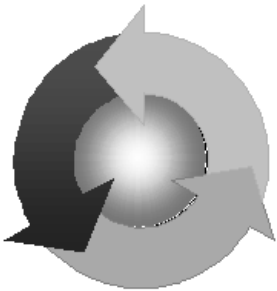


ISSN 1815-6770

Міністерство освіти і науки України
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»

Суднові енергетичні установки



Науково-технічний
збірник

Випуск 45

Одеса
2022

ББК 39.46
С 201
УДК 629.123.066

Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник.
Вип. 45 - Одеса: НУ «ОМА», 2022. -201 с.

Збірник присвячений проблемам суднової енергетики, проектування, модернізації й експлуатації суднових енергетичних установок, методам підвищення ефективності й надійності використання суднових технічних засобів.

Для науковців і фахівців.

Редакційна колегія: д.т.н., доц. С.В. Сагін (редактор); к.т.н., проф. М.О. Колегаєв; д.т.н., проф. М.В. Міусов; д.т.н., проф. В.М. Захарченко; д.т.н., проф. В.А. Голіков; д.т.н., проф. С.І. Горб; д.т.н., проф. В. В. Будашко; д.т.н., проф. О. А. Онищенко; д.т.н., проф. В. В. Афтанюк; д.ф.-м.н., проф. О. В. Малахов; д.т.н., проф. П. С. Суворов; д.ф.-м.н., проф. С. В. Козицький; д.т.н., проф. І. М. Гвоздева; к.т.н, доц. Ю. І. Журавльов; к.т.н, доц. Ю. В. Заблоцький; к.т.н, доц. В. Г. Солодовніков; к.т.н, доц.А. В. Печенюк; doctor in technical sciences, Senior Lectures Class A, Bendahmane Boukhalfa (Algeria)

Адреса редакційної колегії: 65029, Одеса, вул. Дідріхсона, 8, національний університет «Одеська морська академія» (НУ «ОМА»), кафедра ТМС.

Контактні телефони редакції (067) 558-13-28.

e-mail: ivanovich1zh@gmail.com

Комп'ютерна верстка Журавльов Ю.І.

Затверджене вченою радою НУ «ОМА», протокол №4 від 24.12.2022.

©Національний університет "Одеська морська академія", 2022

Зміст

<i>Sagin S., Kuropyatnyk O., Tkachenko I.</i> Ensuring the environmental friendliness of marine diesel engines of specialized ships	5
<i>Sagin A.C., Заблоцький Ю.В.</i> Регенерація змащувальних властивостей моторних палив і мастил під час експлуатації суднових дизелів	17
<i>Sagin C.B., Побережний P.B.</i> Аналіз ефективності використання в суднових дизелях палив різного фракційного та структурного складу	31
<i>Мадей В.В., Волков О.М.</i> Оптимізація процесу паливоподачі дизелів суден морського транспорту під час використання паливних сумішей до складу яких входить біодизельне паливо	43
<i>Столярик Т.О.</i> Вдосконалення процесів мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту.....	57
<i>Korniievych S., Borisov V., Shestopalov K., Khliyeva O., Zhelezny V.</i> Eco-energy analysis of the expediency of nanoadditive C ₆₀ fullerene to the compressor oils for small refrigerating appliances	70
<i>Zhuravlov Yu.I., Obertiur K.L., Kostyuchenko Ye.F., Yelinskiy I.E.</i> Peculiarities of wear of the working surfaces of parts of ship's technical equipment (STE)	82
<i>Аболешикін С.Є., Кардашев Д.Л.</i> Аналіз сучасних систем подачі газу низького та високого тиску на суднових малообертових двигунах	93
<i>Афтанюк В.В., Кіріс О.В., Даниленко Д.В., Афтанюк А.В.</i> Розробка інтегрованої конструкції скрубера для суднових енергетичних установок	103
<i>Веретеннік О. М., Кардашев Д. Л. , Аболешикін С. Є.</i> Натурні випробування вимірювального пристрою крутильних коливань суднового валопроводу	109
<i>Коваленко І.В., Богач В.М., Мельник О.А., Лебедєв Б.В.</i> Вплив навантаження на надійність суднових механізмів і агрегатів	116
<i>Козицький С. В., Кіріяч С. В.</i> Властивості наноструктурованих матеріалів.....	123

<i>Козицький С.В., Дем'яненко І.А.</i> Використання наночастинок оксиду титану (IV) TiO_2 для покращення трибологічних властивостей змащувального мастила.....	134
<i>Малахов О.В., Кіріс О.В., Маслов І.З., Найдьонов А.І., Генчев В.В.</i> Експлуатація гнучких трубопроводів під час сумісної роботи двох суден.....	145
<i>Мельник О. М., Налева Г. В., Обнявко Т. С., Онищенко О. А.</i> Особливості математичних моделей суднових електроприводів, побудованих на основі безщіткових двигунів постійного струму.....	155
РЕФЕРАТИ.....	169
Правила оформлення і подання рукописів для збірника «Суднові енергетичні установки».....	199

10.31653/smf45.2022. 5-16

Sagin S., Kuropyatnyk O., Tkachenko I.

National University Odessa Maritime Academy

ENSURING THE ENVIRONMENTAL FRIENDLINESS OF MARINE DIESEL ENGINES OF SPECIALIZED SHIPS

Statement of the problem in general. Marine diesel engines (as the main component of a marine power plant) are sources of environmental pollution with exhaust gases, which include toxic components: carbon dioxide CO, hydrocarbons C_nH_m, soot C, sulfur oxides SO_x, nitrogen oxides NO_x [1-3].

Nitrogen oxides NO_x occupy the first place among harmful emissions in almost all operating modes of diesel engines, regardless of their type, size and design features.

Emission of nitrogen oxides with exhaust gases marine diesel engines is regulated by the requirements of Annex VI MARPOL. In accordance with the Tier-I, Tier-II, Tier-III standards (which apply to diesel engines of ships built after 2000, 2011 and 2016), the maximum amount of NO_x in exhaust gases should not exceed the values determined by special expressions [4, 5].

When operating the power plants of marine transport ships, engineers are faced with various dilemmas, one of which links the environmental and economic performance of heat engines. Stabilization within the required limits or a decrease in the values of almost all environmental indicators of marine diesel engines (emissions of carbon oxides CO, sulfur SO_x and nitrogen NO_x) is due to:

- or with changes in the design of engines and systems that ensure their functioning [6];
- or using more expensive (currently) energy sources (for example, hydrogen, natural gas, low-sulphur fuels) [7];
- or the use of solar and wind energy technologies [8].

These methods require not only preliminary development and experimental determination of optimal modes, but also additional financial investments for their implementation, operation and maintenance.

Analysis of recent researches and publications. Methods for reducing the concentration of nitrogen oxides in the exhaust gases of marine diesel engines are divided into primary and secondary. Primary methods affect the working process in the diesel cylinder (including the fuel injection process). The main ones are charge air humidification, water injection into the diesel cylinder, the use of water-fuel emulsions, exhaust gas control (due to their recirculation or bypass). According to the theory of combustion, the formation of nitrogen oxides occurs at temperatures above 1500 K. The methods listed above provide a reduction in temperature peaks (which are characteristic of the combustion process), which reduces the intensity of formation and the amount of nitrogen oxides [9-11].

Secondary NO_x reduction methods work directly on the exhaust gases that are already moving in the exhaust line. The most common of the secondary methods is Selective catalytic reduction (SCR). In this case, the exhaust gases enter a special reactor, into which a special reagent (ammonia, ammonium nitrate or urea) is injected [12-14]. As a result of chemical reactions, nitrogen oxides (NO and NO₂) are converted into molecular nitrogen N₂ and water vapor H₂O. The efficiency of the SCR method reaches 95 %. However, SCR reactors are large and heavy. This prevents their placement in the engine room, and (since the SCR reactor is installed above the diesel engine) changes the ship's metacentric height. In addition, the use of ammonia and ammonium nitrate is unsafe for the ship and the ship's crew [15-17].

One of the methods that reduce the emission of nitrogen oxides of marine diesel engines is exhaust gas recirculation (EGR) [4, 5, 18].

One of the features of the operation of sea vessels is their accountability to international classification societies (for example, Lloyd's Register of Shipping – England, Bureau Veritas – France, Det Norske Veritas & Germanischer Lloyd – Germany, The American Bureau of Shipping – USA). Moreover, one sea vessel may be under the supervision of several companies at once. These organizations, based on empirical experience, statistical records, and scientific research, develop their own Rules for the Classification of Sea Vessels, and maintain a system of continuous monitoring of compliance with these rules on classified ships. This limits the possibility of making structural changes in the structure of ship power equipment (both thermal and mechanical engines, and systems that ensure their operation) without appropriate approval from these supervisory authorities. The ship's crew, in the performance of their functional duties, is deprived of the possibility of independent re-equipment of both the power

plant itself and the systems that serve it. Therefore, the task of both ship mechanics and representatives of research organizations is to determine the optimal operating conditions for a ship power plant without making any improvements and upgrades to its design.

Formulation of the problem. The studies were carried out on a Drillships class vessel with the following main characteristics: Length – 228.1 m, Breadth – 41.8 m, Draft (Operating / Transit) – 11.8 / 8.5 m, Deadweight – 60,086 ton, Drilling Depth – 3660 m.

The ship power plant consisted of six 16V32 STX-MAN diesel engines of the same type with the following main characteristics: bore – 320 mm; stroke – 420 mm; speed – 720 rev/min; output rank – 7000 kW; specific fuel oil consumption – 192 g/(kWh). Diesels served as both main and auxiliary engines.

The objective of the study was to determine the optimal degree of EGR, which ensures the maximum reduction in nitrogen oxide emissions while minimizing changes in the energy and economic performance of the diesel engine.

Presentation of the main research material. A feature of the operation of diesel engines 16V32 STX-MAN as part of the ship power plant Drillships is a long operational period of operation in partial modes – in the power range $N_{\text{work}}=(0.25\dots0.95)N_{\text{enom}}$. These diesels were equipped with a standard low pressure gas recirculation system (LP-EGR), in which gases after the gas turbine of the turbocharger are returned to the diesel purge receiver through the charge air cooler. A diagram of the gas-air system of a 16V32 STX-MAN diesel engine with a low-pressure gas recirculation system is shown in Fig. 1.

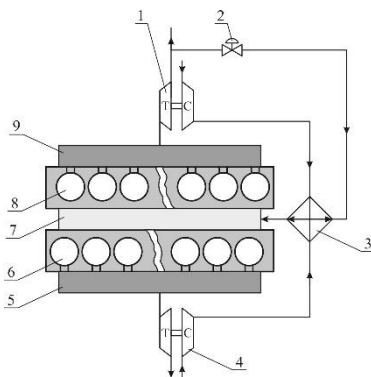


Fig. 1. Scheme of the gas-air system of the 16V32 STX-MAN diesel engine:

- 1, 4 – turbocharger ; 2 – valve of the recirculation system; 3 – charge air cooler;
5, 9 – exhaust manifold; 6, 8 – working cylinders; 7 – purge air

The design of the diesel engine provides for a two-way arrangement of rows of cylinders 6 and 8. Scavenging air to the cylinders comes from a common receiver 7. Air is injected by gas turbocharger compressors 1 and 4, and it is cooled in a common cooler 3. Exhaust gases from diesel cylinders 6 and 8 enter the manifolds 5 and 9 and further to the gas turbine of the gas turbocharger 1 and 4 (respectively). Exhaust gas recirculation on a diesel engine is provided for one row of cylinders 8 and is carried out using valve 2 controlled by a microcontroller. At the same time, part of the gases (up to 25 %) can return to the purge receiver 7 through the cooler 3. STX-MAN marine diesel engines are characterized by a high degree of boost (with a degree of air pressure increase after the gas turbocharger – up to 3.5...4.5), this ensures a uniform distribution of gases, entering the recirculation, by the volume of the purge receiver and by the working cylinders. During the experiment, the temperature of the air entering after cooler 3 into the purge receiver and further into the diesel cylinders is maintained in the range of 40...45°C with an accuracy of $\pm 1^\circ\text{C}$ by changing the amount of outboard water supplied to cooler 3. Gas flows after gas turbochargers 1 and 4 were combined in one gas outlet pipe with the subsequent use of the energy of the exhaust gases in a waste heat boiler. This contributed to levelling the occurrence of possible deviations in aerodynamic resistance between individual rows of cylinders (for a row of cylinders with gas recirculation and a row without recirculation) and contributed to the same cyclic fuel supply to each row of cylinders [18, 19].

During the research, the following were determined: the degree of recirculation of exhaust gases – δ_{EGR} ; concentration of nitrogen oxides in exhaust gases – NO_x ; specific effective fuel consumption – b_e , effective diesel power – N_e , exhaust gas temperature – t . In addition, according to the operating instructions, all the necessary parameters of the diesel engine were controlled and maintained within the required range.

Gas analysis was performed using a Testo350XL gas analyzer. At the same time, the concentrations in the exhaust gases of the following substances were determined: nitrogen oxides NO_x , oxygen $\text{O}_{2,\text{Gas}}$ and nitrogen $\text{N}_{2,\text{Gas}}$. Gas analysis of the exhaust gases was carried out in the gas exhaust line at a distance of 10 m from the place where gases exited the gas turbocharger, which complied with the requirements of the Technical Code for NO_x [18, 20, 21].

Exhaust gas recirculation degree δ_{EGR} during the experiments was calculated by the expression

$$\delta_{\text{EGR}} = \frac{\alpha - \alpha_{\text{EGR}}}{\alpha} \cdot 100\%,$$

where α – current value of excess air coefficient depending on diesel load;
 α_{EGR} – excess air coefficient when using the exhaust gas recirculation system.

Excess air ratio α was determined taking into account volume concentrations $\text{O}_{2,\text{Gas}}$ and $\text{N}_{2,\text{Gas}}$ in exhaust gases (measured using the Testo350XL gas analyzer) according to the expression

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{\text{O}_{2,\text{Gas}}}{\text{N}_{2,\text{Gas}}}}.$$

By adjusting the flow area of the exhaust gas recirculation valve (item 2 in Fig. 1), a change in the degree of recirculation of the EGR system was provided in the range $\delta_{\text{EGR}}=0\dots 21$ %.

Unitor's ProPower automatic regulation and control system, installed on a diesel engine, made it possible to record the following diesel performance indicators for each of the diesel cylinders: t – exhaust gas temperature, °C; N_e^{cyl} – effective power of the cylinder, kW; N_e – effective diesel power, kW.

The measurements were carried out at a fixed fuel supply and stabilization of the heat fluxes of the cooling media (circulating oil, fresh and sea water).

Throughout the experiment, the engine operated on the same grade of heavy fuel class RMG 380 according to ISO 8217-2020 with the following structural composition: carbon – 86.12 %, hydrogen – 13.42 %, sulfur – 0.32 %, oxygen – 0.06 %, nitrogen – 0.08 %.

High-pressure fuel equipment made it possible to set the cyclic fuel supply b_{cyc} , kg/cycle, with an accuracy of 0.5 %, (the same for each of the diesel cylinders), which made it possible to determine the specific effective fuel consumption b_e from known dependencies

$$b_e = \frac{60nz b_{\text{cyc}}}{N_e^{\text{cyl}}},$$

where n – engine speed, rpm;
 z – tact factor [22, 23].

The value of the specific effective fuel consumption obtained in this way for each of the cylinders was averaged and additionally controlled using measuring equipment installed in the booster module of the consumption system, which provides fuel supply to the diesel high-pressure fuel equipment [24].

The studies were carried out at various operating modes of the 16V32 STX-MAN diesel engine – 35...95 % of the load and various degrees of recirculation – 0...21 %. The results of measurements and calculations, which made it possible to determine the values of NO_x emissions in the exhaust gases and the specific effective fuel consumption b_e , are shown in Tables 1 and 2.

Table 1. Emission NO_x , g/(kWh) marine diesel 16V32 STX-MAN under various loads and degrees recirculation δ_{EGR}

Diesel load, %	Degree of gas recirculation δ_{EGR} , %							
	0	3	6	9	12	15	18	21
35	8.32	7.68	7.27	6.96	6.65	6.49	6.42	6.35
55	8.49	8.17	7.39	7.07	6.71	6.63	6.51	6.41
75	8.83	8.19	7.49	7.18	6.73	6.51	6.31	6.16
95	8.92	8.27	7.63	7.29	7.07	6.31	6.22	5.92

Table 2. Specific effective fuel consumption b_e , g/(kWh) marine diesel 16V32 STX-MAN under various loads and degrees recirculation δ_{EGR}

Diesel load, %	Degree of gas recirculation δ_{EGR} , %							
	0	3	6	9	12	15	18	21
35	193.9	195.5	196.7	197.8	198.6	199.1	199.8	200.7
55	191.5	192.4	194.2	194.8	195.2	196.6	197.2	197.7
75	189.9	190.2	191.3	192.1	192.5	192.9	193.4	194.3
95	189.1	189.9	190.6	190.9	191.4	192.2	192.8	193.3

According to the results of the experiments given in Tables 1 and 2, dependences of the emission of nitrogen oxides $\text{NO}_x=f(\delta_{\text{EGR}})$ and specific effective fuel consumption $b_e=f(\delta_{\text{EGR}})$ – Fig. 2. When building a complex of dependencies $\text{NO}_x=f(\delta_{\text{EGR}})$ and $b_e=f(\delta_{\text{EGR}})$ corresponding to the same load, the dependence $\text{NO}_x=f(\delta_{\text{EGR}})$. After that, its lower limit was taken as the "base" line to build the dependence $b_e=f(\delta_{\text{EGR}})$. The efficiency and economy of using the exhaust gas recirculation system in various modes of its operation can be assessed by determining the area under the dependencies $S_{0,35}^{\text{NO}_x} = f(\delta_{\text{EGR}})$, $S_{0,55}^{\text{NO}_x} = f(\delta_{\text{EGR}})$, $S_{0,75}^{\text{NO}_x} = f(\delta_{\text{EGR}})$, $S_{0,95}^{\text{NO}_x} = f(\delta_{\text{EGR}})$

та $S_{0,35}^{b_e} = f(\delta_{EGR})$, $S_{0,55}^{b_e} = f(\delta_{EGR})$, $S_{0,75}^{b_e} = f(\delta_{EGR})$, $S_{0,95}^{b_e} = f(\delta_{EGR})$, where indices 0.35...0.95 correspond to the diesel load.

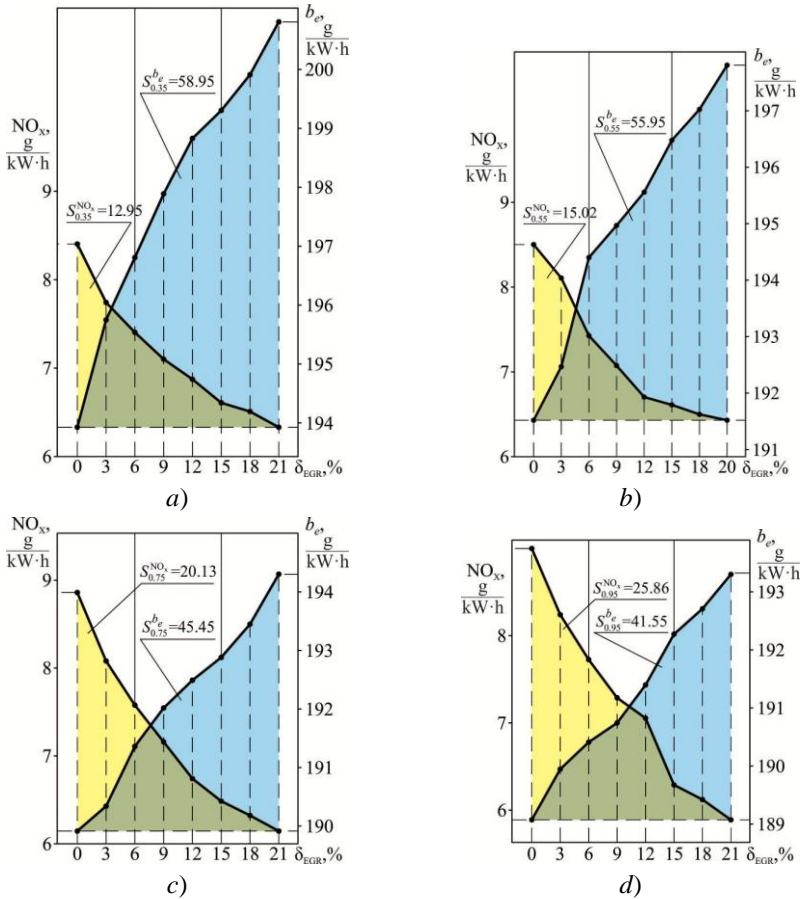


Fig. 2. Emission of nitrogen oxides NO_x and specific effective fuel consumption of a diesel 16V32 STX-MAN under various conditions of the experiment: a – load 35 %; b – load 55 %; c – load 75 %; d – load 95 %

The environmental efficiency of a diesel engine in various modes is estimated by the value of the area S^{NO_x} , economic – according to the value of the area S^{b_e} . Area under dependence $S^{NO_x} = f(\delta_{EGR})$ directly proportional to the decrease in the environmental friendliness of the diesel en-

gine. The greater the value S^{NO_x} the more effectively the EGR system provides a reduction in concentration NO_x in diesel exhaust gases. Area under dependence $S^{b_e} = f(\delta_{EGR})$ inversely proportional to the efficiency of a diesel engine. Increasing value S^{b_e} leads to an increase in the specific effective fuel consumption b_e in the mode under consideration.

EGR System Efficiency ΔNO_x , %, at different degrees of recirculation δ_{EGR} can be evaluated by the expression

$$\Delta NO_x = \frac{NO_x^0 - NO_x^{EGR}}{NO_x^0} \cdot 100\%,$$

where NO_x^0 , NO_x^{EGR} – respectively, the concentration of NO_x in the exhaust gases without and when using the EGR system.

Value ΔNO_x also characterizes the environmental friendliness of the operation of maritime transport vessels in various operating conditions. Its increase indicates a decrease in the emission of nitrogen oxides [25].

The decrease in the efficiency of a diesel engine when using the EGR system can be estimated by a relative increase in the specific effective fuel consumption Δb_e , %, which is defined as

$$\Delta b_e = \frac{b_e^{EGR} - b_e^0}{b_e^0} \cdot 100\%,$$

where b_e^0 , b_e^{EGR} – respectively, the specific effective fuel consumption without and with the use of the EGR system.

Values ΔNO_x and Δb_e for different conditions of the experiment is given in Table 3. and shown in Fig. 3 (a, b).

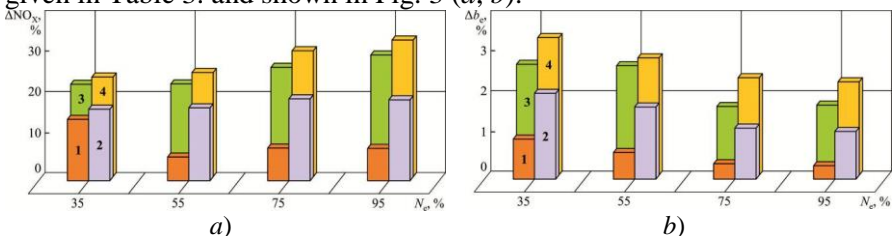


Fig. 3. Relative decrease in NO_x concentration (a) and relative increase in the specific fuel consumption (b) at different loads of a 16V32 STX-MAN marine diesel engine when using the EGR system:

1 – $\delta_{EGR}=3\%$; 2 – $\delta_{EGR}=9\%$; 3 – $\delta_{EGR}=15\%$; 4 – $\delta_{EGR}=21\%$

Table 3. Environmental efficiency and fuel efficiency marine diesel 16V32 STX-MAN when using the EGR system

Degree of recirculation, %	Diesel load, %			
	35	55	75	95
	relative reduction in nitrogen oxide emissions			
3	7.7	3.8	7.2	7.3
9	16.3	16.7	18.7	18.3
15	22.0	21.9	26.3	29.3
21	23.7	24.5	30.2	33.6
	relative increase in specific effective fuel consumption			
3	0.83	0.47	0.16	0.42
9	2.01	1.72	1.16	0.95
15	2.68	2.66	1.58	1.64
21	3.51	3.24	2.32	2.22

The data presented confirm the thesis about the need for a comprehensive assessment of the environmental and economic performance of a diesel engine.

Conclusions and prospects for further researches. Studies that are performed on diesel 16V32 STX-MAN marine class vessel Drillships with deadweights 60,086 ton showed the following.

The use of the exhaust gas recirculation system in the diesel load range of 35...95 % of the rated power and the range of 3...21 % of the degree of exhaust gas recirculation leads to a decrease in nitrogen oxide emissions by 7.7...33.6 %, while increasing the specific effective fuel consumption by 0.2...3.5 % . The deterioration of the combustion process (caused by the intake of not only air, but also exhaust gases into the diesel cylinder) leads to an increase in the temperature of the exhaust gases and increases the temperature tension of the diesel engine. It has been experimentally established that the use of the EGR system in the range of values $\delta_{EGR}=18...21$ % at operating conditions corresponding to 35...55 % load, leads to a critical increase in exhaust gas temperature. In connection, the operation of marine diesel engines in such conditions is possible only in emergency situations, and only for a short period of time.

Recirculation of exhaust gases, as a way to ensure the environmental performance of marine diesel engines, it is advisable to use in the range of values $\delta_{EGR}=9...15$ % . At the same time, in all operating modes of the diesel engine (at loads of 0.35...0.95 % of the rated power), a decrease in

nitrogen oxide emissions by 16.3...29.3 % and an increase in specific fuel consumption by 1.6...2.0 % are provided.

