внутреннего плавания начиная с 2004 по 2019 г. составляли 50 ... 60 % от общего объема переменных расходов).

Средняя стоимость бункерного топлива в портах Дуная в основном определяется соответственно значению *Bunker Platts Rotterdam* и составила в 2019 г. по *MGO* на 4,2 % меньше средней стоимости в 2018 г.

В тоже время в 2018 г. индекс фраховых ставок на перевозки с учётом надбавок на рост стоимости бункерного топлива и надбавки за работу в мелководье по кварталам в целом вырос по отношению к четвертому кварталу 2018 на 1,2 %.

Фактор *SCE* включает все ограничения в период движения, и этот показатель становится интегрирующим всего качества менеджментского и операционного управления по итогам года эксплуатации и может быть принят как рамочный.

Выводы

1. Для повышения энергоэффективности судов внутреннего плавания необходимо создание информационно-параметрической модели судового хода на реках ВВП Европы. При этом должны быть определены расчетные *i*-е участки, для которых справедливым является применение определения индексов энергоэффективности.

2. Целесообразно установить для ВВП два типа индекса энергоэффективности, *EEI*: для режимов работы в условиях плавания с постоянным $H/T > 2,75$, и переменными значениями соотношения $H/T < 2,75$.

3. Для достижения объективности результата с учетом реальных условий и этапов рейсов судна-толкача с большегрузным караваном следует проанализировать возможность коррекции факторов влияния в формуле *EEI*.

4. Учитывая факт работы в условиях критического мелководья как работы в чрезвычайных условиях, необходимо определить участки и периоды движения, не попадающие под требования *EEI*, например, при $H/T < 1,5$.

5. Форму индекса *EEI* для речных условий плавания также следует модернизировать прежде всего по смыслу составляющих: P^* – установленная мощность главного двигателя (ГД) для данного участка с учетом ограничений по тепловой напряженности и условиям уровней выбросов NO_x , SFC^* – удельный расход топлива, соответствующий мощности P^* ; $Capacity^*$ – масса каравана; v^* – скорость для *i*-го участка.

6. Ввиду многофакторности вопросов оценки энергоэффективности во внутреннем судоходстве, очевидна объективная необходимость разработки обобщенного алгоритма управления (менеджмента и операционного управления) энергоэффективностью для ВВП, который объединил бы деятельность судоходных компаний, портов, береговых служб РИС, обработку данных с судов внутреннего плавания и применяющихся на них систем мониторинга, а также обратную связь по

рекомендуемым режимам движения судну в текущих навигационных условиях для достижения максимально возможной энергоэффективности.

ЛИТЕРАТУРА REFERENCES

1. Суворов, П. С. Оценка энергоэффективности для условий навигационных неопределенностей во внутреннем судоходстве [Текст] / П. С. Суворов, Т. В. Тарасенко, В. І. Залож // Автоматизация судовых технических средств: научн.-техн. сб. – Одесса: НУ «ОМА», 2019. – Вып. 25. – С. 90 – 100.
2. 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.
3. Гидрологические данные Дунайской Комиссии. Режим доступа (18.07.2020): <https://danubecommission.org/extranet/e-docs/index.html>.
4. Суворов, П.С. Динамика двигателя в судовом пропульсивном комплексе [Текст] / П.С.Суворов. – Одесса: ОНМА, 2004. – 304 с.
5. Varbanets R.A., Zalozh V.I., Shakhov A.V., Savelieva I.V., Piterska V.M. Determination of top dead center location based on the marine diesel engine indicator diagram analysis. Diagnostyka. Polish society of technical diagnostics. 2020. №21(1). P. 51 – 60.
6. Interreg. Danube Transnational Programme GRENDDEL. Fact Sheet № 3. After-Treatment. Edition April 2020. Режим доступа 19.07.2020 г.: http://www.interreg-danube.eu/uploads/media/approved_project_public/0001/39/934/ae786ae79dab1f7913846d8cda207161c5628.pdf.

Аннотация – Рассмотрена оценка энергоэффективности судов внутреннего плавания с использованием различных подходов к одиночным судам и к судам-толкачам большегрузных составов. Это связано с технологиями работы, которые при движении большегрузных составов (караванов) имеют ряд существенных отличий от технологий обеспечения движения одиночных судов в идентичных условиях плавания. Проанализированы данные систематических испытаний судов-толкачей и полученных для них значений индексов энергоэффективности по методике, применяемой ИМО для судов в международном морском судоходстве. Колебания уровней воды во внутреннем судоходстве на участках движения судов с караванами барж оказывают существенное влияние на характеристики работы пропульсив-

ного комплекса. На примере данных водомерных постов реки Дунай рассматривается обеспеченность глубин как при выполнении одного рейса на разных участках движения, так и в течение календарного года, особенно для периодов с критическими параметрами мелководья. Определены соотношения глубины фарватера и осадки судна, являющиеся граничными для снижения скорости движения в связи с изменением сопротивления при ощутимом негативном влиянии мелководья. В этой связи проанализировано также увеличение расхода топлива на мелководных участках, оказывающих влияние на энергоэффективность. При этом взаимосвязь вопросов энергоэффективности и современных требований по экологичности диктует применение комплексных подходов не только с позиций достижения рациональных показателей расхода топлива, но также и с позиций применения современных технологий очистки выпускных газов. Рассмотрены факторы, способствующие развитию основных элементов менеджмента энергоэффективности судов внутреннего плавания. К ним относится работа Речных информационных служб (РИС), подготовка речных судоводителей и учет факторов неустойчивости рынка перевозок и рынка бункерного топлива. Сделаны выводы о неразрывности рассмотренных факторов, а также необходимости их дальнейшего комплексного рассмотрения с целью создания общего алгоритма менеджмента энергоэффективностью во внутреннем судоходстве.

Анотація – Розглянута оцінка енергоефективності для суден внутрішнього плавання з застосуванням різних підходів до одиночних суден і до суден-штовхачів великотоннажних складів. Це пов'язано з технологіями роботи, які при русі великовантажного каравану мають ряд суттєвих відмінностей в ідентичних умовах плавання. Проаналізовано дані систематичних випробувань суден-штовхачів і отриманих для них значень індексів енергоефективності за методикою, яка застосовується Міжнародною морською організацією (ІМО) для суден у міжнародному морському судноплаванні. Коливання рівнів води у внутрішньому судноплаванні на ділянках руху суден з караванами барж оказують істотний вплив на характеристики роботи пропульсивного комплексу. На прикладі даних водомірних постів, розташованих на різних ділянках ріки Дунай, розглядається забезпеченість глибин як при виконанні одного рейсу на різних ділянках руху, так і протягом календарного року, особливо для періодів з критичними параметрами мелководдя. Визначені співвідношення глибини фарватеру і осадки судна, які є граничними для зниження швидкості руху у зв'язку зі зміною опору при відчутному негативному впливі мелко-

воддя. У зв'язку з цим проаналізовано також збільшення витрати палива на мілководних ділянках, що впливає на енергоефективність. При цьому взаємозв'язок питань енергоефективності та сучасних вимог до екологічності диктує застосування комплексних підходів не тільки з позицій досягнення раціональних показників витрати палива, але так само і з позицій застосування сучасних технологій очищення випускних газів. Розглянуті фактори, що сприяють розвитку основних елементів менеджменту енергоефективності суден внутрішнього плавання. До них відноситься робота Річкових інформаційних служб (PIC), підготовка річкових судноводіїв та врахування факторів нестійкості ринку перевезень і ринку бункерного пального. Зроблені висновки про нерозривність розглянутих факторів, а також необхідності їх подальшого комплексного розгляду з метою створення загального алгоритму менеджменту енергоефективності у внутрішньому судноплаванні.