The choice of the optimal operating modes of the EGR system and the control of the EGR system can be performed by the ship's crew according to the developed recommendations of research organizations.

REFERENCE

1. Kuropyatnyk O.A., Sagin S.V. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NOx Emissions from Marine Diesel Engines // *Naše more : International Journal of Maritime Science & Technology*. – 2019. – Vol. 66(1). P. 1-9. doi.org/10.17818/NM/2019/1.1.

2. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A., Zablotskyi Yu.V., Gaichenia O.V. Supplying of Marine Diesel Engine Ecological Parameters // *Naše more : International Journal of Maritime Science & Technology*. – 2022. – Vol. 69(1). – P. 53-61. DOI 10.17818/NM/2022/1.7.

3. Sagin S.V., Solodovnikov V.G. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines // *Modern Applied Science*. – 2015. – Vol. 9(5). – P. 269-278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269.

4. Sagin S.V.; Kuropyatnyk O.A. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines // *Naše more : International Journal of Maritime Science & Technology*. – 2018. – Vol. 65(2). – P. 78-86. DOI 10.17818/NM/2018/2.3.

5. Kuropyatnyk O.A., Sagin S.V. Ensuring efficiency and environmental of marine diesel engines which using exhaust gas bypass system // *Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник*. Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА». – 2021. – С. 25-40. doi: 10.31653/smf343.2021.25-40

6. Сагін С.В. Зниження механічних втрат у суднових середньооборотових дизелях за рахунок оптимізації роботи циркуляційних систем мащення // *Вісник Одеського національного морського університету : Зб. наук. праць*. – 2020. – Вип. 1(61). – С. 87-96. doi.org 10.47049/2226-1893-2020-1-87-96.

7. Марченко О.О., Сагін С.В. Вдосконалення процесу очищення суднових важких палив // *Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник*. Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – 2020. – С. 10-14. DOI : 10.31653/smf341.2020.10-14.

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

9. Мадей В.В. Використання в суднових дизелях паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ«ОМА». – С. 93-110. doi: 10.31653/smf44.2022.93-110.

10. Сагин С.В., Побережний Р.В. Аналіз основних способів зниження емісії оксидів азоту дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ«ОМА». – С. 132-141. doi: 10.31653/smf44.2022.132-141.

11. Побережний Р.В., Сагин С.В. Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. – 2020. – Вип. 41. – Одеса : НУ«ОМА». – С. 5-9. DOI : 10.31653/smf340.2020.5-9.

12. Sagin S.V., Stoliaryk T.O. Comparative assessment of marine diesel engine oils // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7-8 (July – August). – P. 29-35. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

13. Madey V.V. Usage of biodiesel in marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. – 2021. – Vol. 7-8. – P. 18-21. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-18-21>.

14. Zablotsky Yu.V., Sagin S.V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9(46). – P. 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516.

15. Zablotsky Yu.V., Sagin S.V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9(20). – P. 208-216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.

16. Sagin S.V., Semenov O.V. Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors // American Journal of Applied Sciences. – 2016. – Vol. 13(2). – P. 200-208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208

17. Sagin S.V., Semenov O.V. Marine Slow-Speed Diesel Engine Diagnosis with View to Cylinder Oil Specification // American Journal of Applied Sciences. – 2016. – Vol. 13(5). – P. 618-627. DOI: 10.3844/ajassp.2016.618.627.

18. Куропятник А.А. Комплексное управление выпускными газами судовых дизелей как способ обеспечения их экологических показателей работы // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. Наук. праць. – 2020. – № 2(62). – С. 142-159. DOI 10.47049/2226-1893-2020-1-142-159.

19. Sagin S., Kuropyatnyk O., Sagin A., Tkachenko I., Fomin O., Pištěk V., Kučera P. Ensuring the Environmental Friendliness of Drillships during Their Operation in Special Ecological Regions of Northern Europe // Journal of Marine Science and Engineering. – 2022. – Vol. 10(9). – P. 1331. <https://doi.org/10.3390/jmse10091331>.

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

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

22. Зверьков Д.О., Сагин С.В. Зниження механічних втрат у судових дизелях // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 20 - 25. DOI : 10.31653/smf341.2020.20-25.

23. Zablotskyi Yu.V., Sagin A.S. Applying of fuel additives in marine diesel engines // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – Одеса : НУ «ОМА». – 2021. – Вип. 43. – С. 5-17. doi: 10.31653/smf343.2021. 5-17.

24. Заблоцький Ю.В., Сагин А.С. Визначення динамічних навантажень під час зміни режимів мащення прецизійних пар паливної апаратури судових дизелів // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 121-131. doi: 10.31653/smf44.2022.121-131.

25. Руснак Д.Ю., Сагин С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 49-54. DOI : 10.31653/smf340.2020.49-54.

10.31653/smf45.2022. 17-30

Сагін А.С., Заблоцький Ю.В.

Національний університет Одеська морська академія

РЕГЕНЕРАЦІЯ ЗМАЩУВАЛЬНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ МОТОРНИХ ПАЛИВ І МАСТИЛ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Ефективна, економічна та безпечна експлуатація судових дизелів (як головних, так і допоміжних) неможлива без підтримки в необхідних межах їх показників: енергетичних (середнього індикаторного / ефективного тиску та ефективної потужності), динамічних (частоти обертання колінчатого валу), теплових (температури випускних газів, температура мастила та води) [1, 2]. Крім того, надійна експлуатація судових дизелів вимагає здійснення контролю якості та підтримки експлуатаційних характеристик моторних палив і масел. При цьому регламентуються значення показників, які в найбільшій мірі підтверджені змінам під час транспортування, бункеровці та зберігання, а також безпосередньо під час роботи судових дизелів:

під час нагнітання палива паливним насосом високого тиску (ПНВТ) [3, 4];

під час впорскування палива через розпилювач форсунки [5, 6];

під час руху мастила в парах тертя [7, 8].

Такими показниками, перш за все, є вміст у паливі та мастилі води та механічних домішок. Вода та механічні домішки, які потрапляють в паливо або мастило, надають деструктивну дію на тонкий шар плівки, що розділяє контактні поверхні: плунжер – втулка ПНВТ і голка – розпилювач форсунки (для палива); вкладиш підшипника – колінчатий вал і поршневе кільце – втулка циліндра (для мастила). Неодноразово вказувалося, що вуглеводні рідини (як паливо, також і мастило) володіють анізотропними властивостями, які найбільш характерно виявляються в області невеликої товщини. Їх величина відповідає граничному змащувальному шару (як мастила в сполученні вал-вкладиш, також і палива в сполученні плунжер-втулка). При цьому змінюються такі характеристики, як в'язкість, пружність, несуча здатність, протидія руховим зусиллям [9, 10]. Саме ці характеристики визначають змащувальні властивості вуглеводних рідин (як палива, також і мастила). Найменші значення мастильної та паливної плівки характерні для пар тертя вал-вкладиш і плунжер-втулка. На-

дійна експлуатація цих трибосполучень забезпечує тривалу та безаварійну роботу суднових дизелів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для підвищення змащувальних властивостей палива та мастила запропоновані різні технології. Умовно вони поділяються на дві групи: перші впливають на стан та характеристики металевій поверхні, другі – безпосередньо на показники рідини, що поділяє ці поверхні. До першої відносяться нанесення регулярного мікрорельєфу, плазмове нанесення на металеві поверхні додаткового шару з спеціальних хімічних елементів та з'єднань, використання фторорганічних покриттів [11, 12]. Найбільш поширені технології другої групи – додавання присадок, змащувальних та охолоджуючих рідин та поверхнево-активних речовин [13, 14]. Обидві технології спрямовані на підвищення внутрішньої самоорганізації молекул змащувального шару палива або мастила. Це сприяє підвищенню товщини змащувального шару, збільшенню його пружності та несучої здатності [15, 16]. Нажаль з перебігом часу всі вказані технології поступово втрачають ефективність, тому експлуатаційні характеристики палива або мастила вимагають поновлення або регенерації [17, 18].

Постановка завдання. Завданням дослідження було вивчення можливості регенерації змащувальних властивостей палива та мастила, що використовуються під час експлуатації суднових дизелів.

Виклад основного матеріалу. Судові моторні палива і мастила (у зв'язку зі своїм елементарним складом) є вуглеводними рідинами (ВВР). Вуглець і водень (вміст яких в паливі і мастилi досягає 80...85 % і 10...15 % відповідно), адсорбуються на металевій поверхні, утворюють граничний змащувальний шар і забезпечують змащувальну здатність ВВР. Потрапляння частинок води та механічних домішок в паливо або мастило знижує їх змащувальну здатність і призводить до підвищеного зносу паливної апаратури та вкладишів підшипників колінчатого вала. Таку поведінку ВВР можна пояснити руйнуванням його граничних змащувальних шарів, що примикають до робочих поверхонь пари тертя. Активні частини молекул ВВР (які мають ланцюгову побудову [19, 20]), захоплюються частками механічних домішок і води, викликаючи часткову або повну деструкцію граничного шару (рис. 1).

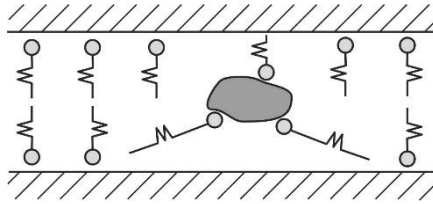


Рис. 1. Деструкція граничних шарів вуглеводних рідин під час попаданні до них води або механічних домішок

Видалення подібних домішок в суднових паливних системах та системах мащення проводиться за допомогою сепараторів і фільтрів. При цьому дані методи забезпечують необхідну якість палива або мастила лише на певних ділянках, а перенасичення німі суднових систем призводить до підвищення витрат енергії. У зв'язку з цим, ефективним є спосіб, що дозволяє регенерувати змащувальні властивості палива або мастила в гідродинамічному активаторі. Гідродинамічний активатор (рис. 2) складається з групи сопел Лавалю 1, проходячи через які ВВР (паливо або мастило) збільшує свою кінетичну енергію. Одночасно з цим збільшується кінетична енергія частинок механічних домішок і води, що знаходяться у ВВР. На виході з камери потік ВВР ударяється о металеву циліндричну поверхню 2. Енергія удару частково йде на розрив слабких зв'язків між молекулами ВВР і домішками, а також на руйнування самих твердих частинок і частково розсіюється в активаторі.

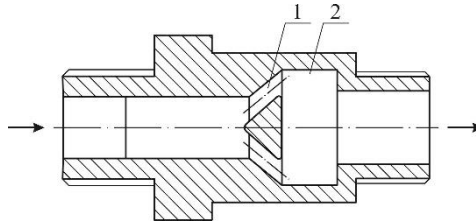


Рис. 2. Спрощена схема гідродинамічного активатора

Таким чином, встановивши енергію удару вище енергії зв'язку, можливо звільнити молекули палива або мастила від сторонніх адгезійних зв'язків. Це сприятиме регенерації структурованих граничних шарів ВВР на поверхні пари тертя плунжер-втулка ПНВТ або вал-вкладиш підшипника. З метою зниження енергетичних витрат на роботу гідродинамічного активатора та підвищення його ефективності процес удару потоку ВВР о внутрішню металеву поверхню здійс-

нюється під кутом, рівним 45° . Вибір цього значення визначається теорією пружності. Під час удару твердої частинки або глобули води, що знаходиться в ВВР о робочу поверхню активатора, дана частка відчуває складний тривісний або об'ємний напружений стан. На рис. 3 зображено елемент частинки, яка знаходиться в об'ємному напруженому стані та грані якої є головними майданчиками.

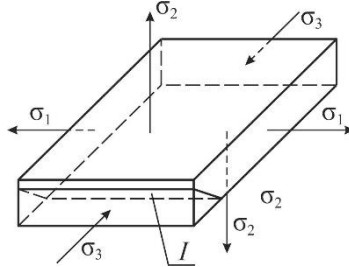


Рис. 3. Елементарний об'єм твердої частки домішки, що знаходиться в потоці ВВР

Розглянемо майданчики, паралельні одній з головних напруг, наприклад, довільний майданчик I , паралельний головній напрузі σ_1 . Напружений стан на таких майданчиках може бути визначений аналітично:

$$\sigma_\alpha = \sigma_1 \cos^2 \alpha_1 + \sigma_2 \cos^2 \alpha_2 + \sigma_3 \cos^2 \alpha_3, \quad (1)$$

$$\tau_\alpha = \sqrt{\sigma_1^2 \cos^2 \alpha_1 + \sigma_2^2 \cos^2 \alpha_2 + \sigma_3^2 \cos^2 \alpha_3}, \quad (2)$$

де σ_α , τ_α – відповідно нормальна та дотична напруга на майданчиках; α_1 , α_2 , α_3 – кути, які утворює нормаль до аналізованого майданчика з напругою σ_1 , σ_2 , σ_3 відповідно.

Легко встановити, на яких майданчиках діятиме найбільше дотичне напруження при тривісному напруженому стані, і знайти його величину. За будь-якого об'ємного напруженого стану найбільші дотичні напруги будуть:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}. \quad (3)$$

Вони діють на майданчику, паралельному головному напрузі та нахиленому під кутом 45° до головної напруги σ_1 та σ_3 . Далі, якщо розв'язувати завдання удару частки та визначити величину перепаду

тисків у гідродинамічному активаторі, при якій станеться руйнування, то вийде вираз

$$\Delta P = \frac{v_{\min}^2 \gamma}{2\varphi^2 g},$$

де P – перепад тисків рідини на гідродинамічному активаторі;

v_{\min} – мінімальна швидкість струменя, за якою в результаті удару відбудеться руйнування твердої частинки в паливі;

γ – питома маса палива;

$\varphi=0,92\dots0,94$ – коефіцієнт швидкості, що залежить від властивості сопла [21, 22].

Мінімальна швидкість частинки, що знаходиться в струмені, за якою під час удару відбудеться її руйнування, може бути визначена згідно з рівнянням Герца для контактної завдання за умовою пружної взаємодії тіл при пружно-гідродинамічному навантаженні

$$v_{\min} = \left(\frac{2,22 \cdot 10^3 \sigma_g^3 \left((1-\mu_1^2)E_1 + (1-\mu_2^2)E_2 \right)^{1,2}}{DE_1E_2} \right)^{1,2},$$

де μ_1, μ_2 – коефіцієнти Пуансона відповідно до матеріалу частки домішки та деталі;

E_1, E_2 – модулі пружності відповідно матеріалу частки домішки та деталі;

D – діаметр частки домішки;

σ_g – допустима напруга у матеріалі частки домішки [23, 24].

Руйнування частки домішки обумовлено дотичною напругою. Розмір дотичної напруги залежить від кута удару частки. Найбільше дотичне напруження в частинці, як видно з рівнянь 1-3, виникає за умовою удару під кутом 45° .

Дослідження виконувались у науковій лабораторії та на морському судні класу General Cargo дедвейтом 19700 тонн. Дослідження проводилися для різних сортів судового палива: малов'язкого DMA, середньов'язкого RMB30, важкого RMG380; та мастил Castrol TLX XTRA204, Castrol Cyltex40SX. Палива DMA та RMG380, а також циркуляційне мастило Castrol TLX XTRA204 використовувалися в судовому дизелі 6S50MC-C MAN-Diesel. Палива DMA та RMB30, а також циркуляційне мастило Castrol Cyltex40SX використовувалися в судовому дизелі 5L23/30 MAN-Diesel.

У науковій лабораторії визначалися:

за допомогою машини тертя – значення сили тертя в сполученні, що імітує пари тертя вал-вкладиш та плунжер-втулка ПНВТ [25, 26];

за допомогою ротаційного віскозиметра – значення в'язкості в граничному шарі ВВР [27, 28];

за допомогою оптичної установки, що реалізує принцип подвійного променезаломлення, – значення товщини граничного шару [29].

На морському судні визначався технічний стан пар тертя вал-вкладиш, плунжер-втулка ПНВТ, голка-розпилювач форсунки, а також вміст механічних домішок у моторному мастилі для двох умов експлуатації паливної системи та системи мащення: без використання та з використанням гідродинамічного активатора [30, 31]. Схема підключення гідродинамічного активатора до паливної системи та системи мащення відповідала фрагментам, показаним на рис. 4. Результати досліджень наведено у таблиці 1.

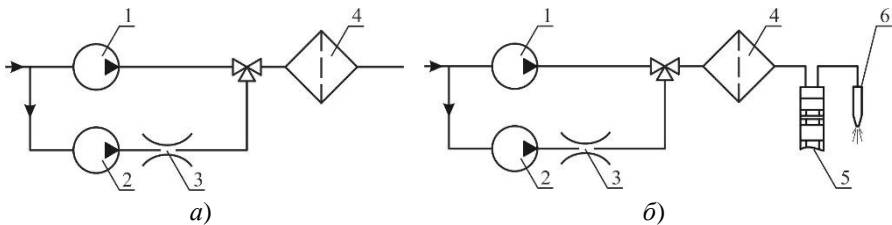


Рис. 4. Схема підключення гідродинамічного активатора в паливну систему (а) та систему мащення (б) суднового дизеля (фрагмент): 1 – основний насос, що підкачує паливо; 2 – резервний насос, що підкачує паливо; 3 – гідродинамічний активатор палива; 4 – сепаратор палива; 5 – ПНВТ; 6 – форсунка

Таблиця 1. Результати досліджень

Марка моторного палива / моторного мастила	Товщина граничного шару, d_s , мкм		В'язкість граничного шару, ν , $\text{мм}^2/\text{с}$		Сила тертя в сполученні вал-вкладиш (для моторних масел) або плунжер-втулка (для моторних палив), $F_{\text{тр}}$, Н	
	1	2	1	2	1	2
DMA	9,2	9,7	6,1	6,4	1,18	0,88
RMB30	7,8	8,2	30,3	31,8	1,34	1,12
RMG380	7,3	7,7	382	394	1,71	1,42
Castrol TLX XTRA204	10,4	11,2	127	139	0,72	0,62
Castrol Cyrtex40SX	11,8	12,7	142	156	0,56	0,46

Примітка: 1 – без обробки в гідродинамічному активаторі; 2 – з додатковою обробкою в гідродинамічному активаторі

Для кращої візуалізації результатів, наведених у таблиці 1, побудовані номограми – рис. 5, 6.

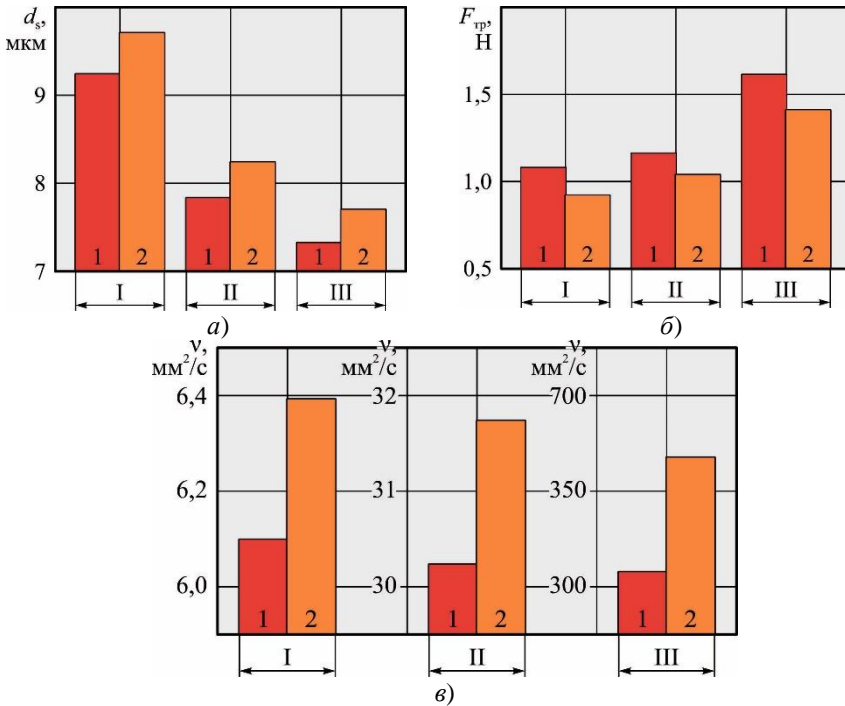


Рис. 5. Зміна товщини граничного шару (а), в'язкості граничного шару (б), сила тертя в сполученні плунжер-втулка ПНВТ (в):

1 – без обробки в гідродинамічному активаторі; 2 – з додатковою обробкою в гідродинамічному активаторі; I – DMA; II – RMB30; III – RMG380

На рис. 7. показані гістограми сил тертя $F_{тр}$ у сполучення вал-вкладиш, отримані в результаті лабораторних досліджень для моторного мастила Castrol Cylltex40SX (яке використовувалося в циркуляційній системі суднових дизелів 5L23/30 MAN-Diesel без та з додатковою обробкою в гідродинамічному активаторі). Наведені результати свідчать про те, що додаткова обробка моторного мастила в гідродинамічному активаторі сприяє зниженню сили тертя у зазначеному сполученні, зменшенню деструкуючої дії води та механічних домішок після гідродинамічної активації, підвищенню регенеративних характеристик моторного мастила.

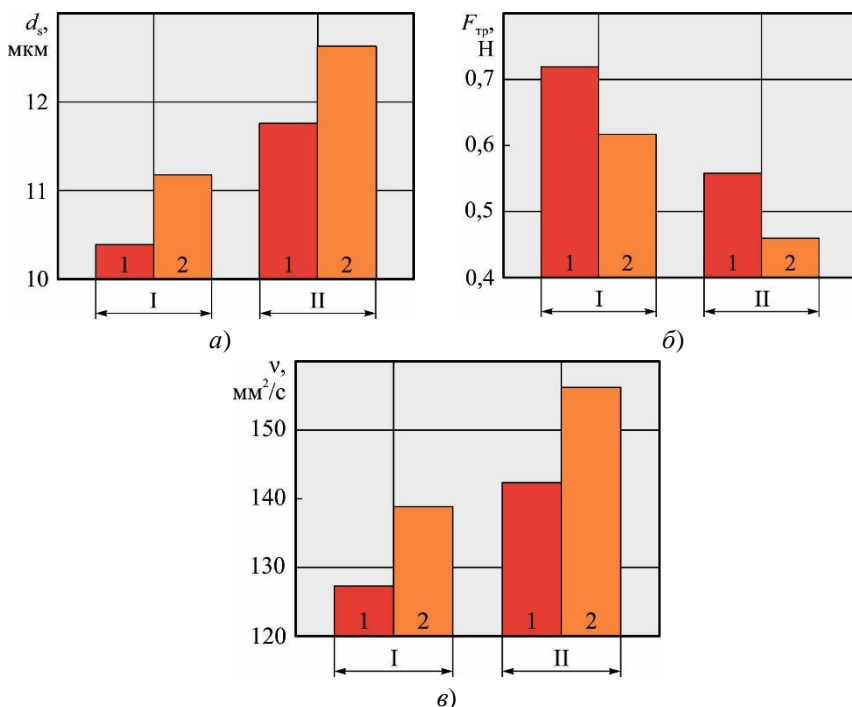


Рис. 6. Зміна товщини граничного шару (а), в'язкості граничного шару (б), сила тертя в сполученні вал-вкладиш (в):

1 – без обробки в гідродинамічному активаторі; 2 – з додатковою обробкою в гідродинамічному активаторі;

I – Castrol TLX XTRA204; II – Castrol Cyltex40SX

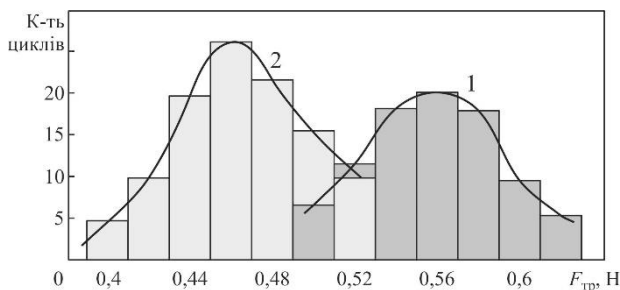


Рис. 7. Гістограма сил тертя в парі вал-вкладиш для моторного мастила Castrol Cyltex40SX:

1 – без обробки в гідродинамічному активаторі; 2 – з додатковою обробкою в гідродинамічному активаторі

Для визначення динаміки зміни товщини граничного шару моторного мастила, його величина визначалася в інтервалі 0, 50, 100, 150 годин експлуатації мастила Castrol Cyltex40SX в циркуляційній системі дизелів 5L23/30 MAN-Diesel (в циркуляційній системі одного з дизелів відповідно до схеми, що надана на рис. 4, *a* виконувалася додаткова обробка моторного мастила за допомогою гідродинамічного активатора). На протязі цього періоду поповнення мастила в циркуляційній системі не проводилося, тому регенерація його експлуатаційних характеристик була можлива тільки за рахунок використання в системі гідродинамічного активатора. Результати досліджень наведено на рис. 8.

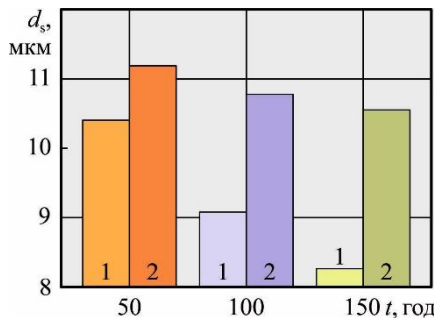


Рис. 8. Зміна товщини граничного шару моторного мастила Castrol Cyltex40SX:

1 – без обробки в гідродинамічному активаторі; 2 – з додатковою обробкою в гідродинамічному активаторі

З метою вивчення впливу гідродинамічної активації на процес мащення суднових дизелів виконувався спектральний аналіз моторного мастила Castrol Cyltex40SX, яке використовувалось в системі циркуляційного мащення суднових дизелів 5L23/30 MAN-Diesel. Моторне мастила одного з дизелів піддавалось гідродинамічній обробці відповідно до схеми, що наведена на рис. 4, *a*. Результати спектрографічного аналізу, за допомогою якого визнався вміст металевих домішок в мастилі, наведені в таблиці 2.