Annotation – The issues of energy efficiency assessment for inland navigation vessels and focus on the need to implement different approaches in this context in relation to single vessels against pushers with heavy convoys are considered. This is due to transportation technologies, which have a number of significant differences when pushing a heavy caravan. The analyses were made for the data of systematic testing of ships and the values of energy efficiency indicators obtained for them according to the methodology applied by IMO for ships in international maritime shipping. Fluctuations in water levels on inland waterways and on river sections, in particular, especially when moving pushers with caravans of barges, have a significant impact on the performance of the hydrodynamic propulsive complex. Using the example of the data from the Danube river gauging stations, the assuring enough depth both when performing one voyage at different sections of movement, and during a calendar year were considered. The ratios of the fairway depth and the draft of the vessel are determined, which are boundary for a decrease in the speed of movement in connection with a change in resistance with a tangible negative effect of shallow water. In this regard, issues of increasing fuel consumption in shallow water areas and related factors affecting energy efficiency are also considered. At the same time, the interrelation of energy efficiency and eco-friendliness dictates the use of integrated approaches not only from the standpoint of quantitative indicators of fuel consumption, but also from the standpoint of the use of modern technologies for cleaning exhaust gases. The factors contributing to the development of energy efficiency management are considered as separate categories. These include the work of the River Infor-

mation Services (RIS), the training of river boatmasters and the instability factors in the shipping and bunker markets. The conclusions about the inseparability of the considered factors, as well as the need for their further comprehensive consideration in order to create a common algorithm for managing energy efficiency in the inland navigation were made.

Прогнозирование динамики морского дна и её отображение на электронных навигационных картах

Шпилевский В.В.¹, Крупов И.В.²

НУ «Одесская Морская Академия», Одесса, Украина
shpylevsky@gmail.com¹, gradkrupp@gmail.com²

Methods prognostication for description dynamics of Electronic Navigational Charts

V. Shpylevsky¹, I. Krupov²

NU "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine
shpylevsky@gmail.com¹, gradkrupp@gmail.com²

Резюме – Одним из факторов, влияющих на безопасность, является точность и информативность положения судна относительно морского дна, которое имеет тенденцию изменяться во времени. Приведение к единому масштабу времени с учетом этих изменений и отображение на карте динамики этих процессов на момент движения судна является целью исследования. В процессе моделирования динамических процессов морского дна и поверхности моря с учетом воздействия таких внешних факторов, как ветер и волнение получили возможность составления прогноза состояния моря и дна на предполагаемый отрезок времени прохода судна на этом участке.

Abstract – One of the factors affecting safety is the accuracy and information content of vessel position relative to the seabed, which tends to change over the time. Coming to the common time scale considering these changes and displaying these processes on dynamic map at the moment of ship movements is the purpose of the study. While modeling dynamic processes of the seabed and the sea surface, considering the impact of such external factors as wind and waves, it is possible to make a forecast of sea and seabed states for the period of time for vessel to pass this area.

DOI: 10.31653/1819-3293-2020-1-26-110-123

В практике судовождения встречаются методы определения влияния возмущения внешней среды на движущееся судно. Однако эти методы не учитывают масштаб, а точнее разность масштабов, а, следовательно, и степень их влияния на движущийся объект. Поэтому принято такое допущение, что динамические процессы могут быть «значимыми» и «незначительными» в зависимости от масштаба пространства и времени, в которых они происходят. Сегодня недостаточно объяснить, почему и как судно оказалось на мель, необходимо предвидеть, как могут изменяться природные процессы в динамике. На основании этих данных можно составить прогнозы изменения рельефа дна на мелководье в условиях судоходства. Ключевым фактором является разработка программ, позволяющих отслеживать изменения природных процессов с отображением и фиксацией их на электронных носителях [5].

В практике судовождения достаточно часто сталкиваются с проблемой несовпадения глубин на навигационных картах и в реальности. Это, как правило, происходит на мелководье или, чаще всего, на подходных каналах в приустьевых участках рек. В этих случаях возникает угроза посадки судна на мель. Как показывает анализ, дноуглубительные работы в таких местах проводятся без учета влияния рельефообразующих факторов, таких, как например, сила и направление ветра, длина и высота волны и др. Определение промежутков времени, через которые необходимо проводить дноуглубление, а также составление прогноза изменения рельефа дна на это время, одна из задач данного исследования. Решение такой задачи позволит судоводителю повысить информативность и точность положения фарватера, что в свою очередь даст возможность избежать негативных последствий, связанных с посадкой на мель.

Целью данной работы является уточнение прогностических элементов динамических процессов окружающей среды во время движения судна и определение качественных характеристик «значимости» при использовании предлагаемого пятого элемента пространственного измерения **«scale factor»** для учета их влияния на движущееся судно. Вследствие того, что в зависимости от выбранного масштаба карты необходимо будет построить соответствующую модель динамики электронной навигационной карты (ЭНК), вспомогательной задачей является определение алгоритма для моделирования динамических процессов морской среды в период движения судна.

В настоящее время уже есть ряд работ [1, 2], посвященных моделированию поверхности водного пространства в динамике, а также изменению рельефа морского дна и движения судна с учетом этого

процесса. Следует отметить, что на всех современных транспортных судах бумажные навигационные карты применяются лишь как резервные, а на электронных картах судоводитель наблюдает движение судна только в плоскости экрана монитора в системе координат x, y . Использование ЭНК дает иногда судоводителю ложное представление о точности расположения объектов в зависимости от масштаба. Следует отметить, что точность и подробность отображения, например, средств навигационного оборудования (СНО), привязана к базовому масштабу карты и при увеличении масштаба отображения точность и подробность карты не изменится. Современные технологии позволяют получать изображение судна в динамике во взаимодействии с внешней средой с учетом выбранного еще на стадии составления карты параметра «*scale factor*», который ограничивается требованиями к необходимой точности отображения объектов СНО на карте.

Установлен алгоритм развития динамических процессов рельефа морского дна. Для этого проведены повторяющиеся промеры дна на исследуемом полигоне, используя при этом многолучевой эхолот (рис. 1).

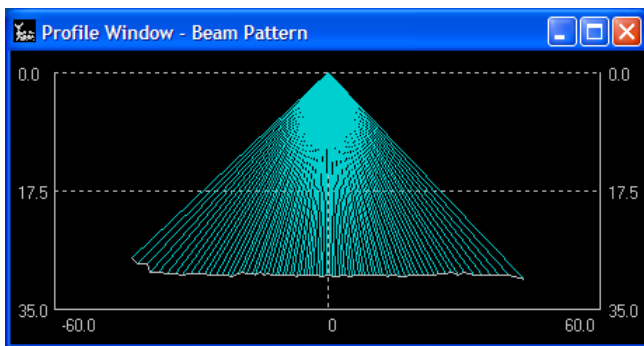


Рис. 1. Многолучевой эхолот в работе

На промерный планшет нанесена сетка квадратов в условной системе координат x, y, z (рис. 2), а в каждой вершине с координатами x_i, y_i определена z_i .

При выборе «значимого» масштаба руководствовались требованиями к точности измеряемых параметров. В результате чего получили, что масштаб времени следует отнести к одному месяцу, а масштаб сетки квадратов может быть от одного до десяти метров в зависимости от характера рельефа и скорости подвижности грунта. Динамику

рельефа отобразим на ENC и IENC с учетом того, что **Dynamic charts** (морские и речные) должны обеспечивать безопасность судоходства, и поэтому они должны максимально точно отображать нанесенную информацию, особенно изобаты.

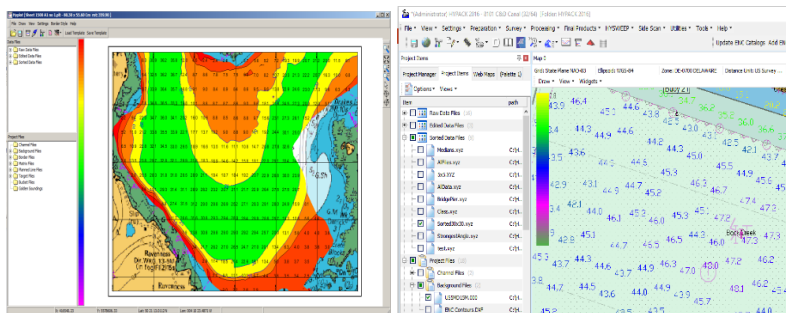


Рис. 2. Промерный планшет с нанесенной сеткой координат

Как известно, рельеф морского дна постоянно изменяется, особенно в устьевых участках рек, на подходных каналах, в местах подводных течений и при продолжительных штормах. Эти изменения могут быть значительными (до нескольких метров), что в условиях мелководья может привести к аварийной ситуации судна.

Рассмотрим задачу построения модели динамики рельефа морского дна. Алгоритм такой модели предполагает наличие нижеперечисленных исходных данных: тип грунта; текучесть грунта; физические характеристики воды (плотность, температура в придонном слое); глубина моря; характеристики волнения моря (высота и длина волны, направление движения волны, сила и направление ветра), характеристики придонного течения (скорость, направление и распределение по вертикали).

Для составления модели требуется установить закономерности передвижения (размыв, намыв) подводного грунта путем определения функциональных зависимостей изменения рельефа морского дна от динамических параметров морской среды, т.е. необходимо определить вид функции $F(x; y; z)$, которая описывает движение отдельно взятой точки на поверхности морского (речного) дна в координатном пространстве x_i, y_i, z_i , где $i = \overline{1, n}$; n – номер итерации в процессе выбора модели.



Рис. 3. Гидрометеорологический буй

Можно также использовать модель динамики рельефа морского дна, применив метод параллельного переноса характерных форм рельефа.

Для этого построим координатную сеть из квадратов, размеры которых позволяют ощутить перемещение характерных форм рельефа дна с заданной точностью. В этой сети координаты $x, y = x_1 y_1$ в каждой узловой точке фиксированы и остаются постоянными, переменной является лишь координата $z = z_i$ где $i = \overline{1, n}$; n – номер итерации в процессе определения вида функции $F(z)$.

На устьевом участке Дуная, где происходит заиливание фарватера, был выбран исследуемый полигон, где установлен гидрометеорологический буй (рис. 3), на который непрерывно ведется запись всех характеристик, в том числе влияющих также и на передвижение подводного грунта.

Приняв гипотезу о параллельном переносе движущейся волны подводного рельефа грунта, применён итерационный метод Гаусса-Зейделя. Приняв, что параллельный перенос происходит в каждой точке x_i, y_i по собственной траектории, что соответствует изменению подводного рельефа грунта по высоте h_i на расстояние b_i (в проекциях на координатные оси x и y соответственно) для i -ой точки. Необходимо отметить, что h_i относится ко времени t_0 , а b_i ко времени t_1 . Тогда запишем исследуемый массив в виде системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} a_{11}x_1 + \dots + a_{1n}x_n &= b_1 \\ a_{n1}x_1 + \dots + a_{nn}x_n &= b_n \end{aligned} \right\}. \quad (1)$$

Примем уравнение (1) в качестве массива данных о рельефе дна и представим его в виде:

$$\left. \begin{aligned} a_{11}x_1 &= a_{12}x_2 - a_{13}x_3 - \dots - a_{1n}x_n + b_1 \\ a_{21}x_1 + a_{22}x_n &= -a_{23}x_3 - \dots - a_{2n}x_n + b_2 \\ &\dots \\ a_{(n-1)1}x_1 + a_{(n-1)2}x_2 + \dots + a_{(n-1)(n-1)}x_n &= -a_{(n-1)n}x_n + b_{n-1} \\ a_{(n-1)1}x_1 + a_{n2}x_2 + \dots + a_{n(n-1)}x_{n-1} + a_{nn}x_n &= b_n \end{aligned} \right\},$$

где a_{ii} – определяемые коэффициенты.

Здесь в j -м уравнении перенесены в правую часть все члены, содержащие x_i , для $i > j$ и система записана в виде:

$$(L + D)\vec{x} = -U\vec{x} + \vec{b},$$

где D означает матрицу, в которой на главной диагонали стоят диагональные элементы матрицы A , а все остальные элементы D нули; матрицы U и L содержат верхнюю и нижнюю треугольные части A , на главной диагонали матриц U и L стоят нули.

После выбора соответствующего начального приближения итерационный процесс строится по формуле:

$$(L + D)\vec{x}^{(k+1)} = -U\vec{x}^{(k)} + \vec{b}, k = 0, 1, 2, 3, \dots, n.$$

Значения x последовательно вычисляли преобразованием системы:

$$\left. \begin{aligned} x_1^{(k+1)} &= c_{12}x_2^{(k)} + c_{13}x_3^{(k)} + \dots + c_{1n}x_n^{(k)} + d_1 \\ x_2^{(k+1)} &= c_{21}x_1^{(k+1)} + c_{23}x_3^{(k)} + \dots + c_{2n}x_n^{(k)} + d_2 \\ &\dots \\ x_n^{(k+1)} &= c_{n1}x_1^{(k+1)} + c_{n2}x_2^{(k+1)} + \dots + c_{n(n-1)}x_{n-1}^{(k+1)} + d_n \end{aligned} \right\},$$

где

$$c_{ij} = -\frac{a_{ij}}{a_{ii}}, d_i = \frac{b_i}{a_{ii}}, i = 1, \dots, n.$$

Таким образом, i -тая компонента n -го приближения вычисляется по формуле:

$$x_i^{(k+1)} = \sum_{j=1}^{i-1} c_{ij}x_j^{(k+1)} + \sum_{j=i+1}^n c_{ij}x_j^{(k)} + d_i, i = 1, \dots, n.$$

Условие окончания итерационного процесса при достижении заданной точности ε в упрощенной форме имеет такой вид:

$$\|x^{(k+1)} - x^{(k)}\| \leq \varepsilon.$$

Условие сходимости:

$$|a_{ii}| > \sum_{j \neq i} |a_{ij}|.$$

Выше рассмотрена упрощенную модель, которая показывает лишь приближенно, как будет вести себя подводный рельеф при устоявшейся нагрузке. Для получения более реалистичной картины в результате моделирования воспользуемся системами нелинейных уравнений.