За результатами таблиці 2 побудовані діаграми, що надані на рис. 9.

Таблиця 2. Результати спектрографічного аналізу моторного мастила Castrol Cyltex40SX

Компонент, мг/кг	50 годин		100 годин		150 годин	
	1	2	1	2	1	2
Al	2	1	4	2,5	6	3
Cr	1	1	1	1	1,5	1,5
Cu	1	1	1,5	1,5	2	2
Fe	4	3	7	4,5	9	5
Sn	0,5	0,5	1	1	1,5	1
Pb	0,5	0,5	0,5	0,5	1	0,5
Загальна кількість, Σ_M	9	7	15	11	21	13

Примітка: 1 – без обробки в гідродинамічному активаторі; 2 – з додатковою обробкою в гідродинамічному активаторі

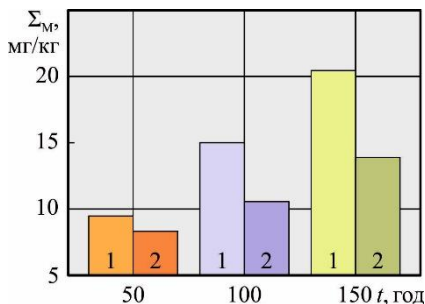


Рис. 9. Кількість механічних домішок Σ_M , мг/кг, що входять до моторного мастила Castrol Cyltex40SX:

1 – без обробки в гідродинамічному активаторі; 2 – з додатковою обробкою в гідродинамічному активаторі

Шляхом візуального обстеження було встановлено, що під час використанні палива, що пройшло обробку в гідродинамічному активаторі, зменшився знос у сполученнях плунжер-втулка ПНВТ і голка-розпилювач форсунки. Загальне збільшення ресурсу роботи елементів паливної апаратури високого тиску було оцінено такими значеннями: ПНВТ 20...22 %, розпилювач форсунки 10...12 %. Також виявлено, що гідродинамічна активації моторного мастила зменшує утворення нагару на поверхні вкладишів підшипників

Висновки і перспективи подальших досліджень.

1. Вуглеводневі рідини (паливо та мастило), що використовуються в суднових енергетичних установках, мають анізотропні властивості, які найбільш виражено виявляються у вузьких зазорах поблизу металевих поверхонь.

2. Вода та механічні домішки, що потрапляють до складу як палива, також і мастила, викликають деструкцію молекул в їх граничних шарах, що погіршує змащувальні властивості вуглеводневих рідин та призводить до зниження рівня надійності суднових енергетичних установок (зокрема суднових двигунів внутрішнього згоряння та обслуговуючих їх систем).

3. Одним з методів регенерації змащувальних властивостей суднових палив та мастил є використання гідродинамічних активаторів, що здійснюють силове навантаження на механічні домішки та воду, зменшуючи їх адгезійні зв'язки з вуглецем та воднем та поновлюючи ланцюгову побудову граничного змащувального шару палива або мастила.

4. Регенерація змащувальних властивостей моторних палив і мастил сприяє зменшенню втрат енергії на продавання сил тертя та підвищенню в'язкості змащувального шару палива або мастила, що виявляється в зниженні зносу в трибосполученнях вал-вкладиш підшипника та плунжер-втулка паливного насоса високого тиску.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

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

2. Заблоцкий Ю.В., Сагин С.В. Исследование эксплуатационных характеристик судовых среднеоборотных дизелей при их работе на различных топливах // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2014. – № 34. – Одесса : ОНМА. – С. 80-86.

3. Заблоцкий Ю.В., Сагин А.С. Визначення динамічних навантажень під час зміни режимів мащення прецизійних пар паливної апаратури суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 121-131. doi: 10.31653/smf44.2022.121-131.

4. Заблоцкий Ю.В. Определение механических нагрузок в парах трения топливной аппаратуры судовых дизелей // Проблемы техники : наук.-виробн. журнал. – 2014. – № 2. – Одесса : ОНМУ. – С. 57-64.

5. Sagin S.V. Decrease in mechanical losses in high-pressure fuel equipment of marine diesel engines. Materials of the International Confer-

ence “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”. Part 1. August 31. – 2019. – Beijing, PRC. – P. 139-145. DOI. 10.34660/INF.2019.15.36258.

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

7. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка суднових дизелів під час використанні моторних мастил з різними структурними характеристиками // Автоматизація суднових технічних засобів : наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 108-119. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119.

8. Sagin S., Madey V., Sagin A. Stoliaryk T., Fomin O., Kučera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels // Journal Marine Science and Engineering. – 2022. – Vol. 10. – Iss. 10. – P. 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>.

9. Sagin S.V., Stoliaryk T.O. Comparative assessment of marine diesel engine oils // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7-8. – P. 29-35. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

10. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 69-80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

11. Заблоцкий Ю. В. Использование регулярного микрорельефа для оптимизации работы топливной аппаратуры высокого давления судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 65-73.

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

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

14. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка суднових дизелів під час використанні моторних мастил з різними структурними характеристиками // Автоматизація суднових технічних засобів : наук. -техн. зб.

– 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 108-119. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119.

15. Sagin S.V., Stoliaryk T.O. Comparative assessment of marine diesel engine oils // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. – 2021. – Vol. 7-8. P. 29-35. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

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

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

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

19. Сагин С.В., Семенов А.В. Оценка вязкости масла при обеспечении режимов смазывания цилиндровой группы судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 104-114.

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

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

22. Sagin S.V. Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments”. Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4. – P. 195-202. DOI: 10.34660/INF.2020.4.52991.

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

24. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels // *Technology Audit and Production Reserves*. – 2021. – № 5 (2(61)). – P. 26-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.

25. Зверьков Д.О., Сагін С.В. Зниження механічних втрат у суднових дизелях // *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб.* – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 20-25. DOI : [10.31653/smf341.2020.20-25](https://doi.org/10.31653/smf341.2020.20-25).

26. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоев углеводородных жидкостей // *Проблемы техники : науч.-виробн. журнал.* – 2011. – № 3. – Одесса : ОНМУ. – С. 78-88.

27. Кириян С.В., Алтоиз Б.А. Эпитропные жидкокристаллические слои синтетических масел и их влияние на сдвиговое течение // *Физика аэродисперсных систем.* – 2008. – № 45. – С. 72-77.

28. Сагин С.В. Исследование корреляционной взаимосвязи жидкокристаллических свойств граничных смазочных слоев и реологических характеристик моторных масел судовых дизелей // *Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.* – 2014. – № 33. – Одесса : ОНМА. – С. 67-76.

29. Сагин С.В., Мацкевич Д.В. Оптические характеристики граничных смазочных слоев масел, применяемых в циркуляционных системах судовых дизелей // *Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.* – 2011. – № 26. – Одесса : ОНМА. – С. 116-125.

30. Столярик Т.О. Прогнозування механічних втрат в суднових дизелях // *Суднові енергетичні установки : наук. -техн. зб.* – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 142-156. doi: [10.31653/smf44.2022.142-156](https://doi.org/10.31653/smf44.2022.142-156).

31. Sagin S.V. Improving the performance parameters of systems fluids // *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Vienna-2018.* – № 7-8. – P. 55-59. doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-55-59.

10.31653/smf45.2022. 31-42

Сагін С.В., Побережний Р.В.

Національний університет «Одеська морська академія», Одеса

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ В СУДНОВИХ ДИЗЕЛЯХ ПАЛИВ РІЗНОГО ФРАКЦІЙНОГО ТА СТРУКТУРНОГО СКЛАДУ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Суднові дизелі відносяться до найпоширенішого типу енергетичних установок, які використовуються на судах морського та внутрішнього водного транспорту. У порівнянні з паротурбінними та газотурбінними установками суднові дизелі характеризуються мінімальними витратами палива не лише на одиницю потужності (кг/кВт·год), але і на одиницю пройденого судном шляху (кг/миля). Це є головною причиною, по якій вони в найбільшій кількості (до 95...97 % у порівнянні з іншими типами теплових двигунів) встановлюються як головні та допоміжні двигуни на судах морського та внутрішнього водного транспорту [1-3].

Двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) суден морського та внутрішнього водного транспорту є найбільшими споживачами рідкого палива. Потужність головних та допоміжних двигунів судових енергетичних установок (СЕУ) лежить у діапазоні від кількох сотень до десятків тисяч кіловат. Сучасні судна класу Container Ship комплектуються головними двигунами (ГД) з потужністю до 90000...95000 кВт та допоміжними двигунами (ДД) з потужністю до 4000...4500 кВт. За середньої питомої ефективної витратою палива 180...185 г/(кВт·год) добова витрата палива ГД може становити 400...420 тонн/добу, а ДД, кількість яких на сучасних судах до 4-х, а кількість паралельно працюючих до 3-х, 40...50 тонн/добу [4-6].

В зв'язку з цим під час експлуатації ДВЗ постійно ставиться завдання зменшення витрат на паливо, одним зі шляхів розв'язання якого є використання в СЕУ палив погіршеного стану. При цьому необхідно забезпечити надійну роботу дизелів під час будь-яких навантажень.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відповідно до стандарту на паливо DIS DP-8217, розробленого міжнародною організацією по стандартизації ISO, в судових ДВЗ використовуються два сорти дистильованого палива – чисте дизельне паливо DMB і змішане паливо DMC, а також очищене паливо RM [7, 8]. Діапазон в'язкості

палив класу DMB і DMC при 100°C лежить в межах 5...10 сСт, а їх густина за 15°C становить 820...850 кг/м³. В зв'язку з цим дані сорти палива називають легкими. Палива класу RM (RMG, RMH, RMK) мають в'язкість за 100°C 35...55 сСт і густину за 15°C 990...1010 кг/м³ і називаються важкими. Важкі сорти мають більш низьку вартість в порівнянні з легкими, що визначає їх використання в суднових дизелях для скорочення фінансових витрат на придбання палива [9-11]. Також необхідно відзначити, що для сучасних суднових дизелів (як головних, також і допоміжних) важкі сорти палив застосовуються для забезпечення всіх режимів роботи, в тому числі режимів пуску та реверсування [12, 13].

Постановка завдання. Завданням дослідження було визначення ефективності використання в суднових дизелях палив різного фракційного та структурного складу.

Виклад основного матеріалу дослідження. Дизельна енергетична установка сучасних СЕУ комплектується мало- та середньооборотними дизелями (МОД та СОД). МОД, які працюють за двотактним циклом, використовуються як ГД і передають потужність на гвинт. Цю ж функцію можуть виконувати СОД, які працюють за чотиритактним циклом. Однак найбільше застосування вони отримали як ВД для приводу електрогенераторів суден [14, 15]. Традиційно експлуатація суднових МОД на режимах роботи, що встановилися, проводиться на важких сортах палива. Температура повітряного заряду в циліндрі дизеля в момент впорскування палива, а також тривалий період часу, що припадає на його займання, дозволяє надійно використовувати в цих типах дизелів паливо погіршеного структурного та фракційного складу. Час експлуатації МОД на легкому паливі, а також на суміші легкого та важкого палива визначається їхньою роботою на пускових режимах та залежить від призначення судна. У разі роботи в прибережних районах та частих портах заходу, коли експлуатація ГД відбувається на режимах пуску та реверсу, час роботи дизеля на легкому паливі підвищується, при цьому також підвищується його витрата. Під час тривалих переходів експлуатація ГД відбувається лише на важких сортах палива, причому час такої роботи може досягати кількох десятків діб, що суттєво знижує загальні витрати легкого палива. Експлуатаційні режими роботи суднових СОД забезпечуються важкими та легкими сортами палива. Використання малов'язкого палива обумовлено необхідністю забезпечення його

надійного самозаймання протягом більш короткого (порівняно з МОД) періоду впорскування, тривалість якого оцінюється за виразом

$$\tau = \frac{\varphi_d}{6n}, \text{ сек,}$$

де n – частота обертання колінчастого валу дизеля, об/хв;

$\varphi_d = 15 \dots 35^\circ$ пкв – дійсна тривалість подачі палива до циліндра в градусах повороту колінчастого валу (пкв).

Частота обертання колінчастого валу сучасних суднових МОД із підвищеним відношенням ходу поршня до діаметра циліндра знижено до 70...75 об/хв. Мінімальне значення цього параметра для СОД – 450...500 об/мин. Це призводить до того, що навіть за умовою підвищеної для СОД порівняно з МОД тривалістю подачі палива в циліндр, час впорскування палива і, відповідно, час його окислення, займання та згоряння скорочується в 3...4 рази. Ще однією причиною використання в СОД легких сортів палива є їхня часта робота на режимах пуску та часткового навантаження. При цьому частина теплової енергії, підведеної в процесі стиснення, втрачається через погано прогріті поверхні деталей циліндрової групи, що суттєво знижує температуру в циліндрі в момент впорскування палива та змушує використовувати палива з меншою температурою самозаймання.

Фракційний склад палива визначається кількістю тих чи інших нафтових фракцій, що википають за певних температурних межах. Фракційний склад палив є одним з найважливіших показників його якості, який дає можливість оцінювати випаровування його парів і виражає залежність між температурою та кількістю палива, що перетворюються з одного стану в інший за цією температурою. Фракційний склад (від якого залежить займистість палива на пускових режимах, особливо в умовах екстреного пуску) важливий під час використання палива в суднових СОД, в яких згоряння відбувається за менший проміжок часу [16, 17].

Палива для суднових дизелів є складними сполуками горючих елементів, мінеральних домішок і води, молекулярна будова яких постійно вивчається. Елементарний хімічний аналіз цих палив не розкриває хімічної природи сполук, що входять до них, і тому не може дати достатньо повного уявлення про їх властивості, але дозволяє розрахувати тепловий і матеріальний баланс процесу горіння палива. Елементарний хімічний склад суднових моторних палив виражається залежністю

$$C^p + H^p + O^p + N^p + S^p + A^p + W^p = 100\%$$

і складається з горючих речовин: вуглецю С, водню Н, сірки S, а також кисню О та азоту N, що знаходяться в складних високомолекулярних сполуках. Крім того, паливо містить негорючі мінеральні домішки, що перетворюються при спалюванні палива на золу А та вологу W.

Основною горючою складовою палива є вуглець, горіння якого зумовлює виділення основної кількості тепла. Вміст вуглецю у паливі становить 85...88 %. Другим за значенням елементом в горючій масі палива є водень, його вміст у рідких паливах коливається в діапазоні 10...13 %. Кисень і азот у паливі є органічним баластом, тому що їх наявність зменшує вміст горючих елементів у паливі. Азот під час спалювання палива в атмосфері повітря не окислюється та перетворюється на продукти згорання у вільному вигляді. Сірка у паливі перебуває у складі неорганічних сполук. Вміст сірки в паливі може досягати 3,5 %, при цьому використання палива з вмістом сірки більше 0,5 % допускається лише за умови додаткового очищення випускних газів у скруберах та підтримання необхідного відношення SO_2/CO_2 [18]. Сірчисті сполуки, що входять до складу палива, прийнято поділяти на активні та неактивні. Активні сірчисті сполуки (вільна сірка, сірководень, меркаптани) під час контакту з металом викликають корозію. Неактивні сірчисті сполуки (сульфіди, дисульфід та ін.) за звичайних умов не викликають корозії металів. Однак, дія активних, а також неактивних сірчистих з'єднань в умовах перебігу робочого процесу в камері згорання ДВЗ змінюється. Обидві категорії домішок переходять до розряду активних компонентів. Це відбувається внаслідок того, що під час згорання сірки утворюється сірчистий газ SO_2 і сірчаний ангідрид SO_3 , які, вступаючи в реакцію з водою, що сконденсувалася, утворюють сірчисту H_2SO_3 та сірчану H_2SO_4 кислоти. Ці кислоти викликають сильну корозію деталей циліндрової групи дизеля та газовипускного тракту. Крім цього, внаслідок низької теплоти згорання присутність сірки зменшує теплоту згорання палива. Тому сірка є шкідливою та небажаною домішкою палива. Крім того, використання сірчистих палив безпосередньо пов'язане з виконанням екологічних вимог, що висуваються до суднових ДВЗ. Відповідно до Додатку IV міжнародної конвенції МАРПОЛ визначені спеціальні райони, де можливе використання лише палива, що містить не більше 0,1 % сірки. Експлуатація суднових ДВЗ (як головних, і допоміжних) у таких районах можлива лише з дистилят-

них паливах, наприклад DMX, DMA, DMB [19-21]. Крім сірки в паливах найбільш поширені вуглеводневі домішки, вода та механічні домішки. Вуглеводневі домішки – це переважно гетероорганічні сполуки, що входять до складу вихідної сировини. Це найбільш характерно для дизельного палива, внаслідок їх високої молярної маси та високих температур кипіння. Насамперед це сірчисті сполуки, вуглеводневі кислоти та смолисто-асфальтові речовини. Вода потрапляє в паливо під час транспортування, зберігання та перекачування палива та прискорює корозію металевих деталей двигуна. Механічні домішки погіршують прокачування палива по системі паливоподачі, є підставою для утворення смолистих відкладень, збільшують механічне зношування та корозію металу [22-24]. Особливо велику шкоду механічні домішки завдають системі високого тиску дизеля, викликаючи підвищений знос прецизійних деталей. Основним джерелом механічних домішок є атмосферний пил. Структурний склад палива визначає одну з основних характеристик – нижчу теплоту згоряння Q_n , чисельне значення якої може бути визначено за виразом

$$Q_n = 339,15C^p + 1256H^p - 108,86(O^p - S^p) - 25,12(9H^p + W^p)$$

Від нижчої теплоти згоряння палива Q_n залежить його питома ефективна витрата

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_n},$$

де η_e – ефективний коефіцієнт корисної дії (ККД) дизеля.

За умовою фіксованого значення ефективного ККД $\eta_e=0,45$ зміна структурного складу палива призводить до наступних змін нижчої теплоти згоряння та питомої ефективної витрати палива (таблиця 1).

Таблиця 1. Вплив структурного складу палива на його нижчу теплоту згоряння та питома ефективна витрата

Зміна структурного складу палива					Q_n , кДж/кг	b_e , кг/(кВт·год)
C^p	H^p	S^p	O^p	W^p		
87,0	11,3	1,0	0,4	0,3	41203	0,194
87,5	11,1	1,0	0,4	0,3	41870	0,191
87,2	12,6	0,1	0,05	0,05	42556	0,188

Вартість палива коливається в залежності від зазначених характеристик. Станом на 01.12.2022 р. ціни на паливо у різних світових портах (за даними Internet ресурсу Ship & Bunker – Shipping News and Bunker Price Indications [25]) наведено у таблиці 2.

Таблиця 2. Вартість морського палива, \$USA/тонна

Порт бункеровки	Тип палива		
	MGO	VLSFO	IFO380
Сінгапур	948	685	425
Роттердам	935	596	407
Хьюстон	1015	633	421
Фуджейра	1185	670	406
Гонконг	1006	669	461

Враховуючи зазначені вище витрати на забезпечення експлуатаційної потужності дизелів, витрати на паливо для потужних СЕУ досягають 250...300 тис. \$USA/доба, а СЕУ середньої потужності 50...70 тис. \$USA/доба. Наведені дані пояснюють прагнення судновласників до зменшення витрат на паливо через придбання палива погіршеного фракційного та структурного складу, а також використання подібних палив під час експлуатації суднових дизелів (двох та чотиритактних) на будь яких навантаженнях [26].

Дослідження виконувались на судні класу General Cargo, що здійснювало постійні морські перевезення тривалістю 7...10 днів між двома портами. Як ГД на судні використовувався МОД MAN-Diesel&Turbo 5S60 MEC8.1-Tier II. До складу допоміжної установки судна входили три суднових СОД MAN-Diesel&Turbo 5L23/30H з номінальною потужністю 565 кВт. Під час експлуатації дизелів використовувались моторні палива DMA, RME180, RMG380, основні характеристики яких наведені в таблиці 3.

Таблиця 3. Характеристики моторних палив

Характеристика	Марка палива		
	DMA	RME180	RMG380
Густина при 20°C, кг/м ³	892	924	942
В'язкість при 40°C, мм ² /с	6,3	182	376
Вміст сірки, %	0,067	0,26	0,4
Нижча теплотворна здатність, кДж/кг	43280	40630	39070

В циркуляційній системі мащення всіх дизелів використовувалось моторне мастило Shell Melina S30, що відноситься до

класу мастил SAE30, має остаточне лужне число (Total Base Number – TBN) 30 мгКОН/г та рекомендовано під час використання вказаних палив.

Дослідження виконувались на суднових ДД MAN-Diesel&Turbo 5L23/30H, який до початку випробувань мали однаковий технічний стан. Програма досліджень була розроблена таким чином, що експлуатаційний період та навантаження на дизелі під час випробувань були однаковими. Дизелі експлуатувалися виключно на одному сорті палива (що було можливо за рахунок їх підключення до паливних танків, в яких зберігалось різне паливо): перший – на моторному паливі DMA, другий – на RME180, третій – на RMG380. Принципова об'єднана схема систем циркуляційного мащення, сепарації мастила та подачі палива дизелів наведена на рис. 1.

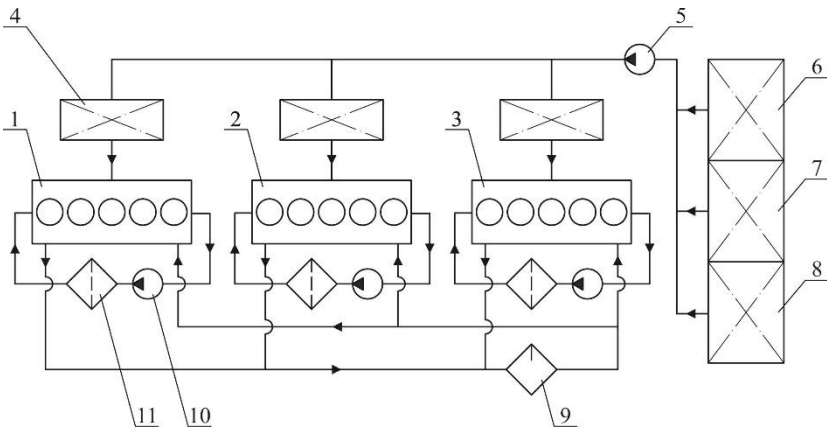


Рис. 1. Принципова об'єднана схема систем циркуляційного мащення, сепарації мастила та подачі палива дизелів MAN-Diesel&Turbo 5L23/30H: 1, 2, 3 – ДД № 1, ДД № 2, ДД № 3; 4 – витратна цистерна, 5 – насос, що підкачує паливо; 6, 7, 8 – танки з моторним паливом DMA, RME180, RMG380; 9 – сепаратор мастила; 10 – циркуляційний мастильний насос; 11 – мастильний фільтр

З урахуванням завдання дослідження для кожного допоміжного дизеля (ДД № 1, ДД № 2, ДД № 3) визначались температура випускних газів (при цьому в цей часовий період дизелі

експлуатувались на рівному навантаженні) та виконувався аналіз циркуляційного мастила на вміст механічних домішок.

Результати випробувань наведені в таблицях 4, 5.

Таблиця 4. Результати досліджень

Час, t , години	Потужність,		Температура випускних газів, $t_{вг}$, °C		
	кВт	% від $N_{еном}$	ДД № 1	ДД № 2	ДД № 3
50	350	62	272	283	288
100	420	74	288	303	309
150	385	68	277	292	296
200	460	81	293	308	312
250	340	60	272	281	285
300	410	73	284	301	307

Таблиця 5. Результати аналізу моторного мастила на вміст механічних домішок Shell Melina S30

Компонент, мг/кг	100 годин			200 годин			300 годин		
	ДД № 1	ДД № 2	ДД № 3	ДД № 1	ДД № 2	ДД № 3	ДД № 1	ДД № 2	ДД № 3
Al	0,5	1	1	1	1,5	1,5	1	1,5	2
Cr	–	0,5	1	0,5	1	1,5	1	1	1,5
Cu	0,5	1	1	1	2	2,5	1,5	3	3,5
Fe	2	3	4	3	5	7	4	6,5	9
Sn	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Pb	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1,5	1,5
Сума, Σ_M	5	6,5	8	7	11	14	9	14	18

За результатами, що наведені в табл. 4, 5 побудовані номограми зміни експлуатаційних показників суднового дизеля – рис. 2, 3.

Під час проведення досліджень контролювались та підтримувались в необхідних значеннях всі показники, що забезпечують надійну та безаварійну роботу дизелів та СЕУ. Всі дослідження були погоджені з департаментом, що виконує технічний менеджмент судна.