Представим модель рельефа дна в виде системы нелинейных уравнений

$$\left. \begin{aligned} f_1(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) &= 0 \\ f_2(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) &= 0 \\ \dots \\ f_n(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) &= 0 \end{aligned} \right\}$$

или

$$X = |x_1, x_2, x_3, \dots, x_n|.$$

Решая эту систему, находим, удовлетворяющий системе с заданной точностью ε , вектор

$$f_n(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) = 0, i = \overline{1 \dots n}.$$

При решении данной системы использовались итерационные методы.

$$\overline{X^0} = [x_1^0, x_2^0, \dots, x_n^0].$$

Преобразовав систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} f_1(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) &= 0 \\ f_2(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) &= 0 \\ \dots \\ f_n(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) &= 0 \end{aligned} \right\}$$

к виду

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \varphi_1(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \\ x_2 &= \varphi_2(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \\ \dots \\ x_n &= \varphi_n(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \end{aligned} \right\}$$

или

$$x_i = \varphi_i(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n), i = \overline{1, n},$$

выбираем начальное приближение

$$\overline{X^0} = [x_1^0, x_2^0, \dots, x_n^0].$$

Используя значения переменных, полученных на шаге $(k-1)$, находим приближенные значения корней:

$$x_i^k = i(x_1^{k-1}, x_2^{k-1}, x_3^{k-1}, \dots, x_n^{k-1}). \quad (2)$$

Итерационный процесс прекращается, как только выполнится условие (по всем переменным):

$$|x_j^k - x_j^{k-1}| \leq \varepsilon, j = \overline{1, n}$$

при выполнении условия сходимости итерационного процесса поиска, а именно:

$$\sum_{i=1}^n \left| \frac{\delta \varphi_i}{\delta x_j} \right| < 1, j = \overline{1, n}.$$

В результате несложных математических операций можно найти функцию $y(x)$ при параллельном переносе геометрических форм рельефа дна, используя решение задачи Коши. Так, например, рассмотрим методы Рунге-Кутте, основанные на аппроксимации искомой функции $Y(x)$ в пределах каждого шага многочленом, полученным при помощи разложения функции $Y(x)$ в окрестности шага h каждой i -ой точки в ряд Тейлора:

$$\begin{aligned} y(x_i + h) = & y(x_i) + h \cdot y'(x_i) + \frac{h^2}{2!} y''(x_i) + \\ & + \frac{h^3}{3!} y'''(x_i) + \frac{h^4}{4!} y^{(4)}(x_i) + \frac{h^5}{5!} y^{(5)}(x_i) + \dots \end{aligned} \quad (3)$$

Предложенная модель позволяет в информационном блоке IECDIS дать графическое отображение динамического процесса изобат на части электронной карты, как показано на рис. 4, а также изображение динамики рельефа морского дна в 3-D изображении.

Предложенную модель можно представить в виде блок-схемы (рис. 5).

Данная модель предполагает проведение постоянных наблюдений за состоянием внешней среды с использованием гидрометеорологического буя. Полученные результаты наблюдений заносят в электронный банк данных. В этом банке хранятся и в дальнейшем обрабатываются такие данные как скорость, продолжительность и направление ветра, данные о состоянии волнения (длина и высота волны, а также направление ее движения), рассчитанная скорость придонного течения,

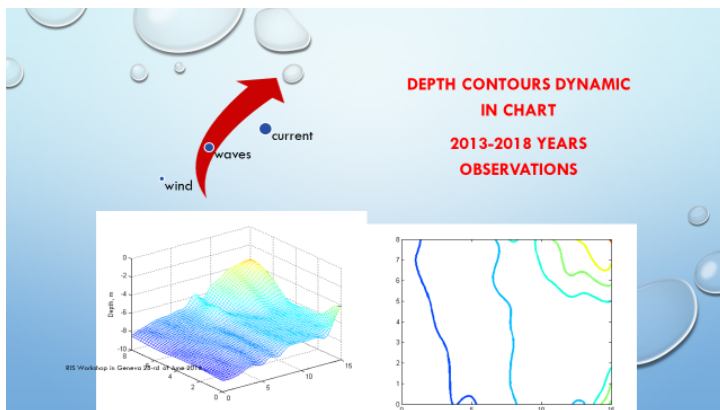


Рис. 4. Изображение рельефа дна в динамике (слева) и изобар (справа)

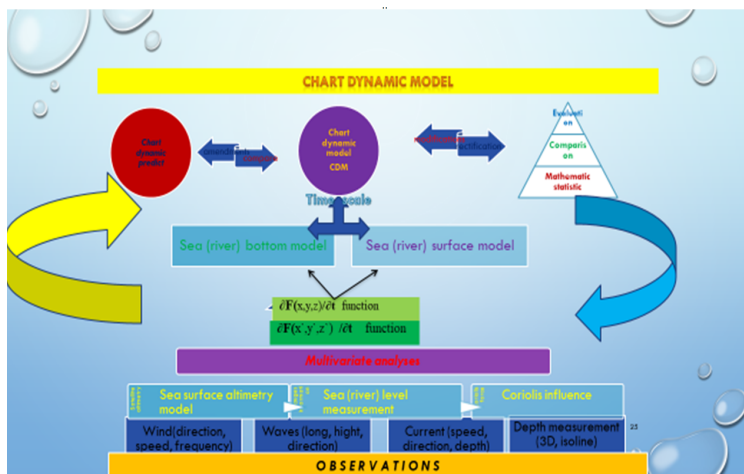


Рис. 5. Блок-схема динамической модели навигационной карты

изменения уровня водной поверхности и глубины. Используя эти данные, путем проведения многофакторного анализа можно определить весовую характеристику каждого из элементов внешней среды. Затем методом итераций можно подобрать функции, описывающие водную поверхность и поверхность дна. Эти функции отнесены к разным масштабам времени, поэтому, приводя их к одному масштабу с учетом динамических составляющих, получаем **“chart dynamic model”**.

Предложенный способ моделирования динамической карты дает возможность составлять прогноз заиливания морского/речного дна на задаваемый период времени. После сравнения прогноза с фактическим результатом вводятся поправки в подбираемую функцию, совершенствуя модель.

На блок-схеме (см. рис. 5) отображен алгоритм моделирования так называемой динамической навигационной карты, масштаб которой привязан к периоду и параметрам морской волны. Так, например, для исследуемого участка построения динамической карты в качестве единицы масштаба времени выбрано 30 с, в качестве единицы масштаба отображения колебания поверхности уровня воды выбрано 10 см. Для отображения динамики рельефа морского дна в качестве единицы масштаба времени выбран 1 месяц с необходимой 10 см точностью отображения изобат.

На рис. 6 изображено два фрагмента положения изобат в зависимости от волнения моря относительно колеблющейся поверхности воды. Эти два положения характеризуют изменение глубины на исследуемом участке за период в 30 с, что соответствует единице масштаба и величине волнового образования снятого из измерений гидрометеобуя.

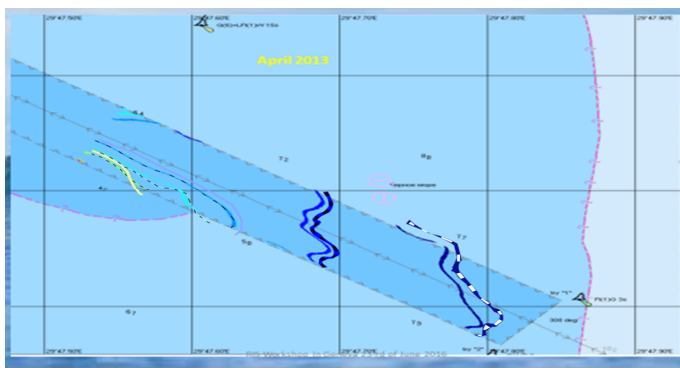


Рис. 6. Изменение положения изобат на исследуемом участке, вследствие образования волн на поверхности моря за период в 30 с

На рис. 7 изображена криволинейная сетка координат, которая опирается на узловые точки, наиболее чувствительные в выбранном динамическом поле. Накладываем эту сетку координат на картографическое изображение, строим модель с использованием выражений (1) – (3), которая позволяет увидеть колебания поверхности в режиме 3Д.

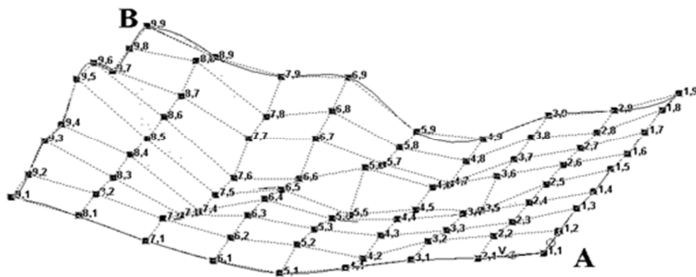


Рис. 7. Узловые точки условной сетки координат в 3Д изображении

На рис. 8 приведены также два фрагмента положения изобат, но уже отображающие изменение глубин в зависимости от динамических процессов рельефа морского дна во временном масштабе равном 1 месяцу.

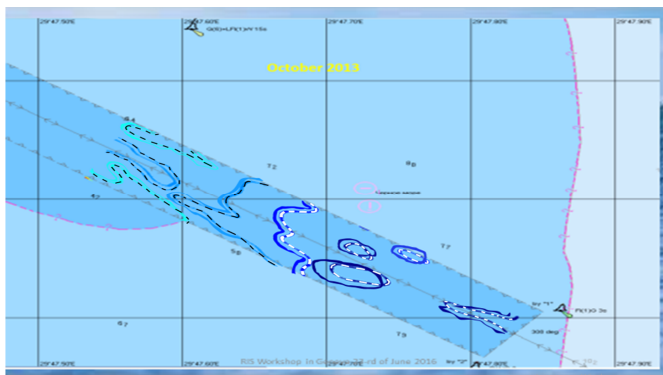


Рис. 8. Изменение положения изобат на исследуемом участке вследствие движения подводного грунта с периодом в 1 месяц

Как видно из ниже приведенных изображений, одной из задач построения динамической модели навигационной карты является выбор наиболее значимого масштаба для проведения исследований и совмещение разномасштабных результатов в один информационный формат. Решение этой задачи приведено в общем виде на рис. 5, где в процессе итерации вводят необходимые поправки в алгоритм используемой модели, а также подбирают наиболее значимый масштаб ис-

ходя из требуемой точности к результатам измерений и используемых методов.

В результате проведенного исследования можно сделать следующие выводы.

1. В информационный блок навигационных картографических систем ECDIS и Inland ECDIS рекомендуется вводить динамическую составляющую, позволяющую видеть положение судна на волне относительно дна в реальном режиме времени, что дает возможность визуально оценивать степень риска касания днищем судна поверхности дна.

2. Предложенные методы моделирования путем параллельного переноса рельефа дна, основанные на данных статистических повторяющихся наблюдений для прогноза заносимости дна на фарватере, дают достоверный результат, как правило, на песчаных и илистых грунтах, где рельеф имеет ярко выраженные волнообразные формы, а также при повторяющихся сравнительно часто внешних воздействиях.

3. Для целей упрощенного прогнозирования можно использовать модель, которая показывает лишь приближенно положение изобат в динамике. Для более точного прогноза можно использовать модель рельефа дна в виде системы нелинейных уравнений. В сложных гидрометеоусловиях предлагается использование алогичных методов, основанных на аппроксимации искомой функции $Y(x)$.

ЛИТЕРАТУРА REFERENCES

1. Юдин Ю.И., Сотников И.И. Математические модели плоскопараллельного движения судна. Классификация и критический анализ. // Вестник МГТУ. – 2016. – Том 9. – № 2. – С. 200 – 208.

2. Самонов В.Е. Математическое моделирование движения тонкого слоя жидкости под действием поверхностных сил. Дис. на соиск. ... канд. техн. наук. – Ставрополь: СГУ, 2013. – 145 с.

3. Гладких И.И. Геодезические методы контроля динамики подводного рельефа на участках морских трубопроводов. – Одесса: ОГМА, – 1997. – 153 с.

4. Учитель И.Л., Ярошенко В.Н., Гладких И.И. Основы неогеодинамики. – Одесса: Астропринт, – 2000. – 144 с.

5. Дворецкий В.А. Автоматизация учета радиолокационной девиации // Судовождение: сборник научных трудов. – 2000. – №2. – Одесса: ОНМА, – С. 47 – 49.

Аннотация – Безопасность судоходства является одним из приоритетных направлений эксплуатации судов. Одним из факторов, влияющих на безопасность, является точность и информативность положения судна относительно морского дна, которое имеет тенденцию изменяться во времени. Параллельно с изменением рельефа дна, но уже в другом масштабе времени изменяется поверхность моря. Приведение к единому масштабу времени с учетом этих изменений и отображение на карте динамики этих процессов на момент движения судна является целью исследования. В процессе моделирования динамических процессов морского дна и поверхности моря с учетом воздействия таких внешних факторов, как ветер и волнение получили возможность составления прогноза состояния моря и дна на предполагаемый отрезок времени прохода судна на этом участке.

Анотація – У представленому дослідженні наведені роз'яснення того, за допомогою яких механізмів можна використовувати природні процеси в напрямку складання прогнозу зміни рельєфу дна на мілководді в умовах судноплавства. Ключовим фактором є розробка програм, що дозволяють відстежувати зміни природних процесів з відображенням і фіксацією їх на електронних носіях будь-яке дослідження переважно проводити з урахуванням зміни стану об'єкта в часі і під впливом різних факторів одночасно і динамічно. Динамічні процеси діляться на "значущі" і "несуттєві". Ця залежність визначається масштабом простору і часу, де і коли вони відбуваються. Поняття "масштабний фактор" вводиться з метою визначення ступеня значущості впливу динамічних процесів при проведенні досліджень. Наведений в роботі спосіб моделювання динамічної карти дає можливість складати прогноз замулювання морського / річкового дна на заданий період часу. Після порівняння прогнозу з фактичним результатом можна вводити поправки в підбирається функцію, постійно вдосконалюючи модель.

В результаті проведених досліджень прийшли до таких висновків.

1. У процесі досліджень і складання динамічної навігаційної карти при використанні різномасштабних даних водної поверхні і рельєфу дна, слід вводити ваговий коефіцієнт "scale factor".

2. В інформаційний блок навігаційних картографічних систем ECDIS і Inland ECDIS рекомендується вводити динамічну складову, що дозволяє судноводію бачити положення судна з урахуванням висоти хвилі, щодо дна в реальному режимі часу;

3. Розглянуті методи паралельного перенесення рельєфу дна засновані лише на даних статистичних повторюваних спостережень

з використанням ітерацій. Ці методи дають достовірний результат, як правило на піщаних і мулистих ґрунтах, де рельєф має яскраво виражені хвилюподібні форми, а також при порівняно часто повторюваних зовнішніх впливах при дотриманні загального генерального напрямку.

Annotation – In presented research, there are some explanations about mechanisms of using natural processes to make forecast of changes in bottom topography in shallow water under navigation conditions. The key factor is the development of programs that can track changes in natural processes with displaying and fixation on electronic devices. Any research should preferably be carried out considering changes of the object over time and under the influence of various factors simultaneously and dynamically. In the article dynamic processes are divided into "significant" and "insignificant".