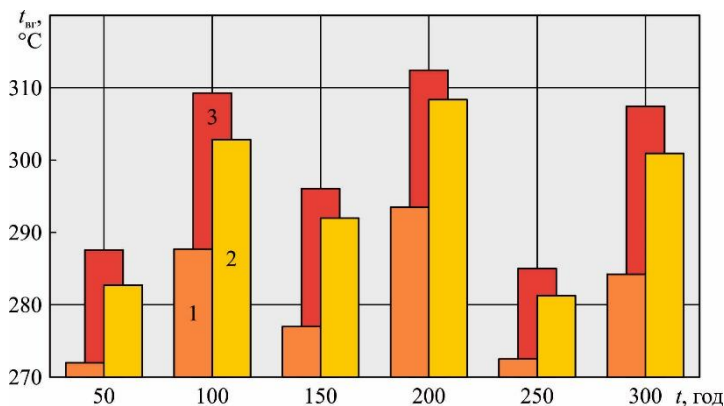


Рис. 2. Зміна температури випускних газів під час експлуатації суднових дизелів MAN-Diesel&Turbo 5L23/30H на різних паливах:
1 – DMA; 2 – RME180; 3 – RMG380

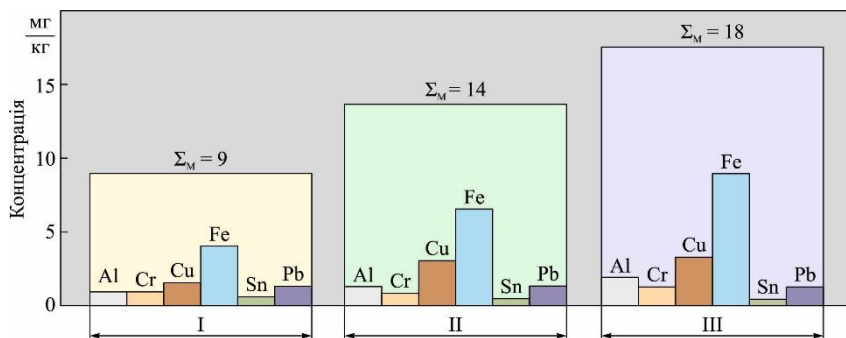


Рис. 3. Вміст механічних домішок в моторному мастилі Shell Melina S30 під час експлуатації суднових дизелів MAN-Diesel&Turbo 5L23/30H на різних паливах: I – DMA; II – RME180; III – RMG380

Висновки та перспективи подальших досліджень. Експериментальними дослідженнями, які були проведені на суднових СОД MAN-Diesel&Turbo 5L23/30H, встановлено, що для суднових моторних палив DMA, RME180, RMG380 (які вказані в порядку погіршення структурного та фракційного складу) характерно:

- 4...8 % підвищення температури випускних газів (для діапазону навантажень в межах 60...80 % від номінального значення);
- 1,6...2-х кратне збільшення продуктів зносу в моторному мастилі, яке використовується в системі циркуляційного мащення.

Моторні палива погіршеного структурного та фракційного складу (через їх меншу вартість) сприяють зниженню експлуатаційних

витрат на судову енергетичну установку, але при цьому збільшується температурне навантаження та підвищують контактні напруження в парах тертя судових дизелів. Тому під час розробці рекомендацій по використанню подібних палив необхідно виконувати комплексну оцінку: економічну – яка сприятиме визначенню фінансових витрат та експлуатацію дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту, та теплоенергетичну – за допомогою якої визначається зміна технічного стану та попереджається критична та надкритична експлуатація дизелів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Sagin S.V., Stoliaryk T.O. Comparative assessment of marine diesel engine oils // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7-8. – P. 29-35. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

2. Мадей В. В. Використання альтернативного палива в судових середньообертових дизелях // Суднові енергетичні установки: наук. - техн. зб. – 2021. – Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 45-53. doi: 10.31653/smf343.2021.41-53.

3. Ратайчук О.В., Сагін С.В. Підвищення ефективності процесу наддува судових дизелів // Суднові енергетичні установки: наук. - техн. зб. – 2020. – Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 15-19. DOI : 10.31653/smf341.2020.15-19.

4. Руснак Д.Ю., Сагін С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 49-54. DOI : 10.31653/smf340.2020.49-54.

5. Sagin S.V. Improving the performance parameters of systems fluids // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Vienna-2018. – № 7-8. – P. 55-59. doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-55-59.

6. Заблоцький Ю.В., Сагін А.С. Визначення динамічних навантажень під час зміни режимів мащення прецизійних пар паливної апаратури судових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук. - техн. зб. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 121-131. doi: 10.31653/smf44.2022.121-131.

7. Sagin S.V. Decrease in mechanical losses in high-pressure fuel equipment of marine diesel engines. Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”.

Part 1. August 31. – 2019. – Beijing, PRC. – P. 139-145. DOI. 10.34660/INF.2019.15.36258.

8. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels // *Technology Audit and Production Reserves*. – 2021. – № 5 (2(61)). – P. 26-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.

9. Марченко О.О., Сагін С.В. Вдосконалення процесу очищення судових важких палив // *Суднові енергетичні установки: наук. - техн. зб.* – 2020. – Вип. 41. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 10-14. DOI : 10.31653/smf341.2020.10-14.

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

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

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

13. Зверьков Д.О., Сагін С.В. Зниження механічних втрат у судових дизелях // *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб.* – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 20-25. DOI : 10.31653/smf341.2020.20-25.

14. Sagin S.V. Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils // *Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments”*. Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4. – P. 195-202. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52991.

15. Сагін С.В., Мацкевич Д.В. Оптические характеристики граничных смазочных слоев масел, применяемых в циркуляционных системах судовых дизелей // *Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.* – 2011. – № 26. – Одесса: ОНМА. – С. 116-125.

16. Мадей В.В. Використання в судових дизелях паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження // *Суднові енергетичні установки : наук. -техн. зб.* – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 93-110. doi: 10.31653/smf44.2022. 93-110.

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

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

19. Сагін С.В., Побережний Р.В. Аналіз основних способів зниження емісії оксидів азоту дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту // Суднові енергетичні установки : наук. -техн. зб. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 132-141. doi: 10.31653/smf44.2022.132-141.

20. Побережний Р.В., Сагін С.В. Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту // Суднові енергетичні установки : наук. -техн. зб. – 2020. – Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 5-9. DOI: 10.31653/smf340.2020.5-9.

21. Сагін С.В., Заблоцкий Ю.В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоев углеводородных жидкостей // Проблемы техники : наук.-виробн. журнал. – 2011. – № 3. – Одесса : ОНМУ. – С. 78-88.

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

23. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 69-80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

24. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка суднових дизелів під час використанні моторних мастил з різними структурними характеристиками // Автоматизація суднових технічних засобів : наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 108-119. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119.

25. <https://shipandbunker.com/prices> (дата звернення 01.12.2022 р.)

26. Парменова Д.Г., Побережний Р.В., Співак Б.А. Вдосконалення роботи суднової системи підготовки палива за рахунок використання процесу його гідромеханічної обробки // Суднові енергетичні установки : наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 207-222. doi: 10.31653/smf343.2021.207-222.

10.31653/smf45.2022. 43-56

Мадей В.В., Волков О.М.

Національний університет «Одеська морська академія»

ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ ПАЛИВОПОДАЧІ ДИЗЕЛІВ СУДЕН МОРСЬКОГО ТРАНСПОРТУ ПІД ЧАС ВИКОРИСТАННЯ ПАЛИВНИХ СУМІШЕЙ ДО СКЛАДУ ЯКИХ ВХОДИТЬ БІОДИЗЕЛЬНЕ ПАЛИВО

Постановка проблеми в загальному вигляді. Енергетичні комплекси морських засобів транспорту забезпечують виконання комерційних завдань з перевезення вантажів та пасажирів, а також технологічні процеси, що відбуваються на морських судах, або виконуються суднами. Джерелом їх функціонування є рідке паливо, яке використовується у всіх без винятку теплових двигунах, що входять до складу суднової енергетичної установки. Сонячні та електричні батареї, повітряні генератори (в тому числі «жорсткі» та «м'які» вітрила) здатні лише компенсувати частину енергії, що витрачається на рух судна або роботу допоміжного обладнання. Найбільш розповсюдженим типом рідкого палива є паливо нафтового походження, під час згоряння якого разом з випускними газами до довкілля потрапляє велика кількість шкідливих речовин, частина яких є токсичними. До несприятливих характеристик палива також відноситься постійне коливання цін на ринку їх виробництва та постачання, суворі вимоги до їх якості та складу, а також поступове зниження їх запасів в природних родовищах. Викладені обставини є підставою для впровадження в суднову енергетику альтернативного палива, одним з якого є паливо біологічного походження (біодизельне паливо) [1-3].

На відміну від палива нафтового походження, біодизельне паливо виробляється з відновлюваних органічних джерел, його основні експлуатаційні характеристики (густина, в'язкість, температура спалаху, нижча теплотворна здатність) суттєво не відрізняються від аналогічних показників нафтового палива – це дозволяє використовувати його в сумішах з нафтовим паливом в більшості сучасних дизельних двигунів [4-6]. При цьому наукові розробки, що підтверджують ефективність використання біодизельного палива для суднових дизелів, мають поодинокий характер; рекомендації щодо використання сумішей дизельного та біодизельного палива не мають системного підходу. Використання альтернативного палива (зокрема біопалива) в енергетичних установках морських суден регламентується рекомендаціями виробників палива. При цьому вказуються лише мінімальні

та максимальні концентрації біопалива у паливній суміші, при яких забезпечується згоряння. Визначення оптимальної концентрації біопалива в його суміші з дизельним, а також оптимальні фази паливоподачі виконується експериментальним шляхом та залежить від багатьох характеристик, насамперед властивостей дизельного палива та режимів роботи дизеля [7-10]. Ефективність використання паливних сумішей, до складу яких входять дизельне паливо та паливо біологічного походження, безпосередньо залежить від компетентностей судових інженерів та наявності рекомендацій щодо технології застосування цих сумішей на різних експлуатаційних режимах роботи дизеля.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Біодизельне паливо (Fatty Acid Methyl Ester, FAME) – складний метиловий ефір з характеристиками дизельного палива, що виготовляється з олії рослинного або тваринного походження. Біодизель випускають переважно з олій сільськогосподарських культур, якими є ріпакова, соняшник, пальмова, соєва та інші олії. Останніми роками розробки ведуться у сфері створення біодизельного палива з водоростей (біопаливо «третього покоління») [11-13]. Експлуатаційні характеристики та властивості біодизельного палива (як будь-якого іншого палива, що використовується для роботи засобів транспорту) повинні відповідати вимогам, що визначаються спеціальним стандартом [14, 15].

Як окреме джерело енергії біодизельне паливо не використовується. Перш за все це пов'язане з його більш високою (в порівнянні з дизельним паливом) густиною та в'язкістю. Це негативно впливає на параметри процесу паливоподачі, впорскування та розпилювання палива, що погіршує якість перебігу цих процесів. Зниження в'язкості біодизельного палива шляхом його додаткового нагріву призводить до підвищеного утворення парафіну та подальшого коксування паливної апаратури високого тиску. У зв'язку з цим, біодизельне паливо поєднується в різних пропорціях з моторним (дизельним / легким або важким) паливом. Додавання біопалива до традиційних видів моторного палива підвищує екологічні характеристики дизеля. Використання біопалива дозволяє країнам із незначними запасами власних енергоресурсів знизити економічну та політичну залежність від імпортованих поставок палива.

Використання біодизельного палива в останні роки знайшло застосування в залізничному та автомобільному транспорті (в тому числі на автотракторних дизелях), а також в промислових енергетич-

них установках (в яких дизелі використовуються для приводу електрогенераторів). При цьому біодизельне паливо входить до складу суміші з дизельними (легкими) паливами, густина яких не перевищує 830...850 кг/м³. Використання біодизельного палива в енергетичних установках морських засобів транспорту на теперішній час не має широкого розповсюдження. Існують лише поодинокі дослідження з визначення ефективності використання біодизельного палива в дизелях суден морського та внутрішнього водного транспорту [16-18].

Не існує також загальновизначеної концентрації біодизельного палива в його суміші з моторним (дизельним або важким). Наприклад транснаціональна нафтогазова компанія British Petroleum постачає на морські судна паливну суміш Marine B30, яка складається з 30 % біодизельного палива та 70 % важкого палива з наднизьким вмістом сірки (Very Low Sulphur Fuel Oil – VLSFO); нафтова корпорація Exxon Mobil – подібну суміш, яка містить 25 % біодизельного палива.

Собівартість виробництва біодизельного палива в більшості країн світу вища, ніж собівартість нафтопродуктів (в тому числі імпортованих), а рентабельність біопаливного бізнесу поступається рентабельності переробки нафти. Однак використання біодизельного палива суттєво покращує екологічні характеристики суднових дизелів, зокрема емісію оксидів азоту, оксидів вуглецю та оксидів азоту.

Відмінною особливістю палив основу яких складають рослинні олії є мінімальний рівень вмісту сірки. Це дозволяє використовувати їх у спеціальних екологічних районах – зонах контролю емісії оксидів сірки (Sulphur emission control areas – SECAs) [19-22].

Екологічна ефективність використання біопалива також характеризується меншою кількістю вуглекислого газу, що утворюється під час його згоряння. Під час спалювання традиційного палива утворюється велика кількість вуглекислого газу, який вважається парниковим газом та причиною утримання сонячного тепла на планеті. Спалювання палива нафтового походження підвищує температуру та викликає глобальне потепління. Використання біопалива зменшує вплив парникових газів на довкілля [23-26].

У різних наукових дослідженнях містяться суперечливі дані щодо кількості викидів оксидів азоту NO_x під час використання біодизельного палива. Ця невідповідність пов'язана з варіативністю експерименту, типом нафтового палива, а також умовами проведення експерименту (концентрацією біопалива в паливній суміші з паливом

нафтового походження, режимами роботи дизеля, особливостями та характеристиками його систем охолодження та випуску газів).

Постановка завдання. Завданням дослідження було вивчення впливу біодизельного палива біологічного походження на економічні та екологічні показники суднового дизеля, та подальше визначення за цими показниками оптимальної концентрації біодизельного палива в суміші з моторним паливом та оптимальних фаз паливopодачі цей суміші до циліндрів дизеля.

Виклад основного матеріалу. Дослідження виконувалися на суднових середньооборотових дизелях 6Н17/28 Hyundai Heavy Industries з наступними основними характеристиками: діаметр циліндра – 0,17 м; хід поршня – 0,28 м; частота обертання – 900 хв⁻¹; номінальна потужність – 690 кВт; кількість циліндрів – 6. Три подібні дизелі входили до складу енергетичної установки морського судна дедвейтом 14745 тонн. Принципова схема паливної системи дизелів показана на рис. 1.

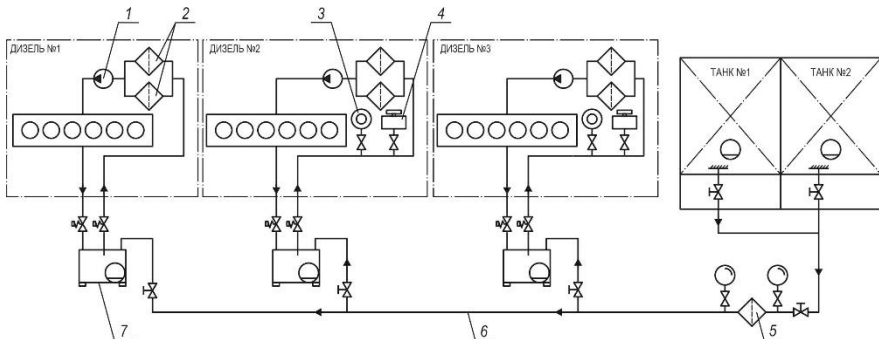


Рис. 1. Принципова схема паливної системи суднових дизелів 6Н17/28 Hyundai Heavy Industries:

- 1 – паливний насос; 2, 5 – паливний фільтр; 3 – витратомір; 4 – дозатор;
6 – паливна магістраль; 7 – витратна паливна цистерна

Подача палива до форсунок дизеля здійснюється за допомогою паливного насоса 1, який забирає паливо з витратної цистерни 7 через фільтр 2. Поповнення цистерни 7 проводиться з паливних танків по магістралі 6. Попереднє очищення палива виконується у фільтрі 5. Перед початком проведення експерименту всі дизелі мали порівняний моторесурс паливної апаратури, деталей циліндрової групи, підшипників руху, а також однаковий технічний стан. Шляхом перемикання груп споживачів експлуатація дизелів виконувалася на од-

наковому навантаженні, підтримка якого вимагала під час проведення експерименту. Під час проведення експерименту на всіх дизелях забезпечувалася підтримка постійних параметрів у системах мащення і охолодження. Робота дизелів на кожному з досліджуваних режимів проводилася не менше 1,5 ... 2 годин, протягом яких виконувалось вимірювання основних параметрів та усереднення отриманих значень. Це забезпечувало коректність проведення досліджень і можливість зіставлення вимірів, виконаних на різних дизелях.

Під час проведення досліджень використовувались біологічне паливо FAME та моторне паливо RMA10, характеристики яких наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Основні характеристики суднових палив

Характеристика	FAME паливо	Паливо RMA10
В'язкість при 40 °С, мм ² /с	4,5...5	6,5...6,7
Температура спалаху, °С	120	135
Вміст сірки, г/кг	0,01	0,35
Густина при 15 °С, м ³ /кг	900	920
Нижча теплотворна здатність, кДж/кг	37650	41910

Контур подачі палива до дизеля № 1 не змінювався та дизель експлуатувався на паливі RMA10 (з в'язкістю 6,5...6,7 сСт і вмістом сірки 0,35 %). В'язкість палива дозволяє додавати в нього біодизельне паливо (з в'язкістю 4,5...5 сСт і вмістом сірки 0,01 %). Вміст біодизельного палива в паливній суміші змінювався в інтервалі 5 ... 20 %. Паливна суміш подавалася до дизелів № 2 і № 3. Для забезпечення дозування біодизельного палива в паливній суміші, в контур дизелів № 2 і № 3 додатково встановлювалися витратомір і дозатор (позиції 3 і 4 на рис. 1).

Ефективність використання біодизельного палива оцінювалася за економічним та екологічним критеріями. Критерієм економічності роботи дизеля була обрана питома ефективна витрата палива b_e [27]. Як екологічний критерій роботи суднових дизелів приймалися концентрація оксидів азоту C_{NO_x} та об'ємний вміст оксиду вуглецю C_{CO_2} в випускних газах [28, 29].

Під час проведення експериментів питома ефективна витрата палива b_e визначалася за допомогою суднових вимірювальних засобів, концентрація оксидів азоту NO_x , а також об'ємний вміст CO_2 в випускних газах контролювалися за допомогою газоаналізатора Testo350XL [30].

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

Під час проведення експерименту (за допомогою суднової системи діагностування Doctor) також визначались максимальний тиск згоряння p_z та температура випускних газів $t_{\text{вг}}$. Похибка в вимірюванні цих показників не перевищувала $\pm 0,5\%$.

Похибка в вимірюванні емісії NO_x та CO_2 у випускних газах, що виконувалась газоаналізатором Testo350XL становила $\pm 1,0\%$; похибка у визначенні питомої ефективної витрати палива не перевищувала $\pm 2,5\%$.

Під час проведення дослідження для забезпечення споживачів енергією експлуатувався «контрольний» дизель (що використовував паливо RMA10) та один, або два інших (в яких використовувалась суміш палива RMA10 та біопалива FAME). Дизелі, на яких виконувалися експериментальні дослідження, забезпечували потужністю постійні групи споживачів та експлуатувались на однакових навантаженнях та однаковий час. Дослідження виконувались в діапазоні навантажень на дизель $(0,3 \dots 0,8)N_{\text{ном}}$.

Перед початком проведення експерименту всі дизелі мали порівняний моторесурс паливної апаратури, деталей циліндрової групи, підшипників руху, а також однаковий технічний стан. У випадку зміні кількості споживачів енергії та їх потужності необхідне навантаження перерозподілялося на дизелі, що не задіяні в експерименті, при цьому дизель, на якому проводилися дослідження, експлуатувався на постійному навантаженні. Крім того, під час проведення експерименту на дизелі підтримувалися постійні температурні режими в системах змащування та охолодження. Під час проведення експерименту дизель протягом 1,0...1,5 годин працював на постійному навантаженні протягом яких виконувалось вимірювання основних параметрів і усереднення отриманих значень. Це забезпечувало коректність проведення досліджень і можливість зіставлення вимірів, виконаних на різних дизелях. За таких умов також постійною можливо вважати концентрації CO_2 та NO_x в випускних газах. Похибка в навантаженні під час переходу дизеля з одного сталого режиму до іншого не перевищувала $\pm 1,5\%$ [31].

Результати дослідження наведені в табл. 2-6.

Таблиця 2. Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год), під час використання паливної суміші різного складу

Режим роботи	RMA	RMA+5% біопалива	RMA+10 % біопалива	RMA+15 % біопалива	RMA+20 % біопалива
0,3N _{енорм}	208	212	217	222	225
0,4N _{енорм}	203	208	212	216	218
0,5N _{енорм}	197	203	209	211	213
0,6N _{енорм}	193	197	203	204	205
0,7N _{енорм}	192	193	195	197	199
0,8N _{енорм}	193	194	197	199	201

Таблиця 3. Концентрація оксидів азоту у випускних газах, г/(кВт·год), під час використання паливної суміші різного складу

Режим роботи	RMA	RMA+5% біопалива	RMA+10 % біопалива	RMA+15 % біопалива	RMA+20 % біопалива
0,3N _{енорм}	7,42	7,32	6,62	6,19	6,77
0,4N _{енорм}	7,56	7,41	6,68	6,29	6,85
0,5N _{енорм}	7,72	7,49	6,78	6,41	6,94
0,6N _{енорм}	7,88	7,63	6,82	6,52	6,97
0,7N _{енорм}	8,02	7,74	6,88	6,54	7,01
0,8N _{енорм}	8,12	7,86	7,12	6,65	7,14

Таблиця 4. Об'ємний вміст оксиду вуглецю в випускних газах, %, під час використання паливної суміші різного складу

Режим роботи	RMA	RMA+5% біопалива	RMA+10 % біопалива	RMA+15 % біопалива	RMA+20 % біопалива
0,3N _{енорм}	6,67	6,52	6,35	5,98	5,41
0,4N _{енорм}	6,81	6,62	6,48	6,14	5,47
0,5N _{енорм}	7,14	6,93	6,57	6,31	5,63
0,6N _{енорм}	7,31	7,08	6,75	6,36	5,78
0,7N _{енорм}	7,56	7,17	7,07	6,57	5,88
0,8N _{енорм}	7,96	7,37	7,14	6,77	5,99

Таблиця 5. Максимальний тиск згоряння, МПа, в циліндрі дизеля під час використання паливної суміші різного складу

Режим роботи	RMA	RMA+5% біопалива	RMA+10 % біопалива	RMA+15 % біопалива	RMA+20 % біопалива
0,3N _{енорм}	9,5	9,4	9,3	9,1	8,8
0,4N _{енорм}	10,3	10,2	10,0	9,9	9,6
0,5N _{енорм}	11,3	11,2	11	10,8	10,6
0,6N _{енорм}	12,8	12,6	12,5	12,3	12,1
0,7N _{енорм}	14,3	14,1	14,0	13,8	13,6
0,8N _{енорм}	16,1	16,0	15,8	15,6	15,4

Таблиця 6. Температура випускних газів, °С, під час використання паливної суміші різного складу

Режим роботи	RMA	RMA+5% біопалива	RMA+10 % біопалива	RMA+15 % біопалива	RMA+20 % біопалива
0,3N _{енорм}	265	265	269	273	275
0,4N _{енорм}	275	275	278	283	285
0,5N _{енорм}	285	285	287	291	295
0,6N _{енорм}	300	300	302	306	309
0,7N _{енорм}	295	295	298	299	302
0,8N _{енорм}	290	290	293	296	298

Дані, що наведені в табл. 2-6, свідчать про зміну експлуатаційних показників роботи суднового дизеля 6Н17/28 Hyundai Heavy Industries під час використання паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження. При цьому до позитивних змін відноситься зменшення емісії оксидів азоту NO_x та вуглецю CO₂ (відповідно в діапазоні 1,35...18,45 % та 2,25...24,75 % в залежності від навантаження на дизель), до негативних: збільшення питомої витрати палива b_e – на 0,52...8,17 %, зменшення максимального тиску згоряння p_z – на 0,62...7,37 %, збільшення температури випускних газів $t_{вг}$ – на 11...15 °С. Негативні зміни (збільшення b_e та $t_{вг}$, а також зменшення p_z) пов'язані з збільшенням кута самозаймання палива під час використання паливної суміші до складу якої входить біодизельне паливо. При цьому процес згоряння зсувається на лінію розширення, про це свідчить саме підвищення температури випускних газів.

Попередження цього явища можливо за рахунок експериментального визначення оптимальних фаз паливоподачі, а саме – зміни кута випередження впорскування $\varphi_{вв}$ паливної суміші, що містить моторне паливо та біопаливо. Тому наступні дослідження виконувались для паливних сумішей, до складу яких входять: паливо RMA+10 % біопалива та паливо RMA+15 % біопалива, використання яких (відповідно до попередніх досліджень, результати яких наведені в табл. 2-6) забезпечує максимальне зниження емісії NO_x та CO₂ та мінімальне підвищення питомої витрати палива b_e . На протязі цієї частини експерименту дизель № 2 (рис. 1) експлуатувався на суміші RMA+10 % біопалива, дизель № 3 – на суміші RMA+15 % біопалива. Дизелі забезпечували потужністю постійні

групи споживачів та експлуатувались на однакових навантаженнях та однаковий час.

Зміна кута випередження впорскування $\varphi_{\text{вв}}$ забезпечувалась електронною системою управління (якою обладнаний дизель 6Н17/28 Hyundai Heavy Industries) в діапазоні $\varphi_{\text{вв}} = -20 \dots -10^\circ$ повороту колінчатого валу (пкв). Цей діапазон рекомендований фірмою Hyundai Heavy Industries та визначений в інструкції з експлуатації дизеля 6Н17/28. Попередній цикл досліджування (результати якого наведені в таблицях 2-6) виконувався для кута випередження палива -14° пкв. Під час проведення досліджень контролювалось значення максимального тиску згоряння p_z та температура випускних газів $t_{\text{вг}}$. Зміна цих показників в залежності від кута випередження впорскування $\varphi_{\text{вв}}$ паливної суміші надана в табл. 7, 8.