This dependence is determined by the scale of space and time, where and when they occur. The concept of "scale factor" is introduced in order to determine significance of dynamic processes influence during research. Presented in the research dynamic map modelling method enables to make a forecast of siltation of the sea / river bottom for a given period of time. After comparing the forecast with the actual result, you can make corrections of the selected function, i.e. constantly improving the model.

As a result of the research, we came to the following conclusions.

1. The "scale factor" should be entered in dynamic navigation map research and compilation with using different-scale data of the water surface and bottom topography.

2. It is recommended to enter a dynamic component into the information block of the navigation cartographic systems ECDIS and Inland ECDIS, allowing the skipper to see the position of the vessel, considering the wave height relative to the bottom in real time.

3. Above methods of parallel bottom topography transferring are based only on the data of statistical observations with using iterations. These methods usually give proper results on sandy and silty soils, where the relief has distinct wave-like forms, as well as relatively often repeated external influences with following the general main direction.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.436

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

Табл. 4. Ил. 7. Список лит.: 23 назв.

При построении новых моделей численного моделирования рабочих процессов дизелей преобладает интуитивный подход в выборе расчётных выражений для отдельных процессов. Это неизбежно сказывается на точности решения практических задач. В связи с изложенным выполнен сравнительный анализ точной и упрощённой зависимостей для расчёта безразмерной величины, определяющей скорость поршня, аналитических и табличных зависимостей для определения изменения проходных сечений органов газораспределения, расчётных выражений для определения коэффициента теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра.

Ключевые слова: модель, рабочий процесс, дизель, численное моделирование, газораспределение, теплоотдача, скорость поршня.

Горб С.І. Підвищення точності чисельного моделювання робочих процесів дизелів // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 26. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 3 – 26.

Табл. 4. Іл. 7. Список літ.: 23 назв.

При побудові нових моделей чисельного моделювання робочих процесів дизелів переважає інтуїтивний підхід у виборі розрахункових виразів для окремих процесів. Це неминуче позначається на точності вирішення практичних завдань. У зв'язку з викладеним виконано порівняльний аналіз точної і спрощеної залежностей для розрахунку безрозмірною величини, що визначає швидкість поршня, аналітичних і табличних залежностей для визначення зміни прохідних перетинів органів газорозподілу, розрахункових виразів для визначення коефіцієнта тепловіддачі від газів до стінок циліндра.

Ключові слова: модель, робочий процес, дизель, чисельне моделювання, газорозподіл, тепловіддача, швидкість поршня.

Gorb S.I. Improving the accuracy of Numerical Simulation of the Working Process of Diesel Engine. – 2020. – Vol. 26. – P. 3 – 26.

Tabl. 4. Fig. 7. Refer.: 23.

When building new models for the numerical simulation of diesel work processes, an intuitive approach prevails in the selection of estimated expressions for separate processes. This inevitably affects the accuracy of solving practical problems. In connection with the above, a comparative analysis of the exact and simplified dependencies for calculating the dimensionless value is done that determines the piston speed, analytical and tabular dependencies for determining the change in the flow cross sections of the gas distribution, and calculated expressions for determining the heat transfer coefficient from gases to the cylinder walls was performed.

Key words: model work process, diesel, numerical simulation, gas distribution, heat transfer, piston speed.

УДК 629.05:681.5

Левинский М.В., Левинский В.М. Выбор параметров системы стабилизации курса судна при воздействии водно-волновых возмущений // Автоматизация судовых технических средств: науч. -техн. сб. – 2020. – Вып. 26. – Одесса: НУ "ОМА". – С. 27 – 40.

Табл. 2. Ил. 6. Список лит.: 16 назв.

Приведены результаты оптимального параметрического синтеза регулятора и проведена проверка систем на грубость к изменениям параметров судна.

Приведены примеры функционирования систем при воздействии неконтролируемых водно-волновых возмущений случайного характера и возможность уменьшения их влияния на интенсивность и частоту смены управляющих действий регулятора за счет включения в структуру системы фильтра низкой частоты и звена с зоной нечувствительности.

Ключевые слова: система автоматического управления курсом судна; модели Номото первого и второго порядка; ПИД-регулятор.

Левінський М.В., Левінський В.М. Вибір параметрів системи стабілізації курсу судна при дії водно-хвильових збурень // Автоматизація судових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2020. – Вип. 26. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 27 – 40.

Табл. 2. Іл. 6. Список літ.: 16 назв.

Наведені результати оптимального параметричного синтезу регулятора та проведена перевірка систем на грубість до змін параметрів судна.

Приведені приклади функціонування систем при дії неконтрольованих водно-хвильових збурень випадкового характеру та можливість зменшення їх впливу на інтенсивність та частоту зміни керуючої дії регулятора за рахунок включення в структуру системи фільтра низької частоти та ланки з зоною нечутливості.

Ключові слова: система керування; курс судна; моделі Номото; ПІД-регулятор; стабілізація курсу; зона нечутливості; частота зрізу фільтра.

Levinskyi M.V., Levinskyi V.M. Choosing parameters of vessel's course automatic control system under the influence of water-wave disturbances. – 2020. – Vol. 26. – P. 27 – 40.

Tabl. 2. Fig. 6. Refer.: 16.

Results of the optimal parametric synthesis of the controller are presented, checking the systems' robustness towards changing vessel's parameters was carried out.

Examples of: system functioning under the influence of non-controllable water-wave disturbances of the stochastic character and the possibility of reducing this influence on the intensity and frequency of the controller control action change by the inclusion low pass filter and link with dead-band zone in the system were presented.

Key words: vessel's course automatic control system, first and second order Nomoto models; PID controller.

УДК 621:62.052.8

Михайленко В.С., Лещенко В.В., Сакали С.М., Харченко Р.Ю. Нейросетевая система мониторинга показателей вредных выбросов судового парового котла // Автоматизация судовых технических средств: науч. -техн. сб. – 2020. – Вып. 26. – Одесса: НУ "ОМА". – С. 41 – 57.

Ил. 10. Список лит.: 10 назв.

Рассмотрены вопросы снижения содержания оксидов азота и серы в дымовых газах паровых котлов с помощью предлагаемой нейросетевой системы мониторинга содержания вредных выбросов в дымовых газах. Получены значения для обучения нейросетевой системы мониторинга процесса выброса вредных газов в атмосферу. Результаты моделирования показали, что использование нейросетевой системы мониторинга содержания вредных выбросов в дымовых газах промышленного мазутного котла ГМ-50 позволяет снизить содержание NO_x , по предварительным расчетам, на 25 % по сравнению с типовой системой рециркуляции, не оснащенной дымососом с частотным приводом.

Ключевые слова: судовый котел, рециркуляция, оксиды азота, система мониторинга, нейронная сеть.

Михайленко В.С., Лещенко В.В., Сакали С.М., Харченко Р.Ю. Нейромережева система моніторингу показників шкідливих викидів суднового парового котла // Автоматизація суднових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2020. – Вип. 26. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 41 – 57.

Л. 10. Список літ.: 10 назв.

Розглянуті питання зниження вмісту оксидів азоту і сірки в димових газах парових котлів за допомогою запропонованої нейромережевої системи моніторингу вмісту шкідливих викидів в димових газах. Отримані значення для навчання нейромережевої системи моніторингу процесу рециркуляції. Результати моделювання показали, що використання нейромережевої системи моніторингу димових газів промислового мазутного котла ГМ-50 дозволяє знизити вміст NO_x , за попередніми розрахунками на 25 %, в порівнянні з типовою системою не оснащеною димососом з частотним приводом.

Ключові слова: судновий котел, рециркуляція, оксиди азоту, система моніторингу, нейронна мережа.

Vladislav Mikhailenko, Valery Leshchenko, Sergey Sakaly, Roman Kharchenko Neural network system for monitoring indicators of harmful emissions of a ship's steam boiler. – 2020. – Vol. 26. – P. 41 – 57.

Fig. 10. Refer.: 10.

On the basis of the experiments carried out on the industrial water-tube fuel oil boiler GM-50 (analogue of the Mitsubishi MV 50 SPU) and the collected experimental data in the form of graphical characteristics reflecting the dependence of the content of nitrogen oxides, sulfur and carbon monoxide, values were obtained for training a neural network system for monitoring the recirculation process. The simulation results showed that the use of a neural network system for monitoring the recirculation of flue gases into the air duct of an industrial fuel oil boiler GM-50

allows reducing the NO_x content, according to preliminary calculations, by 25 %, compared to a typical recirculation system not equipped with a frequency-driven exhaust fan.

Key words: marine boiler, recirculation, nitrogen oxides, system monitoring, neural network.

УДК 621.431.74

Проценко В.А. Малащенко В.А Совершенствование поводу механического наддува судовых дизелей применением обгонно-предохранительной муфты // Автоматизация судовых технических средств: науч. -техн. сб. – 2020. – Вып. 26. – Одесса: НУ "ОМА". – С. 58 – 71.

Ил. 10. Список лит.: 10 назв.

Предложена новая конструкция обгонно-предохранительной муфты для приводов механического наддува судовых дизелей, работающей по принципу зацепления, где обгонная и предохранительная части муфты взаимно интегрированы. Получены выражения для вычисления номинального момента муфты, моментов начала и конца ее срабатывания, на базе которых найдены соотношения для оценки основных эксплуатационных характеристик муфты при работе в режиме перегрузки – коэффициентов превышения номинального момента, точности срабатывания и чувствительности.

Ключевые слова: обгонно-предохранительная муфта, перегрузка, свободный ход, чувствительность, защита, механический наддув, момент.

Проценко В.О., Малащенко В.О. Удосконалення приводу механічного наддуву суднових дизелів застосуванням обгінно-запобіжної муфти // Автоматизація суднових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2020. – Вип. 26. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 58 – 71.

Іл. 10. Список літ.: 10 назв.

Запропоновано нову конструкцію кулькової обгінно-запобіжної муфти для приводів механічного наддуву суднових дизелів, що працює за принципом зачеплення, де обгінна та запобіжна частини муфти є конструктивно взаємно інтегрованими. Отримані вирази для обчислення номінального моменту муфти, моментів початку та кінця її спрацювання, на базі яких отримано співвідношення для оцінки основних експлуатаційних характеристик муфти при роботі в режимі перевантаження – коефіцієнтів перевищення номінального моменту, точності спрацювання та чутливості.

Ключові слова: обгінно-запобіжна муфта, перевантаження, вільний хід, чутливість, захист, механічний наддув, момент.

Vladyslav Protsenko, Volodymyr Malashchenko Marine diesels mechanical charging driving improvement through overrunning-safety clutch application. – 2020. – Vol. 26. – P. 58 – 71.

Fig. 10. Refer.: 10.

A new design of the safety-overrunning clutch for marine diesels mechanical charging driving, based on the principle of engagement is proposed, where the

overrunning and safety parts of the clutch are mutually integrated. As a result of theoretical studies, expressions are obtained for calculating the nominal torque of the coupling, the torques of the beginning and end of its operation, on the basis of which the ratios for assessing the main operational characteristics of the coupling when operating in overload mode are obtained.

Keywords: safety-overrunning clutch, overload, free run, sensibility, protection, mechanical charging, torque.

УДК 621.39

Рябцов А.В. Применение коммутаторов оптических сигналов в судовых системах передачи информации // Автоматизация судовых технических средств: науч. -техн. сб. – 2020. – Вып. 26. – Одесса: НУ "ОМА". – С. 72 – 84.

Ил. 5. Список лит.: 6 назв.

Рассмотрены вопросы использования коммутаторов оптических сигналов в судовых автоматизированных системах для повышения помехоустойчивости передаваемой информации.

Проанализированы различные виды дефлекторов, применяемых для коммутации оптических сигналов. Предложены конструкции одиночных и матричных оптических коммутаторов на основе управляемых пьезоэлектрических актуаторов, изготовленных по МЭМС-технологии.

Ключевые слова: судовые системы передачи информации, повышение помехоустойчивости, волоконно-оптические линии связи, коммутация сигналов, полностью оптические коммутаторы, дефлекторы оптического излучения, пьезоэлектрические актуаторы.

Рябцов О.В. Застосування комутаторів оптичних сигналів в суднових системах передачі інформації // Автоматизація суднових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2020. – Вип. 26. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 72 – 84.

Ил. 5. Список літ.: 6 назв.

Розглянуті питання використання комутаторів оптичних сигналів в суднових автоматизованих системах для підвищення завадостійкості інформації яка передається.

Проаналізовані різні види дефлекторів, що застосовуються для комутації оптичних сигналів. Запропоновано конструкції одиночних і матричних оптичних комутаторів на основі керованих п'єзоелектричних актуаторів, виготовлених за МЕМС-технологією.

Ключові слова: суднові системи передачі інформації, підвищення завадостійкості, волоконно-оптичні лінії зв'язку, комутація сигналів, повністю оптичні комутатори, дефлектори оптичного випромінювання, п'єзоелектричні актуатори.

Oleksandr Ryabtsov Application of Optical Switches in ship's data transfer systems. – 2020. – Vol. 26. – P. 72 – 84.

Fig. 5. Refer.: 6.

The article is devoted to the usage of optical switches in ship's automated sys-

tems to increase the noise immunity of transmitted information.

The article discusses various types of deflectors used for optical signals switching. Designs of single and matrix optical switches based on controlled piezoelectric actuators manufactured by MEMS technology are proposed.

Key words: ship's data transfer systems, noise immunity improvement, fiber-optic communication lines, signal commutation, all-optical switches, optical deflectors, piezoelectric actuators.

УДК 681.121.2/.7:681.586.5

Сандлер А.К., Карпилов А.Ю. Волоконно-оптический расходомер для судовых информационно-измерительных систем // Автоматизация судовых технических средств: науч. -техн. сб. – 2020. – Вып. 26. – Одесса: НУ "ОМА". – С. 85 – 93.

Ил. 3. Список лит.: 7 назв.

Разработанное измерительное устройство обеспечит: компенсацию влияния неконтролируемых эксплуатационных и климатологических факторов на измерительный и дополнительный канал; отсутствие дополнительных механических натяжителей световодов; защищенность чувствительных элементов устройства; постоянность геометрии оптического канала в условиях влияния неконтролируемых эксплуатационных факторов; идентичность расположения основного и дополнительного каналов относительно потока контролируемой жидкости; повышенную чувствительность и точность прибора.

Ключевые слова: расходомер, световод, излучение.

Сандлер А.К., Карпілов О.Ю. Волоконно-оптичний витратомір для суднових інформаційно-вимірювальних систем // Автоматизація судових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2020. – Вип. 26. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 85 – 93.

Іл. 3. Список літ.: 7 назв.

Розроблений вимірювальний пристрій забезпечить: компенсацію впливів неконтрольованих експлуатаційних і кліматологічних факторів на вимірювальний і додатковий канал; відсутність додаткових механічних натяжителей світловодів; захищеність чутливих елементів пристрою; постійність геометрії оптичного каналу в умовах впливу неконтрольованих експлуатаційних факторів; ідентичність розташування основного і додаткового каналів щодо потоку контрольованої рідини; підвищену чутливість і точність приладу.