Таблиця 7. Максимальний тиск згоряння, МПа, в циліндрі дизеля під час використання паливної суміші різного складу та різних кутів випередження впорскування

Режим роботи	Кут випередження впорскування				
	-20	-17	-14	-11	-9
	RMA+10 % біопалива FAME				
$0,3N_{\text{енном}}$	9,4	9,5	9,3	9,2	9,2
$0,4N_{\text{енном}}$	10,1	10,2	10,0	9,9	9,8
$0,5N_{\text{енном}}$	11,1	11,2	11,0	10,8	10,7
$0,6N_{\text{енном}}$	12,4	12,7	12,5	12,4	12,2
$0,7N_{\text{енном}}$	14,0	14,2	14,0	13,8	13,6
$0,8N_{\text{енном}}$	15,9	16,1	15,8	15,6	15,5
	RMA+15 % біопалива FAME				
$0,3N_{\text{енном}}$	9,4	9,2	9,1	8,9	8,7
$0,4N_{\text{енном}}$	10,2	10,0	9,9	9,7	9,6
$0,5N_{\text{енном}}$	11,3	11,0	10,8	10,6	10,4
$0,6N_{\text{енном}}$	12,4	12,3	12,3	12,1	13,8
$0,7N_{\text{енном}}$	14,3	14,0	13,8	13,6	13,4
$0,8N_{\text{енном}}$	16,0	15,8	15,6	15,5	15,3

Таблиця 8. Температура випускних газів, °С, під час використання паливної суміші різного складу та різних кутів випередження впорскування

Режим роботи	Кут випередження впорскування				
	-20	-17	-14	-11	-9
	RMA+10 % біопалива FAME				
0,3 $N_{еном}$	265	267	269	269	272
0,4 $N_{еном}$	273	275	278	281	284
0,5 $N_{еном}$	285	285	287	291	295
0,6 $N_{еном}$	297	300	302	303	307
0,7 $N_{еном}$	292	295	298	302	307
0,8 $N_{еном}$	288	290	293	296	301
	RMA+15 % біопалива FAME				
0,3 $N_{еном}$	270	272	273	275	279
0,4 $N_{еном}$	277	281	283	286	291
0,5 $N_{еном}$	284	288	291	295	299
0,6 $N_{еном}$	299	303	306	308	309
0,7 $N_{еном}$	293	296	299	302	304
0,8 $N_{еном}$	288	292	296	296	299

Висновки і перспективи подальших досліджень. Проведені дослідження дозволяють зробити наступні висновки.

1. Використання в суднових дизелях паливних сумішей до складу яких входить біодизельне паливо сприяє підвищенню екологічності їх роботи. Експериментально встановлено, що для суднового дизеля 6Н17/28 Hyundai Heavy Industries під час використання паливної суміші, яка складається з 80...95 % палива RMA10 та 20...5 % біопалива FAME, забезпечується ≈ 25 % зниження емісії оксидів азоту NO_x та ≈ 20 % зниження емісії оксидів вуглецю CO_2 . Одночасно з цим до 8,2 % збільшується питома витрата палива. Найбільш оптимальною сумішшю є така, що містить 10...15 % біодизельного палива. При цьому забезпечується максимальне підвищення екологічних характеристик дизеля при одночасному мінімальному зниженню економічності його роботи.

2. Використання паливних сумішей, до складу яких входить паливо біологічного походження, призводить до зсуву процесу згоряння на лінію розширення. При цьому до 7,4 % знижується максимальний тиск згоряння та спостерігається зростання на 15 °С температури випускних газів. Шляхом оптимізації процесу паливоподачі (а саме через зміну кута випередження впорскування) можливо зміщення процесу згоряння в бік верхньої мертвої точки та підтримання мак-

симального тиску згоряння на рівні, що відповідає використанню палива нафтового походження (без утворення його суміші з біодизельним паливом). Експериментально встановлено, що для навантажень в діапазоні 30...80 % спостерігається наявність оптимального кута випередження впорскування палива, який забезпечує збільшення максимального тиску згоряння та зменшення температури випускних газів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Зверьков Д.О., Сагін С.В. Зниження механічних втрат у суднових дизелях // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 20-25. DOI : 10.31653/smf341.2020.20-25.

2. Ратайчук О.В., Сагін С.В. Підвищення ефективності процесу наддува суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: наук. - техн. зб. – 2020. – Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 15-19. DOI : 10.31653/smf341.2020.15-19.

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

4. Марченко О.О., Сагін С.В. Вдосконалення процесу очищення суднових важких палив // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – 2020. – С. 10-14. DOI : 10.31653/smf341.2020.10-14.

5. Madey V.V. Usage of biodiesel in marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7–8 (July – August). – P. 18-21. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-18-21>.

6. Sagin S.V. Improving the performance parameters of systems fluids // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Vienna. –2018. – № 7-8. – P. 55-59. doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-55-59.

7. Сагин С.В., Мацкевич Д.В. Оптические характеристики граничных смазочных слоев масел, применяемых в циркуляционных системах судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2011. – № 26. – Одесса: ОНМА. – С.116-125.

8. Мацкевич Д.В., Сагин С.В., Ханмамедов С.А. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной

масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2010. – Вып. 25. – Одесса : ОНМА. – С.109-118.

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

10. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоев углеводородных жидкостей // Проблеми техніки : наук.-виробн. журнал. – 2011. – № 3. – Одесса : ОНМУ. – С. 78-88.

11. Мадей В.В. Використання в суднових дизелях паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження // Суднові енергетичні установки : наук. -техн. зб. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 93-110. doi: 10.31653/smf44.2022. 93-110.

12. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2021. – Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 69 - 80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

13. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels // Technology Audit and Production Reserves. – 2021. – № 5 (2(61)). –P. 26-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.

14. Madey V. Assessment of the efficiency of biofuel use in the operation of marine diesel engines // Technology Audit and Production Reserves. – 2022. – Vol. 2(1(64)). – P. 34–41. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.255959>.

15. Sagin S., Madey V., Sagin A. Stoliaryk T., Fomin O., Kučera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels // Journal Marine Science and Engineering. – 2022. – Vol. 10. – Iss. 10. – P. 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>.

16. Sagin S.V., Stoliaryk T.O. Comparative assessment of marine diesel engine oils // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7-8. – P. 29-35. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

17. Sagin S.V. Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific

Developments” (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). – P. 195-202. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52991.

18. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка суднових дизелів під час використанні моторних мастил з різними структурними характеристиками // Автоматизація суднових технічних засобів : наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 108-119. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119.

19. Сагін С.В., Побережний Р.В. Аналіз основних способів зниження емісії оксидів азоту дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту // Суднові енергетичні установки : наук. -техн. зб. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 132-141. doi: 10.31653/smf44.2022.132-141.

20. Sagin S., Kuropyatnyk O., Sagin A., Tkachenko I., Fomin O., Píštěk V., Kučera P. Ensuring the Environmental Friendliness of Drillships during Their Operation in Special Ecological Regions of Northern Europe // Journal Marine Science and Engineering. – 2022. – Vol. 10. – Iss. 9. – P. 1331. <https://doi.org/10.3390/jmse10091331>.

21. Kuropyatnyk O.A., Sagin S.V. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NOx Emissions from Marine Diesel Engines // Naše more: International Journal of Maritime Science & Technology. – 2019. – Vol. 66. – Iss. 1. – P. 1-9. <https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1>.

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

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

24. Побережний Р.В., Сагін С.В. Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 5-9. DOI : 10.31653/smf340.2020.5-9.

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

26. Руснак Д.Ю., Сагін С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 49-54. DOI : 10.31653/smf340.2020.49-54.

27. Заблоцький Ю.В., Сагін А.С. Визначення динамічних навантажень під час зміни режимів мащення прецизійних пар паливної апаратури суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 121-131. doi: 10.31653/smf44.2022.121-131.

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

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

30. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A., Zablotskyi Yu.V., Gaichenia O.V. Supplying of Marine Diesel Engine Ecological Parameters // Nase More : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2022.– Vol. 69. – Iss.1. – P. 53-61. DOI 10.17818/NM/2022/1.7.

31. Мадей В.В. Використання альтернативного палива в судових середньооборотних дизелях // Суднові енергетичні установки: наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА».– С. 45-53. doi: 10.31653/smf343.2021.41-53.

10.31653/smf45.2022. 57-69

Столярик Т.О.

Національний університет Одеська морська академія

ВДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСІВ МАЩЕННЯ ДИЗЕЛІВ СУДЕН МОРСЬКОГО ТА ВНУТРІШНЬОГО ВОДНОГО ТРАНСПОРТУ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Основними генераторами енергії на судах морського та внутрішнього водного транспорту є двигуни внутрішнього згоряння (дизелі). Однієї з систем, що забезпечують їх функціонування, є система мащення. Двотактні судові дизелі використовують дві системи мащення – лубрикаторну (за допомогою якої мастило подається на стінки циліндрової втулки) та циркуляційну (мастило в якій спрямовується до підшипників колінчатого валу). Чотиритактні (середньообертові) дизелі комплектуються лише циркуляційною системою мащення, в якій мастило потрапляє до всіх контактних вузлів дизеля, основними з яких є пари тертя поршневе кільце – втулка циліндра та вкладиш підшипника – колінчатий вал [1-3].

Високі температури, вібрація, мінімізація проміжків у парах тертя та інші фактори призводять до того, що переважним режимом мащення судових середньообертових дизелів стає режим граничного тертя. Саме в цьому режимі відбувається основний знос поверхонь, що труться, причому знос деталей залежить від поверхневої активності моторного мастила (його здатності створювати граничний мастильний шар). У цьому проявляється змащувальна здатність (маслянистість) моторного мастила [4-6]. Активація та підвищення змащувальної здатності моторного мастила сприяє зменшенню зносу в парах тертя та призводить до мінімізації втрат механічної енергії дизеля під час її трансформації в корисну роботу [7-9].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Зменшення контактних напружень в парах тертя підвищує експлуатаційну надійність дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту, тому визначенню способів підвищення змащувальної здатності моторного мастила присвячена велика кількість наукових досліджень. При цьому науковцями пропонувались різні, іноді взаємовиключні, технології за допомогою яких можливо розв'язання вказаного завдання. Деякі рішення, наприклад використання ефектів радіоактивного опромінювання, небезпечно для екіпажів суден морського та внутрішнього водного транспорту. Деякі інші, такі як використання магнітних,

електричних та акустичних полів, втрачають ефективність в умовах суднових енергетичних установках, в яких магнітні, електричні та акустичні хвилі генеруються мимовільно, тому утворюють випадкові перешкоди.

Для умов експлуатації систем мащення суднових середньообертових найбільш доцільно використання ультразвукової обробки, додавання до мастила поверхнево-активних речовин, модифікація поверхонь тертя структурованими покриттями. Вказані способи сприяють зміні структурних складових моторних мастил – підвищують довжину молекулярного ланцюга, забезпечують односпрямовану орієнтацію молекул в граничному мастильному шарі, підвищують його адсорбційну товщину [10-13].

Постановка завдання. Завданням дослідження було визначення впливу структурних характеристик адсорбційного шару моторного мастила (крайових кутів змочування та товщини) на експлуатаційні показники суднового дизеля, в системі циркуляційного мащення якого воно використовується.

Виклад основного матеріалу. Експериментально підтверджено, що змащувальна здатність безпосередньо залежить від коефіцієнта поверхневого натягу рідких мастил. Показник поверхневого натягу нерозривно пов'язаний з явищем адгезії та з крайовим кутом змочування поверхні мастилом [14-16].

Для визначення впливу крайових кутів змочування на якість перебігу процесу мащення виконувались комплексні дослідження, які полягали в визначенні структурних характеристик моторних мастил (крайового кута змочування та товщини адгезійного шару мастила), а також експлуатаційних показників моторного мастила (лужного числа та вмісту механічних домішок) та експлуатаційних показників суднового дизеля (механічного коефіцієнту корисної дії, тиску стиснення та температури випускних газів), мащення якого забезпечується цими мастилами. Дослідження виконувались на суднових середньообертових дизелях 6L16/24 MAN Diesel, які входили до складу допоміжної енергетичної установки судна типу General Cargo дедвейтом 15600 тонн. В циркуляційній системі мащення дизелів використовувалось моторне мастило Mobilgard ADL30 фірми Mobil, основні характеристики якого надані в табл. 1.

Таблиця 1. Основні характеристики моторного мастила
Mobilgard ADL30 фірми Mobil

Показник	Значення
Клас SAE	30
Густина при 15°C, кг/м ³	894
В'язкість кінематична при 100 °C, сСт	5,21
В'язкість кінематична при 40 °C, сСт	143
Загальне лужне число (TBN)	14,4
Температура спалаху, °C	255

Принципова схема система циркуляційного мащення дизелів на- дана на рис. 1.

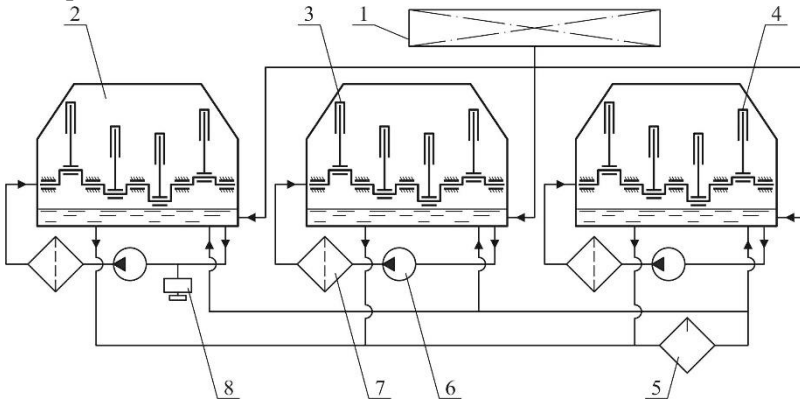


Рис. 1. Схема суднової системи циркуляційного мащення під час проведення експериментальних досліджень:

1 – цистерна циркуляційного мастила; 2 – дизель № 1; 3 – дизель № 2; 4 – дизель № 3; 5 – сепаратор мастила; 6 – циркуляційний мастильний насос; 7 – мастильний фільтр; 8 – дозерний пристрій

Подача мастила до мащення колінчатого валу та підшипників дизелів 2, 3, 4 забезпечувалась циркуляційним насосом 6 (окремо для кожного з дизелів). Очищення мастила виконувалось за допомогою фільтра 7 (також окремо для кожного дизелю) та сепаратора 5 (який послідовно підключається до систем мащення кожного з дизелів). Поповнення обсягу мастила в картері дизелів здійснювалось з цистерни 1.

Дослідження виконувались на двох дизелях, що на початок випробувань мали однаковий ресурс (позиції 2, 3 на рис. 1). Під час випробувань дизелі експлуатувались на рівних між собою навантаженнях. У випадку, коли потужності двох дизелів (на яких проводи-

лись дослідження) було недостатньо для забезпечення судових потреб в електричній енергії, використовувався третій дизель (позиція 4 на рис. 1). Також лише цей дизель використовувався у випадку, коли для забезпечення потрібності судна в електричній енергії вистачало потужності одного дизелю.

Як спосіб, що забезпечує підвищення структурних характеристик моторного мастила (а саме крайових кутів змочування), було обрано додавання поверхнево-активних речовин (ПАР). В науково-дослідницькій лабораторії було визначена оптимальна концентрація ПАР в об'ємі моторного мастила, при якій забезпечуються максимальні кути змочування [17, 18].

До системи мащення одного з дизелів (позиція 1 на рис. 1) за допомогою дозерного пристрою (позиція 8 на рис. 1) додавалась ПАР. Час введення ПАР до загального обсягу який забезпечував підтримання її оптимальної концентрації був визначений в попередній дослідженнях та контролювався шляхом вимірювання остаточного лужного числа (Total Base Number – TBN) моторного мастила.

Дослідження виконувалися під час океанських переходів судна, тривалість яких становила 12...18 днів. При цьому (у зв'язку з відсутністю маневрових та швартових режимів, а також вантажних операцій) експлуатація дизелів відбувалася без стрибкоподібної зміни навантаження [19, 20]. Стан паливної апаратури (паливних насосів високого тиску та форсунок), а також її регульовальні параметри (тиск нагнітання, кут початку подачі палива) всіх дизелів були ідентичні [21, 22]. У системах мащення та охолодження дизелів підтримувалися однакові значення температури та тиску. Перед початком експериментів у циркуляційних системах мащення дизелів було повністю замінено мастило. Компенсація витрати мастила на вигар для кожного з дизелів виконувалася в обсязі 100 літрів через 100 годин експлуатації [23-25].

Для виконання завдання дослідження під час проведення експерименту визначався механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) дизеля – η_m , тиск стисненн – p_c , температура випускних газів $t_{вг}$, а також фіксувалися значення TBN мастила у відповідні часові інтервали його роботи. Визначення механічного ККД здійснювалося методом постійної витрати палива, визначення тиску стиснення та температури випускних газів – за допомогою системи діагностування показників робочого циклу судового дизеля Doctor, визначення TBN масла виконувалося в судовій технічній лабораторії фірми Cylinder

Scrape-Down Oil Analysis відповідно до рекомендованих технологій та послідовності [26-29].

Зміна структурних характеристики моторного мастила контролювалась шляхом визначення крайових кутів змочування θ та товщини його адсорбційного шару $d_{ш}$ шляхом вимірювання цих показників в проміжки часу, що відповідають визначенню показників роботи дизелів.

Результати вимірювання цих показників для дизеля № 1 (до масливної системи якого додавалась ПАР) та для дизеля № 2 (експлуатація якого виконувалась без додавання ПАР до мастила) наведені в табл. 2.

Таблиця 2. Результати експерименту

Час, години	Навантаження, %	Показник							
		TBN ₁	TBN ₂	η_{m1} , %	η_{m2} , %	p_{c1} , МПа	p_{c2} , МПа	$t_{вг1}$, °C	$t_{вг2}$, °C
1	70	14,4	14,4	88,3	88,3	10,2	10,2	281	281
100	75	14,3	14,2	88,4	88,3	10,3	10,2	283	285
200	70	14,3	14,1	88,1	87,8	10,1	10,0	283	288
300	45	14,1	13,7	84,2	83,7	9,4	9,2	253	259
400	50	14,1	13,4	85,2	84,2	9,6	9,4	259	268
500	55	14,0	13,0	85,5	84,7	9,7	9,4	266	276
600	70	13,8	12,1	87,7	86,3	9,9	9,5	278	288
700	65	13,6	11,6	85,3	84,1	9,8	9,4	273	283
800	40	13,5	11,4	83,7	82,1	9,4	9,0	255	265
900	45	13,5	11,2	84,6	83,0	9,5	9,0	259	272
1000	50	13,4	10,9	85,1	83,2	9,7	9,1	262	276

Примітка: TBN₁, η_{m1} , p_{c1} , $t_{вг1}$ – для дизеля № 1; TBN₂, η_{m2} , p_{c2} , $t_{вг2}$ – для дизеля № 2

В табл. 3 наведені структурні показники моторних мастил (№ 1 до складу якого додавалась ПАР та № 2) залежно від час їх експлуатації в дизелі.

За результатами, що надані в таблицях 2, 3 побудовані номограми (рис. 2, 3), які відображають зміну експлуатаційних показників дизеля 6L16/24 MAN Diesel та структурних характеристик моторного мастила Mobilgard ADL30 фірми Mobil.

Таблиця 3. Результати експерименту

Час, години	Показник			
	θ_1 , град	θ_2 , град	$d_{ш1}$, мм	$d_{ш2}$, мм
1	18,3	18,3	3,8	3,8
100	18,3	18,0	3,7	3,5
200	18,2	17,6	3,6	3,2
300	18,2	15,3	3,6	2,8
400	18,0	13,6	3,5	2,6
500	17,8	12,3	3,5	2,4
600	17,8	11,2	3,3	2,3
700	17,9	10,2	3,4	2,0
800	17,7	9,5	3,3	1,9
900	17,6	9,3	3,4	1,9
1000	17,5	9,1	3,3	1,7

Примітка: θ_1 , $d_{ш1}$ – для дизеля № 1; θ_2 , $d_{ш2}$ – для дизеля № 2

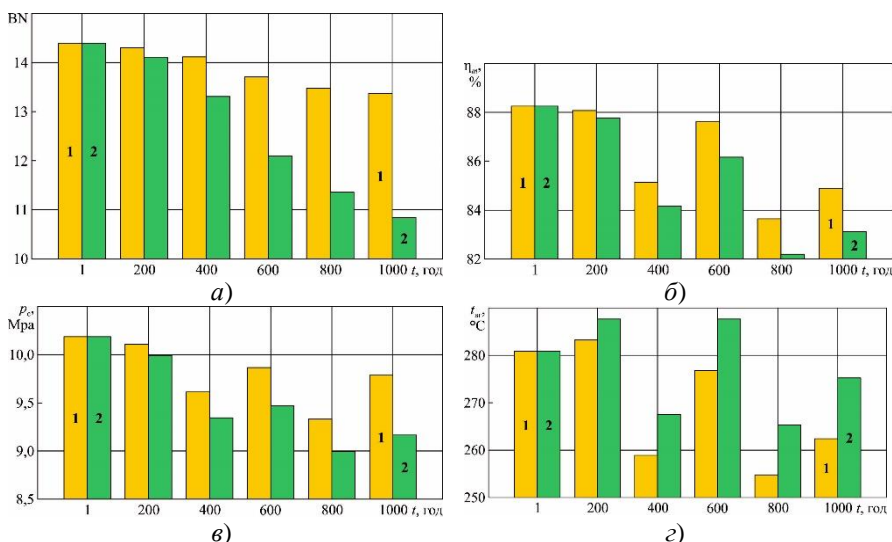


Рис. 2. Зміна експлуатаційних показників суднового дизеля 6L16/24 MAN Diesel та моторного мастила Mobilgard ADL30 фірми Mobil: а – загальне лужне число; б – механічний ККД; в – тиск стиснення; г – температура випускних газів; 1 – дизель № 1; 2 – дизель № 2

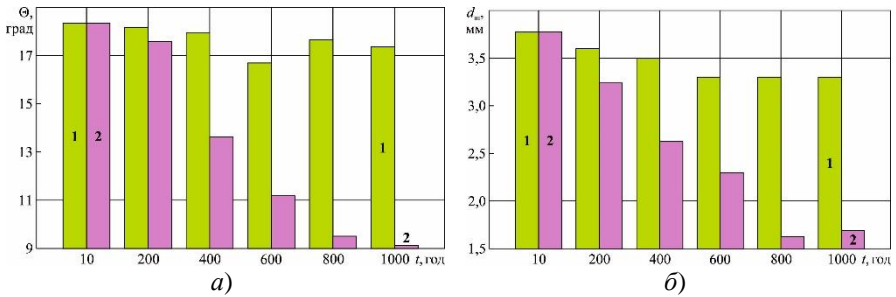


Рис. 3. Зміна структурних показників моторного мастила Mobilgard ADL30 фірми Mobil:

a – крайовий кут змочування; *б* – товщина адсорбційного шару;
1 – дизель № 1; 2 – дизель № 2

Відносна зміна показників, що визначались під час дослідження, розраховувалась за виразами:

відносне збільшення тиску стиснення [30]

$$\Delta p_c = \frac{P_{c1} - P_{c2}}{P_{c1}} \cdot 100\%; \quad (1)$$

відносне збільшення механічного ККД [31]

$$\Delta \eta_m = \frac{\eta_{m1} - \eta_{m2}}{\eta_{m1}} \cdot 100\%; \quad (2)$$

відносне зменшення температури випускних газів [32]

$$\Delta t_{вг} = \frac{t_{вг2} - t_{вг1}}{t_{вг2}} \cdot 100\%; \quad (3)$$

відносне збільшення загального лужного числа [33, 34]

$$\Delta TBN = \frac{TBN_1 - TBN_2}{TBN_1} \cdot 100\%. \quad (4)$$

Результати розрахунків за виразами (1)-(4) з урахуванням часу вимірювань наведені в таблиці 4.

За результатами табл. 4 побудована комплексна діаграма, що відображає зміну показників в залежності від часу експлуатації дизеля – рис. 4.