Ключові слова: витратомір, світловід, випромінювання.

Sandler A., Karpilov O. Fiber optic flowmeter for ship information and measuring system. – 2020. – Vol. 26. – P. 85 – 93.

Fig. 3. Refer.: 7.

The proposed design of the flow meter differs in that the main and control are essentially the same fiber made of sapphire glass, coaxially to which the sensitive fiber is located. The developed measuring device will provide: compensation of the influence of uncontrolled operational and climatological factors on the measuring and ad-

ditional channel; lack of additional mechanical fiber tensioners; protection of sensitive elements of the device; constancy of the geometry of the optical channel under the influence of uncontrolled operational factors; identity of the location of the main and additional channels with respect to the flow of the controlled liquid; increased sensitivity and accuracy of the device.

Key words: flow meter, light guide, radiation.

УДК 656.6-042.5/8:502/504

Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. Ограничительные факторы в оценке энергоэффективности судов-толкачей большегрузных составов во внутреннем плавании // Автоматизация судовых технических средств: науч. - техн. сб. – 2020. – Вып. 26. – Одесса: НУ "ОМА". – С. 94 – 109.

Табл. 3. Ил. 5. Список лит.: 6 назв.

Рассмотрена оценка энергоэффективности судов внутреннего плавания с использованием различных подходов к одиночным судам и к судам-толкачам большегрузных составов. Проанализированы данные систематических испытаний судов-толкачей и полученных для них значений индексов энергоэффективности.

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

Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. Обмежувальні фактори в оцінці енергоефективності суден-штовхачів великовантажних складів у внутрішньому плаванні // Автоматизація судових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2020. – Вип. 26. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 94 – 109.

Табл. 3. Іл. 5. Список літ.: 6 назв.

Розглянуто оцінку енергоефективності суден внутрішнього плавання з використанням різних підходів до одиночних судам і до судів-штовхачів великовантажних складів. Проаналізовано дані систематичних випробувань судів-штовхачів і отриманих для них значень індексів енергоефективності.

Ключові слова: судноплавство, ріка, внутрішні водні шляхи, економічність, шкідливі викиди, енергоефективність, навігаційні умови, штовхач, караван суден.

Suvorov, P., Tarasenko, T., Zalozh, V. Restrictive Factors in The Evaluation of The Inland Pushers' Energy Efficiency With Heavy Convoys. – 2020. – Vol. 26. – P. 94 – 109.

Tabl. 3. Fig. 5. Refer.: 6.

The issues of energy efficiency assessment for inland navigation vessels and focus on the need to implement different approaches in this context in relation to single vessels against pushers with heavy convoys are considered. The analyses were made for the data of systematic testing of ships and the values of energy efficiency indicators obtained for them according to the methodology applied by IMO for ships in international maritime shipping.

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

УДК 629.5.052.3-52

Шпилевский В.В., Крупов И.В. Прогнозирование динамики морского дна и ее отображение на электронных навигационных картах // Автоматизация судовых технических средств: науч. -техн. сб. – 2020. – Вып. 26. – Одесса: НУ "ОМА". – С. 110 – 123.

Ил. 8. Список лит.: 5 назв.

Безопасность судоходства является одним из приоритетных направлений эксплуатации судов. Одним из факторов, влияющих на безопасность, является точность и информативность положения судна относительно морского дна, которое имеет тенденцию изменяться во времени. Параллельно с изменением рельефа дна, но уже в другом масштабе времени изменяется поверхность моря. Приведение к единому масштабу времени с учетом этих изменений и отображение на карте динамики этих процессов на момент движения судна является целью исследования. В процессе моделирования динамических процессов морского дна и поверхности моря с учетом воздействия таких внешних факторов, как ветер и волнение получили возможность составления прогноза состояния моря и дна на предполагаемый отрезок времени прохода судна на этом участке.

Ключевые слова: РИС, динамические процессы, "scale factor", "chart dynamic model", ЭКДИС.

Шпiлевський В.В., Крупов І.В. Прогнозування динаміки рельєфу морського дна і відображення її на електронних навігаційних картах // Автоматизація судових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2020. – Вип. 26. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 110 – 123.

Іл. 8. Список літ.: 5 назв.

У представленому дослідженні наведені роз'яснення того, за допомогою яких механізмів можна використовувати природні процеси в напрямку складання прогнозу зміни рельєфу дна на мілководді в умовах судноплавства. Ключовим фактором є розробка програм, що дозволяють відстежувати зміни природних процесів з відображенням і фіксацією їх на електронних носіях будь-яке дослідження переважно проводити з урахуванням зміни стану об'єкта в часі і під впливом різних факторів одночасно і динамічно. Динамічні процеси діляться на "значущі" і "несуттєві". Ця залежність визначається масштабом простору і часу, де і коли вони відбуваються. Поняття "масштабний фактор" вводиться з метою визначення ступеня значущості впливу динамічних процесів при проведенні досліджень. Наведений в роботі спосіб моделювання динамічної карти дає можливість складати прогноз замулювання морського / річкового дна на заданий період часу. Після порівняння прогнозу з фактичним результатом можна вводити поправки в підбирається функцію, постійно вдосконалюючи модель.

Ключові слова: РИС, динамічні процеси, "scale factor", "chart dynamic model", ЕКДІС.

V. Shpilevsky, I. Krupov Methods prognostication for description dynamics of Electronic Navigational Charts. – 2020. – Vol. 26. – P. 110 – 123.

Fig. 8. Refer.: 5.

One of the factors affecting safety is the accuracy and information content of vessel position relative to the seabed, which tends to change over the time. Coming to the common time scale considering these changes and displaying these processes on dynamic map at the moment of ship movements is the purpose of the study. While modeling dynamic processes of the seabed and the sea surface, considering the impact of such external factors as wind and waves, it is possible to make a forecast of sea and seabed states for the period of time for vessel to pass this area.

Key words: RIS, dynamic processes, "scale factor", "chart dynamic model", ECDIS.

СОДЕРЖАНИЕ

Горб С.И. Повышение точности численного моделирования рабочих процессов дизелей.....	3
Левінський М.В., Левінський В.М. Вибір параметрів системи стабілізації курсу судна при дії водно-хвильових збурень	27
Михайленко В.С., Лещенко В.В., Сакали С.М., Харченко Р.Ю. Нейромережева система моніторингу показників шкідливих викидів суднового парового котла	41
Проценко В.О., Малащенко В.О. Удосконалення приводу механічного наддуву суднових дизелів застосуванням обгінно-запобіжної муфти	58
Рябцов А.В. Применение коммутаторов оптических сигналов в судовых системах передачи информации.....	72
Сандлер А.К., Карпилов А.Ю. Волоконно-оптический расходомер для судовых информационно-измерительных систем.....	85
Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. Ограничительные факторы в оценке энергоэффективности судов-толкачей большегрузных составов во внутреннем плавании.....	94
Шпилевский В.В., Крупов И.В. Прогнозирование динамики морского дна и ее отображение на электронных навигационных картах	110
Рефераты	124

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

1. Рукопись представляется в электронном виде *на украинском или русском, 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. Тоновые рисунки должны быть переведены в битовый формат. Рукопись должна быть подписана всеми авторами.

2. Объём статьи (с иллюстрациями, подрисовочными подписями и резюме на языке статьи и английском языке) не должен превышать 0,8 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 (табл.).

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.

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 26.11.2020.

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

Усл. печ. л. 8,3. 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