Таблиця 4. Результати розрахунку відносних відхилень показників

Час, години	Показник			
	$\Delta p_c, \%$	$\Delta \eta_m, \%$	$\Delta t_{вг}, \%$	$\Delta TBN, \%$
100	0,97	0,11	0,7	0,69
200	0,99	0,34	1,77	1,39
300	2,13	0,59	2,37	2,84
400	2,08	1,17	3,47	4,96
500	3,09	0,94	3,76	7,14
600	4,04	1,60	2,92	12,32
700	4,08	1,41	3,66	14,71
800	4,26	1,91	3,92	15,56
900	5,26	1,89	5,02	17,04
1000	6,19	2,23	5,34	18,66

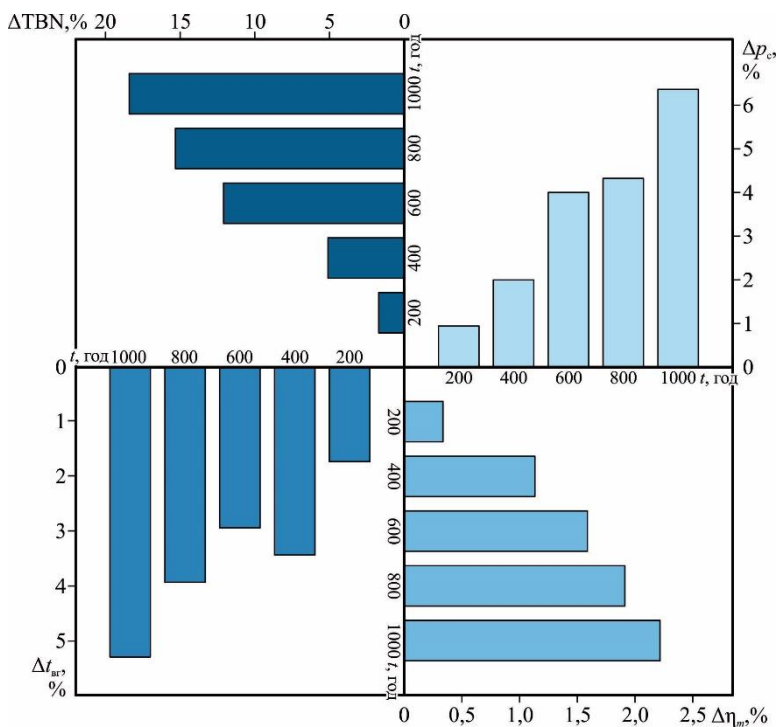


Рис. 4. Комплексна діаграма зміни контрольованих параметрів:
 Δp_c – відносне збільшення тиску стиснення; $\Delta \eta_m$ – відносне збільшення механічного ККД; $\Delta t_{вг}$ – відносне зменшення температури випускних газів;
 ΔTBN – відносне збільшення загального лужного числа

Висновки і перспективи подальших досліджень. Проведеними дослідженнями встановлено взаємозв'язок структурних показників моторних мастил (зокрема крайового кута змочування та товщини адсорбційного шару) та експлуатаційних показників судових дизелів (зокрема тиску стиснення, механічного ККД, температури випускних газів). Збільшення значень вказаних структурних показників моторного мастила (яке досягається шляхом додавання до моторного мастила поверхнево активних речовин) забезпечує зменшення механічних втрат під час отримання корисної роботи. Встановлений факт пояснюється підвищенням гідравлічної щільності в парах тертя судового дизеля та збільшенням пружнодемпфуючих властивостей моторного мастила.

Для моторного мастила Mobilgard ADL30 фірми Mobil встановлено, що додавання в його об'єм поверхнево активних речовин з оптимальною концентрацією (значення якої визначається додатковими дослідженнями) та підтримання цієї концентрації під час експлуатації судового дизеля забезпечує сталість в значеннях крайового кута змочування та товщина адсорбційного мастильного шару.

Порівняння експлуатаційних характеристик судового дизелю 6L16/24 MAN Diesel свідчить, що використання моторного мастила з більш вираженими структурними показниками на протязі 1000 годинної роботи забезпечує:

- відносне збільшення тиску стиснення в діапазоні 0,97...6,19 %;
- відносне збільшення механічного ККД в діапазоні 0,11...2,23 %;
- відносне зменшення температури випускних газів в діапазоні 0,7...5,34 %;
- відносне збільшення загального лужного числа в діапазоні 0,69...18,66 %.

Викладене підтверджує можливість вдосконалення процесів мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту шляхом керованого впливу на структурні характеристики моторного мастила, яке використовується його в системі циркуляційного мащення.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Зверьков Д.О., Сагін С.В. Зниження механічних втрат у суднових дизелях // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 20-25. DOI : 10.31653/smf341.2020.20-25.

2. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels // Technology Audit and Production Reserves. – 2021. – № 5 (2(61)). – P. 26-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.

3. Ратайчук О.В., Сагін С.В. Підвищення ефективності процесу наддува суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: наук. - техн. зб. – 2020. – Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 15-19. DOI : 10.31653/smf341.2020.15-19.

4. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоев углеводородных жидкостей // Проблемы техники : науч.-виробн. журнал. – 2011. – № 3. – Одесса : ОНМУ. – С. 78-88.

5. Сагин С.В., Мацкевич Д.В. Оптические характеристики граничных смазочных слоев масел, применяемых в циркуляционных системах судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 26. – Одесса: ОНМА. – С. 116-125.

6. Sagin S.V. Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments”. Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4. – P. 195-202. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52991.

7. Sagin S.V. Improving the performance parameters of systems fluids // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Vienna-2018. – № 7-8. – P. 55-59. doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-55-59.

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

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

10. Stoliaryk T. Analysis of the operation of marine diesel engines when using engine oils with different structural characteristics // *Technology Audit and Production Reserves*. – 2022. – Vol. 5(1(67)). – P. 22-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.265868>.

11. Мадей В.В. Використання в суднових дизелях паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження // *Суднові енергетичні установки : наук. -техн. зб.* – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 93-110. doi: [10.31653/smf44.2022.93-110](https://doi.org/10.31653/smf44.2022.93-110).

12. Заблоцький Ю.В., Сагін А.С. Визначення динамічних навантажень під час зміни режимів мащення прецизійних пар паливної апаратури суднових дизелів // *Суднові енергетичні установки : наук. -техн. зб.* – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 121-131. doi: [10.31653/smf44.2022.121-131](https://doi.org/10.31653/smf44.2022.121-131).

13. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка суднових дизелів під час використанні моторних мастил з різними структурними характеристиками // *Автоматизація суднових технічних засобів : наук. -техн. зб.* – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 108-119. DOI: [10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119](https://doi.org/10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119).

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

15. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка суднових дизелів під час використанні моторних мастил з різними структурними характеристиками // *Автоматизація суднових технічних засобів : наук. -техн. зб.* – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 108-119. DOI: [10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119](https://doi.org/10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119).

16. Столярик Т.О. Прогнозування механічних втрат в суднових дизелях // *Суднові енергетичні установки : наук. -техн. зб.* – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 142-156. doi: [10.31653/smf44.2022.142-156](https://doi.org/10.31653/smf44.2022.142-156).

17. Сагін С.В., Заблоцький Ю.В., Перунов Р.В. Технология использования и результаты испытаний присадок к топливам для судовых дизелей // *Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал.* – 2012. – № 3. – Одеса: ОНМУ. – С. 84-103.

18. Сагін С.В., Кривий М.О. Розрахунок контактного тиску та зони контакту в парах ковзання судових дизелів // *Автоматизація суднових технічних засобів : наук. -техн. зб.* – 2021. – Вип. 27. – Оде-

са : НУ «ОМА». – С. 84-92. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-84-92.

19. Sagin S.V., Stoliaryk T.O. Comparative assessment of marine diesel engine oils // *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal.* – 2021. – № 7-8. – P. 29-35. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

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

21. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів // *Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб.* – 2021. – Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 69-80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

22. Sagin S., Madey V., Sagin A. Stoliaryk T., Fomin O., Kučera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels // *Journal Marine Science and Engineering.* – 2022. – Vol. 10. – Iss. 10. – P. 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>.

23. Марченко О.О., Сагін С.В. Вдосконалення процесу очищення суднових важких палив // *Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб.* – 2020. – Вип. 41. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 10-14. DOI : 10.31653/smf341.2020.10-14.

24. Сагін С.В., Побережний Р.В. Аналіз основних способів зниження емісії оксидів азоту дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту // *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб.* – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 132-141. doi: 10.31653/smf44.2022.132-141.

25. Руснак Д.Ю., Сагін С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив // *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб.* – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 49-54. DOI : 10.31653/smf340.2020.49-54.

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

27. Побережний Р.В., Сагін С.В. Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту // *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб.* – 2020. – Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 5-9. DOI : 10.31653/smf340.2020.5-9.

28. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A., Zablotskyi Yu.V., Gaichenia O.V. Supplying of Marine Diesel Engine Ecological Parameters // *Nase More : International Journal of Maritime Science & Technology*. – 2022. – Vol. 69. – Iss. 1. – P. 53-61. DOI 10.17818/NM/2022/1.7.

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

30. Sagin S., Madey V., Sagin A., Stoliaryk T., Fomin O., Kučera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels // *Journal Marine Science and Engineering*. – 2022. – Vol. 10. – Iss. 10, 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>.

31. Sagin S., Kuropyatnyk O., Sagin A., Tkachenko I., Fomin O., Pištěk V., Kučera P. Ensuring the Environmental Friendliness of Drillships during Their Operation in Special Ecological Regions of Northern Europe // *Journal Marine Science and Engineering*. – 2022. – Vol. 10. – Iss. 9. – P. 1331. <https://doi.org/10.3390/jmse10091331>.

32. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A. Using exhaust gas bypass for achieving the environmental performance of marine diesel engines // *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences*. – 2021. – Vol. 7-8. – P. 36-43. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-36-43>.

33. Sagin S.V. Decrease in mechanical losses in high-pressure fuel equipment of marine diesel engines. Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”. Part 1. August 31. – 2019. – Beijing, PRC. – P. 139-145. DOI 10.34660/INF.2019.15.36258.

34. Sagin S.V., Stoliaryk T.O. Comparative assessment of marine diesel engine oils // *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences*. – 2021. – Vol. 7-8. P. 29-35. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

10.31653/smf45.2022. 70-81

Korniievych S., Borisov V., Shestopalov K., Khliyeva O., Zhelezny V.

¹Independent researcher

²National University “Odessa Maritime Academy”

³Odesa National University of Technology

ECO-ENERGY ANALYSIS OF THE EXPEDIENCY OF NANOADDITIVE C₆₀ FULLERENE TO THE COMPRESSOR OILS FOR SMALL REFRIGERATING APPLIANCES

Introduction

Currently, there are two trends in the development of vapor-compression refrigeration systems (VCRSs). First, the use of "natural" refrigerants (propane R290, isobutane R600a), which contributes both to an increase in the cooling coefficient of vapor compression refrigeration equipment and to a decrease in greenhouse gas (GHG) emission [1]. However, the list of refrigerants for marine refrigeration is limited therefore this task is complex [2, 3]. The prospect “natural” R600a and R290 are forbidden to be used in the vessel’s refrigeration equipment (except the cases when the mass of the refrigerant charge is less than 150 g), as they are class A3 hazard refrigerants (fire hazardous) [4]. The second is the use of nano additives to the working fluids of vapor compression refrigeration systems to increase their efficiency without modernization.

In the author's opinion, the fullerene C₆₀ can be considered the most appropriate and promising nano-additive to the compressor oil of the VCRS [5-9]. Fullerene C₆₀ has a high solubility in non-polar liquids (such as compressor oils), and it can be considered both a large molecule and a small nanoparticle in liquid [10]. These facts will contribute to the high stability for clusterization and precipitation of the compressor oils containing C₆₀. Excellent sedimentation stability of C₆₀ in lubricants without surfactants was confirmed experimentally in works [5] for HM32 basic lubricating fluid, [6] for engine lubricant, [7, 8] for compressor oils for VCRS.

Probably, the first results of studying the energy efficiency of the domestic refrigerator that operated with R600a with fullerene C₆₀ additives were reported in [9]. The authors of [9] reported an increase of the coefficient of performance (COP) up to 5.3...5.6 % using compressor oil containing 0.003 g·cm⁻³ of fullerene C₆₀. In the study [7], it was found that the COP of the experimental VCRS operating with the working fluid of R600a/mineral compressor oil (containing 0.0050 g·g⁻¹ fullerene C₆₀) increases up to 4 % compared to the pure oil. The expediency of adding the

fullerene C₆₀ into compressor oils to increase the energy efficiency of the vapor compression refrigeration system operated with R290 (propane) without its modernization has been confirmed experimentally in the own study [8].

In addition, recently there have been many works investigating the addition of small amounts of C₆₀ fullerene to lubricants (not only for refrigeration compressors) and indicating its prospects. [6, 11, 12]. C₆₀ fullerene used as an additive in engine lubricant has decreased the friction coefficient by 4-7% [6]. C₆₀ is believed to have a layer forming, surface-modifying effect and act as a rolling element. The optimal C₆₀ concentration from friction coefficient consideration proved to be around 0.17 wt% for these experiments [6]. The four-ball friction experiment method was used in the study [11] to investigate the extreme pressure and tribological properties of 7 kinds of lubricating fluids with fullerene C₆₀ concentrations ranging from 100 ppm to 1000 ppm. The maximum nonsintering load increases by 36.01% and the sintering load increases by 100.81% when the C₆₀ concentration reaches 200 ppm in HM32 base fluid. It was shown that C₆₀ has significant antiwear properties. The friction coefficient decreases by 41.28% and the steel ball wear scar diameter decreases by 10.40% when the fullerene concentration reaches 200 ppm. However, an excessively high concentration of C₆₀ will increase friction and wear. However, in [12] it was shown, that the addition of a finely dispersed fullerene powder in a liquid lubricant does not improve anti-bully properties, but is only an anti-wear additive. It is shown that the improvement of the wear index for all oils begins with the concentration of 0.2 % masses, fullerenes in the lubricant and does not exceed the values 11.1...15 %. Tribological characteristics were evaluated on a four-ball friction machine.

The performed review shows the perspective of using C₆₀ nanoadditive to compressor lubricants but does not allow to make a final assessment of the impact of this lubricant modification on the environmental and energy characteristics of VCRS as a whole. The purpose of this work is the environmental and energy analysis of two small refrigerating devices when they work with the use of compressor lubricants both with C₆₀ fullerene additives and without additives. The analysis is based on experimental data obtained by the authors earlier [8].

Method of analysis

Today, the main energy characteristic of small refrigerators is their daily energy consumption. Using this value, the Energy Efficiency Index

(EEI) [13] is estimated, the numerical value of which determines the energy efficiency class of refrigerating appliances:

$$EEI = 100 \cdot \frac{E_{annual}}{SE_{annual}}, \quad (1)$$

where E_{annual} is the annual energy consumption of the household refrigerating appliance, kW·h; SE_{annual} is the standard annual energy consumption of the household refrigerating appliance, which is determined according to the method [13] and takes into account the category of the refrigerator or freezer, kW·h.

The equivalent volume of a household refrigerating appliance:

$$V_{eq} = \left(\sum_{C=1}^{C=n} V_C \frac{25 - T_C}{20} \cdot FF_C \right) \cdot CC \cdot BI, \quad (2)$$

where n is the number of compartments; V_C is the storage volume of the compartment(s), m³; T_C is the nominal temperature of the compartment(s), °C; FF_C , CC and BI are the volume correction factors [13].

It should be noted that Regulation (EU) No. 1060/2010 [13] is repealed since April 1, 2021 [14], but based on the draft of the new regulation given in [14], there will be no significant changes in the approach to the EEI value calculation.

In work [15, 16], an indicator of the eco-energy efficiency of refrigeration devices is proposed, which is advisable to use for analysis in conjunction with the value of EEI . This indicator characterizes the equivalent emission of greenhouse gases per unit of produced cooling (kg CO₂ per kWh).

$$E = \frac{TEGHGE}{Q_0 \cdot \tau}, \quad (3)$$

where $TEGHGE$ is the total equivalent emission of greenhouse gases during the life cycle of the refrigerating appliance, kg CO₂; Q_0 is cooling capacity, kW; τ is operating period of the refrigerating device, hours.

The approach for calculating the total equivalent greenhouse gas emission ($TEGHGE$) is described in detail in [15 - 17]. This method takes into account greenhouse gas emissions from the production and disposal of equipment, during the operation of the equipment. For the analysis of refrigeration appliances of small capacity, the equation for $TEGHGE$ can be written as:

$$TEGHGE = \sum em_i \cdot m_i^{comp} + \sum em_{util\ i} \cdot m_i^{comp} + \beta \cdot E_{annual} \cdot \tau + \\ + (m_R \cdot L_{annual} \cdot \tau + m_R \cdot \gamma_{R\ util}) \cdot GWP_R, \quad (4)$$

where em_i is the emission of greenhouse gases during the production of the i -th material used during the manufacturing of the refrigerator, kg CO₂·(kg of material)⁻¹; m_i^{comp} is mass of the i -th material used during the manufacturing of the refrigerator, kg; $em_{util\ i}$ is GHG emission during utilization and processing of the i -th material used during the manufacturing of the refrigerator, kg CO₂·(kg of material)⁻¹; τ is the average life of the refrigerator, years; β is the greenhouse gas emission factor per unit of electricity produced for a specific country, kg CO₂· (kWh); E_{annual} is annual electricity consumption, kW·h; m_R is mass of refrigerant charge, kg; GWP_R is global warming potential of the refrigerant, kg CO₂· (kg refrigerant)⁻¹; L_{annual} is annual refrigerant leakage (from the share of refrigerant charge); $\gamma_{R\ util}$ is refrigerant leakage at the end of the service life (from the proportion of refrigerant charge).

Equation (5) is recommended to calculate the value of $em_i \cdot m_i^{comp}$ in case the equipment requires human labor and energy resources for its manufacture which are significantly larger than material resources (high-tech elements of automation, electronics, etc.). The appropriateness of this approach is confirmed in [18] where it was shown that the carbon dioxide intensity of material production is dominated by the energy intensity of production and the implied fuel usage, with a very strong correlation between them.

$$em = em_{GDP} \cdot c, \quad (5)$$

where c is the cost of equipment components, \$; em_{GDP} - carbon intensity of the country's GDP, CO₂· \$⁻¹.

Input data

The input data for eco-energy analysis are considered below.

The values of specific energy intensity at the manufacturing of some materials used in VCERS are presented in Table 1.

The value of carbon intensity of GDP (Gross Domestic Product) for different countries can be found in <https://world-statistics.org/> and for Ukraine $em_{GDP} = 1.69$ (kg CO₂ per \$ of GDP).

The values of GWP for refrigerants can be found in [19]. R290 GWP was 20 kg CO₂·kg⁻¹.

Table 1. GHG emissions during the manufacturing and recycling of some materials [20]

Material	Mixed manufacturing GHG emissions*, (kg CO ₂)·kg ⁻¹	100 % recycled material manufacturing emissions, (kg CO ₂)·kg ⁻¹
Steel	1.43	0.54
Aluminum	4.50	0.63
Copper	2.78	2.46
Plastics	2.61	0.12

* The materials were obtained from both raw materials and recycled material

Annual refrigerant leakage L_{annual} and end-of-life refrigerant leakage γ_{Rutil} for different equipment types can be taken from [21]. It should be recommended $L_{annual}=5\%$ from part of the refrigerant charge and $\gamma_{Rutil}=0$ for small refrigerators. The mass charge of R290 was 130 g.

National indirect emission factor or carbon intensity per 1 kW·h electricity consumed β can be found in [22] and for Ukraine $\beta = 0.70784$ kgCO₂ (kW·h)⁻¹.

The service life of refrigeration appliances was assumed to be 15 years.

The information on materials composition and various components content for refrigerators and air conditioning systems is not often available. Available data on the structure of material and monetary expenses on household refrigerating appliances produced in Ukraine (according to the Ukrainian manufacturer information) was used as a base for the analysis. The mass percentage composition of the four main materials used during household refrigerator manufacturing is presented in Table 2. From the manufacturer information, the structure of the monetary expenses on materials (Table 2) and components (automatic devices and electricals) of household refrigerating appliances was 70 % and 30 %, respectively. The indirect GHG emission during the manufacturing of the refrigerator components and materials was calculated by Eq. (5) and the first term of Eq. (4), respectively.

Results and discussion

A refrigerator and freezer for commercial use of the same series with an equal internal volume manufactured by Liebherr were taken as an ob-

ject of the study. The information about the objects of study is given in Table 3 (Catalogue “Refrigerators and freezers for commercial application”, 2020 Liebherr.).

Table 2. Mass percentage composition of main materials for household refrigerating appliances

Material	Household refrigerating appliance *
Steel	65.4 %
Aluminum	0.6 %
Copper	29.0 %
Plastics	5.09 %

* refrigerator prototype for analysis: volume of the cooling chamber was 285 l (temperature +4 °C); the volume of the freezing chamber was 65 l; overall dimensions are 180.5 cm × 58 cm × 61 cm.

Table 3. Information about the objects of study

	Cooling chamber GN 2/1 GKPv 6573	Freezing chamber GN 2/1 GGPv 6570
General/useful volume	597 / 465 liters	597 / 465 liters
Outside dimensions, mm (W/D/H)	700 / 830 / 2120	700 / 830 / 2120
Inside dimensions, mm (W/D/H)	510 / 650 / 1500	510 / 650 / 1550
Energy consumption per year	577 kW·h	1874 kW·h
Climatic class	5	5
Refrigerant	R290	R290
Rated capacity	2.0 A / 180 W	4.0 A / 300 W
The temperature range in the chamber	+1 °C ... +15 °C	-10 °C ... -26 °C
Insulation	83-60 mm	83-60 mm
Weight net	123 kg	119 kg
Range of boiling tempera- tures	-9 °C ... +5 °C	-20 °C ... -36 °C

The following objects were taken as working fluids for the considered refrigeration devices, for which the experimental data about the cooling capacity and power consumption were obtained in an experimental installation based on an Embraco Aspera EMT 6152 U compressor [8]:

– R290 / RENISO SP46 compressor oil (shown as ROS1 in the figures and text);

– R290 / ProEco® RF22S compressor oil (shown as ROS2 in the figures and text);

– R290 / RENISO SP46 oil containing $0.223 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ C}_{60}$ (shown as ROS1+C₆₀ in the figures and text);

– R290 / ProEco® RF22S oil containing $6.837 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ C}_{60}$ (shown as ROS2+C₆₀ in the figures and text).

The data obtained in the experiment [8] could be adapted and used for further analysis of specific refrigeration appliances due to the following circumstances:

– the condensing temperature of $318.5 \pm 1.0 \text{ K}$ was assumed for the experiment [8], which corresponds to the unfavorable operating conditions of the considered refrigeration devices in the summer period (for the temperature of air 32...35 °C); at the same time, to calculate the heat inflows into the refrigerator and freezer, the ambient temperature of 32 °C was assumed;

– the range of boiling temperatures of 252...271 K was assumed for the experiment [8], which corresponds to the operating conditions of the refrigerator GN 2/1 GKPv 6573 and the freezer GN 2/1 GGPv 6570 (the temperature difference between the refrigerant boiling temperature and temperature of the and air in the chamber is 10 °C);

– compressor Embraco Aspera EMT 6152 U, on which the experiment in [8] was based, is widely used in small refrigerating devices;

– for each compared variant of operation of refrigeration appliances, the dependence of the working time coefficient on the temperature in the chamber was calculated; for this purpose, the experimental dependence of the cooling capacity on the boiling point was used, and the heat inflows into the refrigeration (freezing) chamber was calculated at an ambient temperature of 32 °C for the dimensions of the device given in the catalog, as well as the thickness of the thermal insulation.

According to the above-described methodology and data on energy consumption and cooling capacity of the experimental VCRS (Fig. 1), the annual energy consumption of the considered research objects was calculated.

Figures 2 and 3 show the main dependences of the value of the energy efficiency index *EEI* and the environmental-energy efficiency coefficient *E* on the temperature in the chambers of two small refrigeration devices.

As can be seen from Fig. 2 and 3, C₆₀ fullerene admixtures lead to an increase in the specific eco-energy efficiency indicator by an amount from 6.2% to almost 25%, depending on the selected compressor lubricant and

the mode of operation of the refrigeration device. Moreover, using ProEco® RF22S lubricant (as part of ROS2), the effect of the presence of fullerene on the eco-energy efficiency indicator is larger (13.5...25%) than when using RENISO SP46 lubricant (6.2...11.1%). This effect may be related to the different effects of the presence of C_{60} on the viscosity of the lubricant and requires further experimental study.

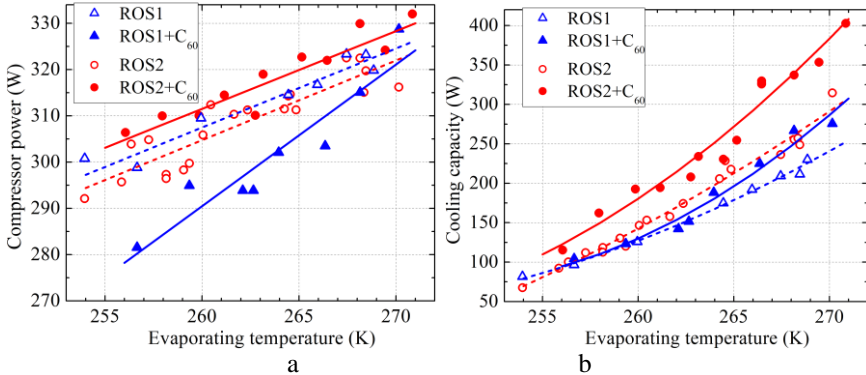


Fig. 1. Dependence of the compressor power consumption (a) and cooling capacity (b) on the refrigerant evaporating temperature in the experimental VCRS [8]

Analysis of the results shown in Fig. 2 and 3 allows us to draw the same conclusions about the expediency of using certain working bodies in refrigerating appliances, both using the traditional energy efficiency index and using the environmental-energy efficiency coefficient. This can be explained by the almost equal contribution to the value of $TEGHGE$ of indirect emissions from the manufacturing of refrigeration equipment (taking into account the presence of C_{60} in the compressor oil barely increases the indirect contribution of the VCRS manufacturing). Despite this, the value of the ecological and energy efficiency coefficient allows for a quantitative assessment of the carbon footprint during the production of a unit of cooling. As can be seen from Fig. 3, GHG emissions during the production of refrigeration for a low-temperature chamber are significantly lower than those of a freezer. Therefore, the analysis of the value of the eco-energy efficiency indicator will make it possible to estimate the possible reduction of GHG emissions during the modernization of refrigeration equipment in absolute terms (in contrast to the analysis of the value of the energy efficiency index).

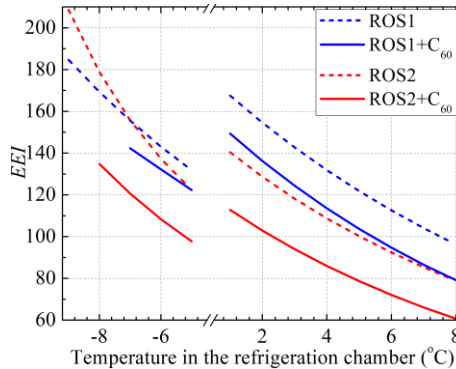


Fig. 2. Dependence of the value of the energy efficiency index EEI on the temperature in the chamber of the freezer GN 2/1 GGPv 6570 (curves in the region of negative temperatures) and the refrigerator GN 2/1 GKPv 6573 (curves in the region of positive temperatures)

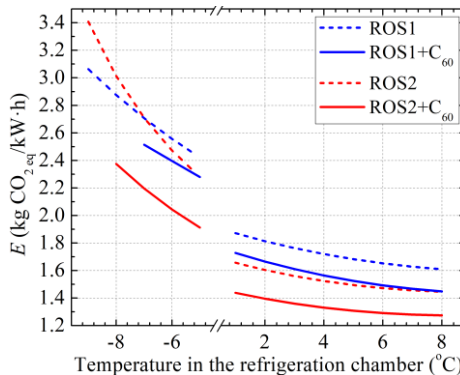


Fig. 3. Dependence of the value of the coefficient of environmental and energy efficiency E on the temperature in the chamber of the freezer GN 2/1 GGPv 6570 (curves in the area of negative temperatures) and the refrigerator GN 2/1 GKPv 6573 (curves in the area of positive temperatures)

Conclusion

In this paper, it is suggested to use a specific eco-energy efficiency indicator together with the traditional energy efficiency index to evaluate the ecological and energy efficiency of small refrigeration appliances. The proposed indicator characterizes the equivalent emission of greenhouse gases per unit of produced refrigeration (kg CO₂ per kWh).

The results of the analysis of two indicators for the GN 2/1 GGPv 6570 freezer and the GN 2/1 GKPv 6573 refrigerator when propane

(R290) and two different compressor oils with and without C₆₀ fullerene admixtures were used as the working fluids showed the expediency of using a nano-additive in all modes of operation of refrigeration devices. It is shown that C₆₀ fullerene admixtures lead to an increase in the specific eco-energy efficiency indicator by an amount from 6.2% to almost 25%, depending on the selected compressor lubricant and the mode of operation of the refrigeration device.

Application of the proposed specific eco-energy efficiency indicator during the design or upgrading of marine refrigeration equipment of various capacities will allow us to choose an engineering solution with the least environmental hazard. For instance, the authors plan to perform the justification of the eco-energy feasibility of the operation of the compressor-ejector refrigeration machine in marine applications [23].

References

1. Abas N., Kalair A. R., Khan N., Haider A., Saleem Z., Saleem M. S. Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review // *Renewable Sustainable Energy Rev.* – 2018. – Vol. 90. – P. 557-569. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.03.099>
2. Kozminykh M., Konstantinov O. Evaluation of the expediency of the use of the refrigerant depending on the operating conditions // *Sudnovi enerhetychni ustanovky (Ship power plants)*. – 2022. – Iss. 41. – P.79-87. <https://doi.org/10.31653/smf44.2022.79-87>
3. Khliyeva O., Sorokin R., Stukalenko O. A direct contribution of marine refrigeration to anthropogenic greenhouse gases emission - a short review // *Sudnovi enerhetychni ustanovky (Ship power plants)*. – Iss. 41. – 2022. – P. 36-44. <https://doi.org/10.31653/smf44.2022.36-44>
4. Rules for the classification and construction of sea-going ships Part XII Refrigerating Plants ND No. 2-020101-138-E. 2021
5. Huang J.S., Sun H., Wang X., Chen B.Q., Yao B. Study on dispersion stability and friction characteristics of C60 nanomicrosphere lubricating additives for improving cutting conditions in manufacturing process // *Math. Probl. Eng.* – 2021. – 2724743. <https://doi.org/10.1155/2021/2724743>
6. Tóth-Nagy C., Szabó Á.I. Experimental investigation of the friction modifying effects of different nanoforms of graphene additives in engine lubricating oil // *FME Transactions*. – 2022. – Vol. 50(2). – P.248-259. <https://doi.org/10.5937/fme2201248T>

7. Zhelezny V., Chen G., Khliyeva O., Lukianov M., Shestopalov K., Kornievich S. An experimental investigation of the influence of fullerene C₆₀ additives in compressor oil on the coefficient of performance of the refrigeration system // Proc. 25th IIR Int. Congress of Refrigeration, Montreal, Canada. – 2019, August 24-30. <https://doi.org/10.18462/iir.icr.2019.682>

8. Konievych S., Zhelezny V., Khliyeva O., Shymchuk M., Volgusheva N. A study of the influence of the fullerene C₆₀ additives in compressor oils of various viscosities on the refrigerator performance parameters // East.-Eur. J. Enterp. Technol. – 2020. – Vol. 5/8 (107). – P. 56-62. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.213968>

9. Xing M., Wang R., Yu J. Application of fullerene C₆₀ nano-oil for performance enhancement of domestic refrigerator compressors // Int. J. Refrig. – 2014. – Vol. 40. – P. 398-403. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.12.004>

10. Mchedlov-Petrossyan, N. O. Fullerenes in liquid media: an unsettling intrusion into the solution chemistry // Chem. rev. – 2013. – Vol. 113 (7). – P. 5149-5193. <https://doi.org/10.1021/cr3005026>

11. Huang J.S., Sun H., Wang X., Chen, B.Q., Yao B. Study on dispersion stability and friction characteristics of C₆₀ nanomicrosphere lubricating additives for improving cutting conditions. in manufacturing process // Math. Probl. Eng. – 2021. – 2724743 <https://doi.org/10.1155/2021/2724743>

12. Kravcov A.G. Evaluation of tribological characteristics of liquid lubricants with fullerene additives // Problems of Tribology, 2020. Vol. 25(3/97). P.50-54. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2020-97-3-50-54>

13. Commission delegated regulation (EU) No 1060/2010 of 28 September 2010 supplementing Directive 2010/30/EU of the European Parliament and of the Council with regard to energy labelling of household refrigerating appliances. Official Journal of the European Union

14. Commission Delegated Regulation (EU) .../... supplementing Regulation (EU) 2017/1369 of the European Parliament and of the Council with regard to energy labelling of refrigerating appliances and repealing Commission Delegated Regulation (EU) No 1060/2010 [https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=PI_COM:Ares\(2018\)5145999](https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=PI_COM:Ares(2018)5145999)

15. Khliyeva O. New indicator for life cycle greenhouse gases emission assessment of household refrigerating appliances // Environmental Problems. – 2019. – Vol. 4 (1). – P. 39-44. <https://doi.org/10.23939/ep2019.01.039>

16. Khliyeva O., Shestopalov K., Ierin V., Zhelezny V., Chen G., Gao N. Environmental and energy comparative analysis of expediency of heat-driven and electrically-driven refrigerators for air conditioning application // *Appl. Therm. Eng.* – 2023. – Vol. 219, Part B. – 119533. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119533>

17. Chen, G., Zhelezny, V., Khliyeva, O., Shestopalov, K., Ierin, V. Ecological and energy efficiency analysis of ejector and vapor compression air conditioners // *Int. J. Refr.* – 2017. – Vol. 74. – P. 127-135. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.09.028>

18. Gutowski T. G., Sahni S., Allwood J. M., Ashby M. F., Worrell E. The energy required to produce materials: constraints on energy-intensity improvements, parameters of demand // *Philos. Trans. R. Soc., A.* – 2013. – Vol. 371. – 20120003. <https://doi.org/10.1098/rsta.2012.0003>

19. Calm J. M., Hourahan G. C. Physical, safety, and environmental data for current and alternative refrigerants // *Proc. 23rd Int. Congress of Refrigeration, Prague, Czech Republic.* – 2011. – 21-26.

20. IIR Guideline for Life Cycle Climate Performance. International Institute of Refrigeration. – 2016. http://www.iifir.org/userfiles/file/about_iir/working_parties/WP_LCCP/07/LCCP-WP_Booklet-LCCPGuidelineV7_2015-08.pdf

21. Methods of calculating total equivalent warming impact (TEWI). Best practice guidelines. Australian Institute of Refrigeration, Air-conditioning and Heating. AIRACH. 2012.

22. Brander M., Sood A., Wylie C., Haughton A., Lovell J. Electricity-specific emission factors for grid electricity, Technical paper, Ecometrica, Edinburg, UK, 2011 <http://www.ecometrica.com/assets/Electricity-specific-emission-factors-for-grid-electricity.pdf>.

23. Shestopalov K., Khliiev N., Khliyeva O. Analysis of the feasibility of using a compressor-ejector refrigeration machine in the air conditioning system of the ship // *Sudnovi enerhetychni ustanovky (Ship power plants).* – Iss. 41. – 2022. – P.157-165. <https://doi.org/10.31653/smf44.2022.157-165>

10.31653/smf45.2022. 82-92

Zhuravlov Yu.I., Obertiur K.L., Kostyuchenko Ye.F., Yelinskyi I.E.
National University "Odessa Marine Academy"

PECULIARITIES OF WEAR OF THE WORKING SURFACES OF PARTS OF SHIP'S TECHNICAL EQUIPMENT (STE)

Statement of the problem in general. The energy load of the contacting surfaces plays a significant role in the working units of parts of the STE. It largely depends on the speed of its movement and mass during long-term or cyclic loading of the working steam. At a high level of energy consumption, a decrease in the braking torque of sliding bearings is observed due to a drop in the dynamic coefficient of friction due to an increase in temperature on the working surfaces of the contacting elements. If the temperature of the friction surfaces exceeds the allowable one for the materials of the working pair, a decrease in braking efficiency is observed, and intensive wear of the working surfaces and their destruction occurs. At the same time, due to high temperature gradients on the surface of the metal friction element, high temperature stresses develop, which contribute to the initiation and development of microcracks, which leads to its destruction.

Analysis of recent researches and publications. Loading on the couplings of STE parts, in particular, on the crankshaft of a piston engine under operating conditions is random, since most of the time the engines are operated in unstable modes. In addition, the fatigue resistance characteristics of the materials from which the crankshafts are made are also random values. Therefore, the interpretation of strength conditions should be based on probabilistic concepts [1].

Most of the structural elements of the ship work under conditions of cyclic loading, which creates favorable conditions for the development of fatigue cracks.

The analysis of the results of the destruction of STE parts using the example of crankshafts in operating conditions indicates that the largest number of them occurs on the cheek with the initiation of a fatigue crack in the connecting rod of the connecting rod neck and the cheek in the plane of the crank. The main cause of such breakdowns is a high stress concentration in the bars.

Formulation of the problem. Is to improve the performance of the operating parameters of the contacting nodes of the STE parts with the application at the stage of their design of the results of a system approach to research on changes in the operating characteristics of the tribosystem.

Presentation of the main research material. A large number of factors affecting the onset of local destruction of the materials of the contact spots of the microprotrusions of the friction pairs due to thermal fatigue does not allow the development of a universal experimental technique, the results of which would be adequate to the phenomena that take place in real conditions. When analyzing the load conditions of the contacting steam, the thermal conditions of its operation should be subjected to a careful assessment: the nature of the change in the temperature gradient along the surface and in the cross-section of the near-surface layer, the intensity of heat transfer, the amount of thermal expansion, as well as the duration of thermal loads and their cyclicity.

Currently, thermal fatigue is described as a process of deformation and formation and increase of structural damage of microprotrusions of contact spots of friction surfaces under the influence of multiple changes of pulsed thermal currents. At the same time, they mean that thermal fatigue affects all load processes (mechanical, electrical, electromagnetic, and chemical), during which cyclical changes in pulsed electric currents should occur.

In real conditions, the microprotrusions of the working surfaces of pairs of joints during electrothermomechanical friction can be subjected to the following thermal loads: shock pulse heating and slow forced cooling; heating and forced cooling at high rates; slow heating and intense forced cooling; heating and cooling at low rates. In the conditions of cyclic heating and forced cooling, the multiphase structure and thermal properties of individual phases have a significant impact on the nucleation and development of cracks. A certain role is played by non-metallic inclusions (wear products of friction materials), which, accumulating in the cracks formed on the surface of the counterbody, work as a wedge (Fig. 1). A network of microcracks appears on the friction surface. During braking of the coupling parts, the sharp edges of some microcracks have a cutting effect, other microcracks are filled with wear products of the friction material and oxides formed as a result of gas corrosion of the friction surface. These inclusions can be one of the main reasons for the development of cracks if they have a striated arrangement.

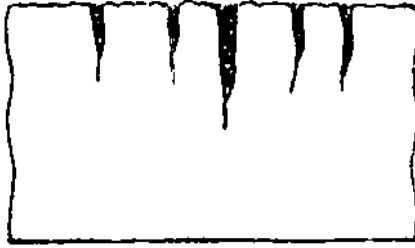


Figure 1 - The nature of the initiation and development of cracks along the width of the joint

When considering the kinetics of fatigue crack growth according to V.S. Ivanova, it is important to identify areas of change in crack length, within which the same micromechanism (normal separation, transverse or longitudinal microshear) controlling the crack growth rate is preserved.

The entire process of fatigue failure of carbon steels can be divided into several stages:

$$N_p = N_j + N_{jj} + N_{jjj} + N_{jy},$$

where N_p - overall durability of the structural element; N_j - the number of cycles corresponding to the initiation of microcracks and their growth within one grain of the microstructure; N_{jj} - число cycles corresponding to the development of a crack from the size corresponding to the grain diameter to the appearance of a macrocrack; N_{jjj} - the number of cycles corresponding to the development of a macrocrack; N_{jy} - the number of cycles corresponding to the doloma process.

The areas of self-similar crack growth correspond to certain critical crack lengths, within which the activation energy of the process controlling the crack growth rate does not depend on the crack length, i.e., the same mechanism of destruction is preserved. In general, the fatigue process according to the fatigue failure diagram has several stages (Fig. 2).

Based on the analysis of experimental fatigue kinetic diagrams of structural materials, it is shown that the following growth rates are realized for different stages of fatigue microcrack development: I - the stage of slow crack growth, the growth rate does not exceed $10^{-5} \dots 5 \cdot 10^{-6}$ mm/cycle; II - the stage of stable growth of cracks at velocities varying in the range of $10^{-5} \dots 5 \cdot 10^{-6}$ and $< 10^{-3}$ mm/cycle; III - the stage of unstable growth of cracks at velocities and $> 10^{-3}$ mm/cycle.

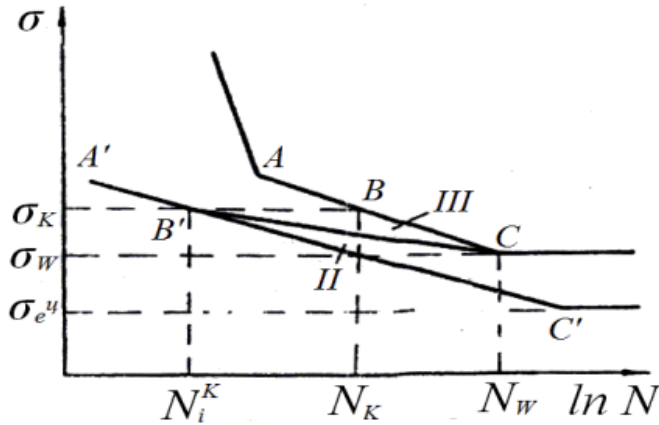


Figure 2 - Fatigue failure diagram according to V. S. Ivanova;
 σ_W - the limit of fatigue; σ_K - critical fatigue stress; σ_a^y - cyclic limit of elasticity.

The nature of the thermal load distribution is influenced by the state of the surface layer, its microstructure, change in hardness, roughness, waviness of the surface, etc. Attention should be paid to the appearance of wrinkles on the surface of the metal element and a network of cracks on the surface of the contacting materials after cyclic heating and forced cooling. As V. S. Ivanova's research showed, heating and forced cooling at high rates lead to a change in volume and are accompanied by a martensitic transformation of the steel structure of the counterbody.

The II stage of established destruction is characteristic of the above-mentioned process, here there is a transverse microdisplacement of the microprotrusions of the contacting surfaces.

The results of studies of the process of wear and damage of working pairs during electrothermomechanical friction made it possible to establish that the type of destruction of contact surfaces is determined by the level of thermal load, external mechanical, electrical, electromagnetic and chemical influences on the surface of the contact spots of microprotrusions, high-speed flows of the components of the washing medium and the properties of the surface layers of materials that rub.

The main part of the thermal stresses arising during friction is concentrated in the subsurface layers of the metal friction elements, which is confirmed by the known analytical relationship between the braking

time n and the effective depth of heat penetration $b = 1,73\sqrt{at}$ (where a is the coefficient of thermal conductivity of the material of the periphery

of the connection). On the spots of actual contact, as shown by A. Kh. Dzhanakhmedov, G. A. Fazekas, A. V. Chichinadze, V. Cherpel, F. Piggel, etc., these stresses become proportional to the flash temperature, this is accompanied by strong heating of the near-surface layers, which leads to the formation of burns, thermal spots and nucleation centers and the development of microcracks.

Therefore, it can be assumed that during the braking process, it is precisely in the near-surface layer of the friction elements that, under the action of an electric discharge and a thermal flash, cracks appear due to thermal fatigue of the material. These cracks develop as a result of the cooling of the surface layer and the emergence of a temperature gradient v , thermal stresses in the near-surface layer reach the highest values. When the temperature rises, the nature of movement of the structural component materials that rub changes, the strength of the grain boundaries decreases and the rate of oxidation increases.

The analysis of the mechanism of wear of contacting pairs showed that in the conditions of aperiodic cyclic heating and forced cooling, the multiphase structure and thermal properties of individual phases have a great influence on the nucleation and development of microcracks. A certain role in the destruction of the material is played by the nature of the distribution of the network of microcracks on the surface.

Since flash temperatures can quickly reach several hundreds of degrees, such a jump in them contributes to the transition of the material to a state of plasticity, when frictional resistance is sharply reduced. Due to the fact that the duration of the interaction on the spots of actual contact of the microprominences is $10^{-3} \dots 10^{-6}$ s, it is not the property of the static strength of the surface layer of the materials of the friction pair that becomes important, but the occurrence of fatigue strength, since the crystal lattice of a solid reacts to actions after $10^{-5} \dots 10^{-8}$ s. Therefore, the restructuring of the structure of the surface layer under the action of external electric and thermal currents occurs precisely when the temperature field prevails, and by the time a constant temperature is reached, the surface layer of the periphery of the connection is already under the influence of certain residual thermal stresses.

The conducted studies showed that the speed of the thermal process has a significant influence on the main quality indicators of the surface layer of the connection periphery.

The high speed of electrothermomechanical processes causes significant structural transformations in the surface and near-surface

layers, as well as a change in the physical and mechanical properties of the material at the periphery of the joint. In the process of friction, the zone of plastic deformation is not limited to the volume of micro-uniformities, but extends deep into the materials. At the same time, the materials of the surface and near-surface layers have a low density of dislocations. During sliding, dislocations accumulate at some distance from the surface, their density increases, which leads to the formation of microcavities in the near-surface layer of the periphery of the joint.

Analysis of the stress state of the surface periphery of the coupling during braking showed that the frictional forces contribute to its strengthening and the emergence of compressive residual stresses. Temperature deformations lead, as a rule, to the appearance of a strengthening effect in the surface layer, associated with the appearance of tensile residual stresses.

The intensity of forced cooling, which is determined taking into account the Bio criterion, has a significant impact on the depth of heating of the periphery of the connection. The intensity of electrothermomechanical friction affects the nature of the change in heating and cooling rates, as well as the distribution of temperatures along the thickness of the periphery of the joint. At the same time, it is advisable to investigate the influence of forced cooling conditions on the kinetics of the thermal process.

The proposed theoretical model of the mechanism of destruction as a result of electrothermomechanical load during friction confirms the assumption of the formation of a surface layer on the periphery of the joint with a low density of dislocations and intensive crack formation in the near-surface layers, which is in good agreement with the results of experimental research by Ts. Su.

Also worthy of attention are the works of L.M. Rybakova and L.I. Kukseneva, dedicated to the method of radiographic research of structural changes in the thin surface layer of metal during friction.

It is known that electrothermal and external loads applied to a solid cause strengthening of interatomic bonds, which, due to the heterogeneity of the structure of most solids, can have a local character. It is at the actual spots of contact of microprotrusions that local overvoltages occur, the most intense is the thermofluctuation process of breaking interatomic bonds, which leads to the destruction of the solid body. According to the kinetic concept of strength, the electrothermal movement of atoms,

characterized by temperature, plays a significant role in the destruction of a solid body.

In fig. 3 the effect of temperature on the relative deformations σ/E of the periphery of the connection (where σ_{π} - strength limit; σ_s - stress caused by electrothermal impulses) is shown. This influence must be taken into account when creating various schemes for calculating residual microstresses, without knowing the values of which it is impossible to assess the physical condition of the surface layer of materials operating under repeated short-term load conditions.

The development of plastic deformations at the tip of a crack in a plate element of structures under the action of a local heat source is considered in [1]. A homogeneous isotropic plate with a crack of normal discontinuity was studied. The material of the plate was in an elastic-ideal plastic state and met the condition of plasticity of Saint-Venant. The end of the crack in the calculation scheme is represented in the form of a thin string with the distribution of deformations and stresses. It was assumed that the plastic deformations are concentrated along some slip lines emanating from the top of the crack. First, the problem of plane elasticity theory was solved, and then the boundary value problem of heat conduction theory was solved to estimate the temperature distribution on the surface of a solid plate. This made it possible to further determine its thermoelastic displacement potential. The local temperature change of the plate can be predicted by calculation. However, unfortunately, the proposed approach cannot be used in the study of electrothermomechanical friction of the considered combinations of nodes, since it is of a local nature.

The process of destruction during the interaction of microprotrusions of working friction pairs was studied in [1]. According to the thermomechanical theory of wear proposed by A. Kh. Dzhanakhmedov, the thermal stresses that exist in the surface and near-surface layers of contacting pairs are the result of a pulsed thermal impact on the friction surface [2]. The rapid increase in temperature at the contact spots of the microprotrusions of the contacting pairs is associated with thermal shock and is accompanied by the occurrence of significant thermal stresses σ and structural changes in the materials of the surface layers of the pair. The nature of the change in thermal stresses in the material of the periphery of the connection caused by surface flashes, which are pulses of heat flows [5], is illustrated by curves 1 and 2 in Fig. 4.

However, these studies did not establish the influence of design and operational parameters during the frictional interaction of contacting couples on the magnitude of thermal stresses occurring in the periphery of the connection.

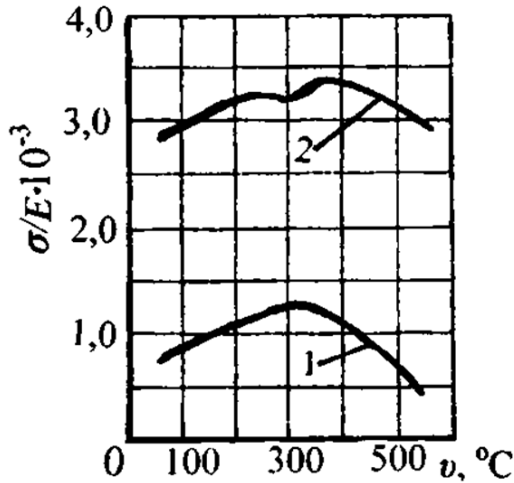


Figure 3 - The influence of surface temperature on the relative deformations of the material of the periphery of the connection: the curve 1 - σ_n/E ; the curve 2 - σ_s/E

The process of merging microcracks is presented in the form of a hierarchical-subordinate system of ensembles of carriers of the destruction of the metal friction surface as a fractal set of points in the ultrametric space of states. The fractal dimension of the formed multifractal structure was determined using the procedure of the transition to chaos by sequentially dividing the set into fragments (a procedure inverse to Feigenbaum's scenario), which made it possible to assess the degree of destruction of the material. However, in the research, it was necessary to take into account the geometric interpretation of hierarchical trees, which are a network of microcracks limited by banks. By dividing them into triangles of different areas and configurations with three stress concentrators at their vertices, you can give a qualitative answer: "Will microcracks coalesce due to the action of hierarchical connection forces." The magnitudes of these forces in trees of different structures are determined by the number of triangles in them. The fewer triangles in the tree, the greater the strength of the hierarchical connection and the less likely the microcracks of the material will merge.

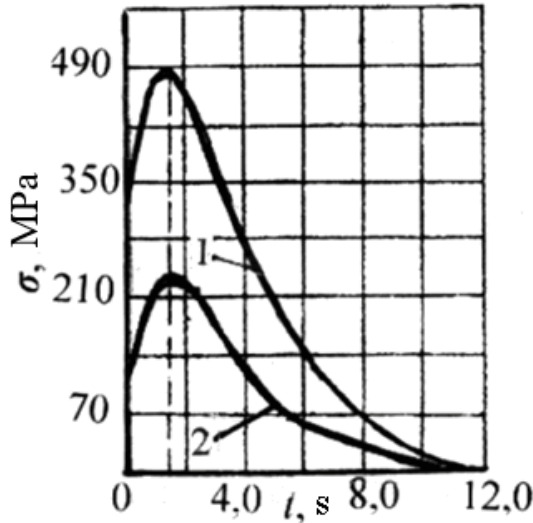


Figure 4 - Change of surface (curve 1) and radial (curve 2) thermal stresses in the material of the periphery of the connection depending on time.

The phenomenon of thermal destruction of materials during braking is a mechanism by influencing which the processes of friction and wear can be controlled. Knowing the main internal parameters of thermal destruction and the influence on them of the structure, materials, mode parameters, intensity of forced cooling, etc., it is possible to reasonably manage this phenomenon.

Thus, it can be noted that for a number of critical parts and structural elements (such as crankshafts) of marine vessels, the operation of which with the presence of cracks is prohibited according to the requirements of the maritime register of shipping, the most relevant issue is to determine the duration of the first and second stages, and not the question predicting the overall durability of the element. Therefore, for the issue of ensuring the safety of the operation of sea vessels, it is especially important to study the process of nucleation and growth of precisely small cracks [4]. The presence of a macrocrack in the crankshaft, the growth of which is described by linear fracture mechanics, allows us to conclude that such a shaft needs to be urgently replaced.

The relationship between the level of the maximum bending moment M_{maxi} and the number of loading cycles N_i before failure, even with the strictest adherence to the identity of the tests of crankshafts for fatigue

strength, due to the inhomogeneity of the material itself, has a pronounced random character. To take this circumstance into account, it must be assumed that the parameters of the fatigue curve are random variables subject to certain statistical distributions. In this regard, the durability of the crankshaft will be determined by the expression

$$T = \bar{T} \chi^m \quad (1)$$

where \bar{T} - average life of the crankshaft, calculated by the formula (1); χ - a random parameter whose distribution density has the form:

$$f(\chi) = \frac{1}{v(1-\varepsilon)} \left(\frac{\chi - \varepsilon}{1 - \varepsilon} \right)^{\frac{1}{v}} \exp \left[- \left(\frac{\chi - \varepsilon}{1 - \varepsilon} \right)^{\frac{1}{v}} \right] \quad (2)$$

where v - the coefficient of variation; $\varepsilon = 0,6$ - fraction of mean fatigue limit M_{max0} , below which fatigue damage does not accumulate.

Taking into account these factors, the probability of failure of the crankshaft due to fatigue failure during operation T is determined from the expression

$$F(T) = 1 - \exp \left\{ - \left[\frac{(T / \bar{T}) - \varepsilon}{1 - \varepsilon} \right] \right\} \quad (3)$$

Directions for predicting the durability of the crankshaft involves the following stages of work: the endurance limit of the crankshaft is experimentally determined M_{max0} , and according to the processing of the loading conditions of the crankshaft in operation - the values M_{maxi} and number of loading blocks; formula (1) calculates the average durability \bar{T} ; according to formula (2) for a given resource T , the probability of failure of the crankshaft due to fatigue failure is found (3).

Consideration of the theoretical model of the wear process (destruction) as a result of electrothermomechanical loading shows that the density of dislocations is low on the surface layers of the metal friction element, which leads to the appearance of cracks in its near-surface layers.

This model can serve as a basis for the constructive development of a metal friction element at the stage of its design, which was successfully implemented in [3].

From the above, it follows that during electrothermomechanical friction of microprotrusions of working pairs of part connections, the main

factor contributing to the appearance and development of microcracks on the working surfaces of metal friction elements is the triboeffect, which under the influence of a mechanical field generates electric and thermal fields.

Conclusions and prospects for further researches.

1. A structural and parametric analysis of "shaft-sliding bearing" couplings was implemented to assess the energy levels of the surface and near-surface layers of their contacting pairs in order to rationally select coupling materials with high permissible levels of thermal and stress-strain states.

2. An attempt was also made to systematize the operational parameters and establish the regularities of their influence on the performance of combinations of parts of the STE with further generalization of the parameters on the basis of a stochastic approach to assess the regularities of the distribution of probabilities of the generalized parameters.

3. Taking into account the significant complexity of performing the specified calculations, it is suggested to use modern engineering tools when solving the problems of forecasting and reliability in the Mathcad environment.

4. Based on the analysis and classification of the main mated ship parts, characterize the main physical methods of mating parts "shaft-sliding bearing"

REFERENCE

1. Dzhanakhmedov A.Kh. Stochastic modeling of friction and wear of friction devices using the theory of similarity. Baku: Elm və həyat, 1988, 394 p.

2. Chichinadze A.V., Belousov V.Ya., Bogatchuk I.M. Wear resistance of friction materials. Lvov: Publishing House near Lvov. state un-te, 1989, 142 p.

3. Evdokimov Yu.A., Kolesnikov V.I., Podrezkov S.A. Thermal problem of tribocouplings. Mashinostroenie, 1987, 168 p.

4. Dunaev A.V. Non-traditional tribotechnics. Modification of friction surfaces. Lap Lambert Academic Publishing, 2013, 270 pp.

5. Dzhanakhmedov A.Kh. Tribological problems in oil and gas equipment. Baku: Elm, 1998, 216 p.

10.31653/smf45.2022. 93-102

Аболешкін С.Є., Кардашев Д.Л.

Національний університет «Одеська морська академія»

АНАЛІЗ СУЧАСНИХ СИСТЕМ ПОДАЧІ ГАЗУ НИЗЬКОГО ТА ВИСОКОГО ТИСКУ НА СУДНОВИХ МАЛООБЕРТОВИХ ДВИГУНАХ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Посилення вимог, пов'язаних з екологічними показниками суднових двигунів, змушують суднобудівників шукати альтернативні рішення, пов'язані як з пошуком нових палив, так і способів їх використання в суднових дизелях.

Найбільш перспективними паливами, що дозволяють одночасно знизити і вартість перевезень і кількість шкідливих викидів, є газові палива (ГП) різного походження.

Застосування природного газу дозволяє істотно скоротити кількість шкідливих викидів в порівнянні з паливами нафтового походження - повністю виключити викиди сірки, кардинально (на 90%) знизити викиди оксидів азоту (NO_x) і істотно (на 30%) знизити викиди твердих частинок і діоксиду вуглецю (CO_2). Відсутність зольності призводить до поліпшення умов змащення і підвищенню терміну служби циркуляційного масла. В результаті ресурс двигунів, що працюють на газі, може бути збільшений в 1,3...1,5 рази, та у стільки ж разів знижені витрати на обслуговування і ремонт.

Основна маса суднових двигунів створюється сьогодні двопаливними (dual-fuel (DF)), тобто здатними працювати на газовому, рідкому паливі або на обох паливах відразу в різних пропорціях.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В сучасних двотактних двигунах використовується внутрішнє сумішоутворення, при якому газове паливо подається в робочий циліндр після закриття газорозподільних органів [1].

До внутрішнього сумішоутворення існують два основних підходи:

- газ подається в робочий циліндр відразу після закриття випускного клапана в початковій стадії такту стиснення під відносно невеликим тиском, завдяки чому такі системи отримали назву систем низького тиску;

- газ подається в камеру згоряння разом з запальним паливом в кінці такту стиснення під високим тиском, тому такі системи отримали назву систем високого тиску або прямого впорскування газу (Direct Injected Gas (GD)).

В даний час, до дослідної експлуатації двотактних малооберткових двигунів з системами низького тиску приступила фірма Wärtsilä, яка створила для просування даних технологій дочірню компанію Winterthur Gas and Diesel Ltd.

Системами високого тиску обладнуються малооберткові газодизельні двигуни фірми MAN, які використовуються в якості головних, не тільки на газовозах, але і на інших типах судів. У цьому ж напрямку веде розробки японська фірма Mitsubishi, яка на базі дизелів серії UEC створює власний варіант малооберткового DF-двигуна з індексом UEC-LSGi.

Постановка завдання. Завданням дослідження було вивчення конструктивних особливостей, визначення ефективності використання систем подачі газу низького та високого тиску на суднових малооберткових двигунах.

Виклад основного матеріалу дослідження. Розроблена фірмою Wärtsilä [2,3] для двопаливного МОД технологія подачі газу під низьким тиском розрахована на спалювання збідненої паливоповітряної суміші. Газ подається в циліндр після того як всі органи газообміну виявляються закритими але тиск залишається ще порівняно низьким. На практиці клапана для подачі газу встановлюються на деякій висоті від продувних вікон, щоб забезпечити необхідний час на заповнення циліндра газом.

Надходження газового палива на такті стиснення дозволяє подавати його в циліндри під відносно низьким тиском 1,0...1,6 МПа. Величина запальної порції палива у всьому діапазоні навантажень не перевищує 1% від циклової подачі на номінальному режимі. Використання даної технології дозволяє знизити утворення NO_x на 90%, що пояснюється більш рівномірним розподілом температур по камері згоряння. Це, в свою чергу, дозволяє виконувати вимоги Міжнародної морської організації (International Maritime Organization) IMO Tier-III щодо викидів NO_x без будь-якої подальшої обробки відпрацьованих газів.

Для подачі резервного рідкого палива використовується штатна паливна система акумуляторного типу, характерна для всіх двигунів серії RT-flex [4,5]. Подача запального палива здійснюється окремою акумуляторною системою малої продуктивності (рис. 1). При цьому двигун зберігає здатність працювати на важких сортах палива в усьому діапазоні навантажено-швидкісних режимів.

Для покращення умов займання збідненої газоповітряної суміші на кожному циліндрі встановлюються два запальних модуля, що складаються з вихорекамери з встановленою в ній форсункою подачі запального палива (рис. 2).

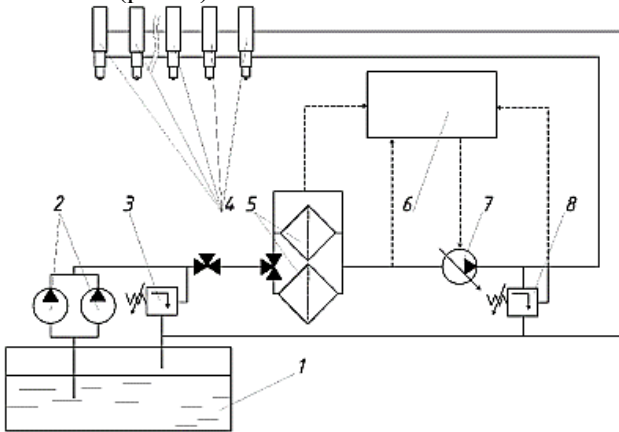


Рис. 1 Схема акумуляторної системи запального запалювання газодизельного двигуна RT-Flex DF

1 - цистерна запального палива; 2 - підкачувальні насоси; 3 - перепусчний клапан лінії низького тиску; 4 - форсунки; 5 - фільтри тонкого очищення; 6 - електронний блок управління; 7 - паливний насос високого тиску; 8 - перепусчний клапан лінії високого тиску; - - гідрравлічні лінії; - - - лінії управління

В якості запального використовується легке дизельне паливо, але розглядається можливість застосування важкого палива ISO 8217 на якому двигун працює як на резервному.

Подача ГП в циліндри двигуна здійснюється за допомогою двох газових клапанів, які встановлюються навпроти один одного на висоті приблизно 1/3 ходу поршня. Кріпляться клапана до сорочки блоку циліндрів і через отвори у втулці подають газ в робочий циліндр (рис.3).

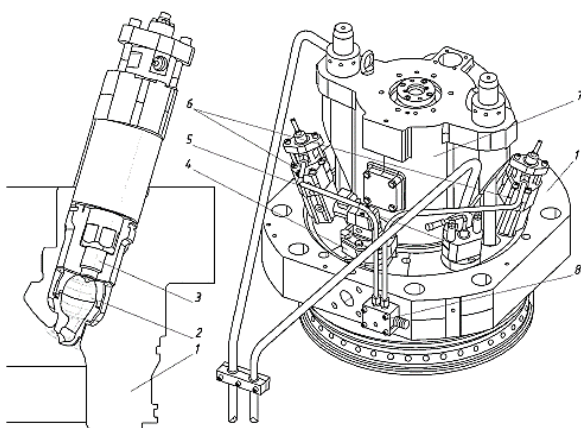


Рис. 2 Модуль запального запалювання газоповітряної суміші газодизельного двигуна RT-FlexDF і його установка на кришці циліндра

1 - кришка циліндра; 2 - віхрекамера; 3 - форсунка подачі ЗП; 4 - повітряний клапан; 5 - форсунка подачі резервного рідкого палива; 6 - запальний модуль; 7 - корпус випускного клапана; 8 - колектор підведення запального палива

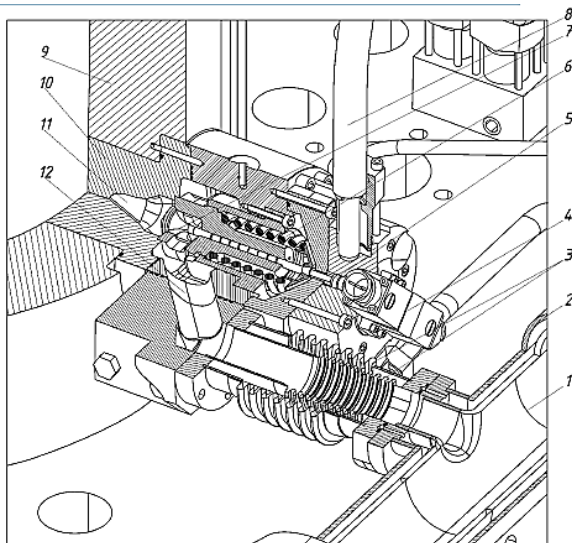


Рис. 3 Установка газового клапана на втулці циліндра двигуна RT-Flex50DF

1 - газова магістраль; 2 - зовнішня оболонка; 3 - зовнішній і внутрішній сиффон; 4 - електромагнітний клапан управління; 5 - гідравлічний поршень приводу клапана; 6 - пружина закриття клапана; 7 - газовий клапан; 8 - гідравлічна магістраль приводу клапана; 9 - втулка циліндра; 10 - корпус

газового клапана; 11 - канал підведення ГП в робочий циліндр; 12 - канал підведення ГП до газового клапана

Робота двигуна на газі дозволяє отримати на вихідному фланці потужність на рівні 80% від номінальної потужності базового дизеля (рис.4).

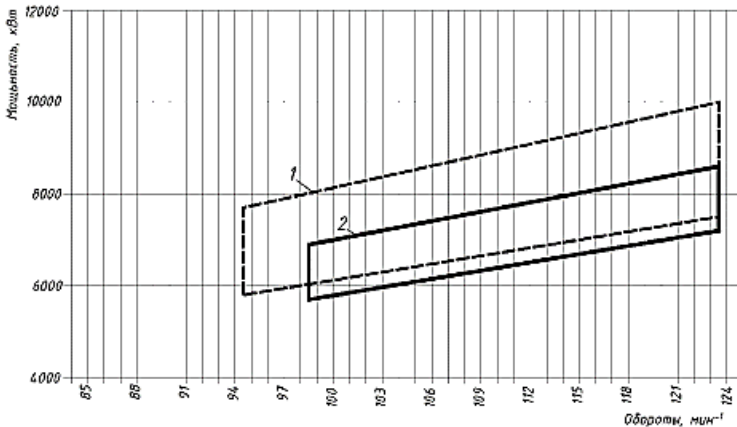


Рис. 4 Области рекомендованих режимів роботи двигунів RT-Flex50B на рідкому паливі (1) і RT-flex50DF на газовому (2)

Перехід з одного виду палива на інший може здійснюватися без зупинки двигуна на потужностях до 80% від номінальної.

Фірма Wärtsilä налагодила випуск нового покоління двопаливних малооборотових двотактних двигунів на базі дизелів серії X. До таких двигунів відносяться W-X62DF, W-X72DF, W-X82 і W-X92 [6]. В цілому розроблена технологія орієнтована як на створення нових двигунів, так і на модернізацію вже тих, що знаходяться в експлуатації. За оцінками фірми вартість переобладнання складе 20...25% від початкової вартості двигуна.

В якості базових моделей для газодизельних двигунів використовуються двотактні малооборотові дизелі серій MC і ME. Модернізовані під газодизельний процес, двигуни отримали індекс GI (Gas Injector). При цьому на двигуни з механічним управлінням (MC) встановлюється додатково електронна система управління процесом подачі газу, а на двигунах з електронним управлінням (ME) функції регулювання покладаються на штатну систему управління.

Для роботи на рідкому паливі та для запального впорскування використовується штатна паливна система.

Для даного типу газодизельних ДВЗ розглядається два режими:

- при постійній подачі запального палива, коли на режимі пуску і малих навантажень двигун працює на рідкому паливі ISO 8217. Починаючи з 25%-го навантаження встановлюється постійна запальна подача, а необхідна потужність регулюється шляхом зміни кількості газу, що подається в циліндр;

- при використанні всього наявного газу, коли на малих і середніх навантаженнях двигун працює на рідкому паливі. На високих навантаженнях весь газ надходить в циліндри, а необхідна потужність регулюється шляхом зміни циклової подачі рідкого палива.

Перехід з одного виду палива на інший, як і перехід з режиму на режим, здійснюється автоматично без зниження потужності у всьому діапазоні навантажень двигуна. Устаткування для подачі ГП під високим тиском включає в себе компресори, теплообмінні апарати, систему підведення ГП до робочих циліндрах, модулі управління подачею газу і газові форсунки.

Подача газу в камеру згоряння здійснюється відразу після того, як в циліндр подана і запалала запальна порція ЗП.

Всі елементи управління подачею газу скомпоновані в одному модулі, який включає: газовий акумулятор, головний відсічний клапан з гідравлічним приводом, клапана продувки системи інертним газом, клапана управління гідроприводом форсунок (рис. 5).

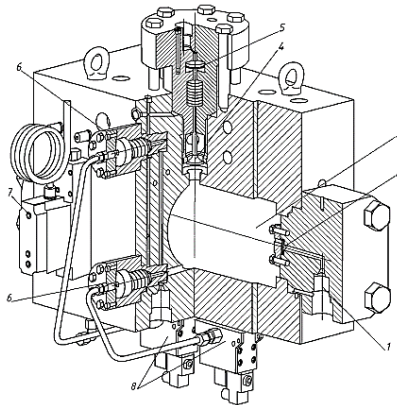


Рис. 5. Модуль управління подачею газу двигуна серії ME-GI

1 - вузол введення ГТ; 2 - зворотний клапан; 3 - порожнина акумулятора тиску; 4 - головний відсічний клапан; 5 - поршень приводу головного відсічного клапана; 6 - клапан продувки інертним газом; 7 - блок управління

головним відсічним клапаном; 8 - блок управління клапаном продувки інертним газом

Загальна конструкція газової форсунки представлена на рис.6. Встановлюються газові форсунки по дві на циліндр в спеціальних колодязях в кришці циліндра, розташованих в безпосередній близькості від форсунок рідкого палива.

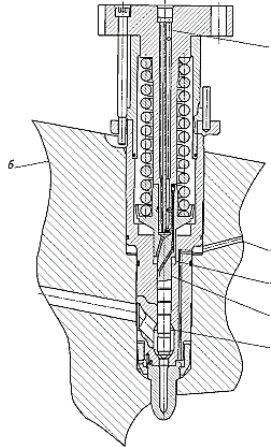


Рис. 6 Газова форсунка двигунів ME-GI:

1 - канал підведення керуючого масла; 2 - вентиляційний канал; 3 - порожнина гідравлічного управління голчастим клапаном; 4 - голчастий клапан; 5 - газова порожнина; 6 - кришка циліндра

У таблиці 1 порівняні основні особливості, пов'язані з конструкцією, організацією робочого процесу і експлуатацією газодизельних двигунів, обладнаних системами низького і високого тиску.

Таблиця 1. Порівняння систем низького і високого тиску

Особливості конструкції і організації робочого процесу	Низького тиску	Високого тиску
Потужність на газовому паливі	80% от $N_e^{жт}$	100% от $N_e^{жт}$
Чутливість до якості газу (метанове число)	не нижче 80	ні
Чутливість до температури повітря на вході	Є	ні
Частка запального палива	= 1%	3...5%
Наявність окремої системи запального вприскування	Так	ні

Можливість використання НФО як запального	У перспективі	Так
Можливість використання НФО як резервного	Так	Так
Можливість роботи на двох паливах одночасно (крім запального)	Немає в перспективі	Так
Тиск підводиться газового палива	З перемішуванням	Без перемішування
Максимальний тиск циклу	1,6 мПа	30.0 мПа
Виникнення детонації при зміні навантаження	Зростає	Без змін
Імовірність пропуску займання	Можливо	ні
Імовірність вибуху в підпоршневому просторі	Є	ні
Імовірність вибуху в випускному ресівері	Є	ні
Імовірність витоків газу в машинне відділення	Є	ні
Ефективний ККД на газовому паливі	Низка	Висока
Ефективний ККД на рідкому паливі	Без змін	Зростає
Відповідність нормам викидів ІМО по NO_x	Знижується	Без змін
Викиди CO_2 : з відпрацьованими газами, г/кВт·г	Tier III	Tier II
Викиди метану з відпрацьованими газами, г/кВт·г	485,7	452,4
GWP (потенціал глобального потепління в еквіваленті CO_2) від ЗП	3...6	= 0.5
Можливість переходу з одного палива на інше під навантаженням	не нижче 10%	не нижче 23%
Реакція двигуна на зміну навантаження	До 80% от $N_{e\text{жт}}$	Без обмежень
Тиск підводу газового палива	Зменшений	Без змін

Висновки та перспективи подальших досліджень. Два принципово різних підходи до організації роботи МОД на ГП мають свої переваги і недоліки [7].

Переваги систем низького тиску:

- добре перемішування газоповітряної суміші в ході процесу стиснення;
- використання мінімальної порції запального палива для підпалу газоповітряної суміші;
- подача газу в робочий циліндр під відносно низьким тиском, що дозволяє знизити ймовірність витоків, спростити паливну систему, підвищити безпеку її використання;
- для подачі ГП можна використовувати дешевші і надійні гвинтові або відцентрові компресори.

Недоліки систем низького тиску:

- можливість виникнення детонації і, як наслідок, більш високі вимоги до якості ГП;
- неминуче просочування газоповітряної суміші через поршневі кільця в підпоршневий простір на такті стиснення, а так само імовірність попадання газу в підпоршневий простір в разі пошкодження газового клапана;
- обмеження по потужності двигуна при роботі на ГП на рівні 80% від номіналу, уповільнена реакція на зміну навантаження.

Перевага систем прямого впорскування:

- при подачі ГП безпосередньо в камеру згоряння можна повністю виключити виникнення детонації, тому, відсутні будь-які обмеження по потужності двигуна при роботі на ГП, та й вимоги до якості ГП менш жорсткі;
- виключено попадання ГП в підпоршневий простір.

Недоліки систем прямого впорскування:

- використання газу під високим тиском ускладнює паливну систему, підвищує вимоги до її безпеки;
- велика витрата рідкого палива на запалювання газоповітряної суміші;
- для стиснення природного газу необхідно використання багатоступеневих компресорів, що підвищує енергетичні витрати установки.

Очевидно, що обидва підходи до організації робочого процесу в газодизельних двигунах мають свої переваги, які для певного типу установок можуть виявитися вирішальними, а розвиток конструкцій дозволить позбутися від більшості притаманних їм на сьогодні недоліків.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Rolsted H. MAN B&W 2-stroke Marine Engine Leading today's Environmental challenges [Текст]./ Rolsted H. // Korea: MAN Diesel & Turbo SE, 2010. – 86 p.

2. ME-GI – Dual Fuel Done Right [Текст]. MAN Diesel, ME-GI, SNAME NY, 2013. – 73 p.

3. ME-GI Dual Fuel MAN B&W Engines A Technical, Operational and Cost-effective Solution for Ships Fuelled by Gas [Текст]. Denmark, Copenhagen: MAN Diesel & Turbo. 2012. – 36 p.

4. Wettstein R. The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine [Текст]. / Wettstein R. // AJOUR Conference, Odense, 27/28 Nov 2014. – 31 p.

5. Wärtsilä 2-stroke dual fuel technology [Текст]. CIMAC NMA norge annual meeting 22.01.2014. – 32 p.

6. Ott M. X-DF low-pressure dual-fuel engine technology [Текст]. WinGD low-speed engines Licensees, Conference 2015. – 7 p.

7. Nylund I., Low pressure at low speed. Marine / In Detail. Dual-Fuel Technology [Текст]. / Nylund I.// Wärtsilä. 2014. – 6 p.

10.31653/smf45.2022. 103-108

Афтанюк В.В., Кіріс О.В., Даниленко Д.В., Афтанюк А.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

РОЗРОБКА ІНТЕГРОВАНОЇ КОНСТРУКЦІЇ СКРУБЕРА ДЛЯ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Постановка проблеми і її зв'язок із важливими науковими та практичними завданнями.

Вимоги екологічності та економічності стосуються як окремих елементів суднових систем так і всього судна у цілому. На підставі цього можна вважати, що розробка більш досконалих суднових систем знешкодження газів є актуальним завданням [1].

Аналіз досліджень і публікацій. Аналіз існуючих установок знешкодження газів показує, що у морській галузі використовується декілька типів схемних рішень [2, 3]. Основними забруднюючими речовинами є хімічні сполуки, що утворюються при горінні (оксиди азоту, сірки та ін.) та тверді частинки (сажа) [4].

Основним елементом в установці є скруббер. Конструктивно скруббер може виконуватися одноступеневим або багатоступеневим.

Аналіз досвіду експлуатації таких апаратів свідчить, що більш доцільним є використання багатоступеневих скрубберів (рис. 1). Ці апарати використовують декілька способів очищення газу, що забезпечує більш високу ступінь очистки. Так в наведеному на рис. 1 скруббері газ спочатку проходить крізь трубу Вентурі, в якій відбувається розпорошення рідини та видалення твердих частинок. Далі газ повертається на кут 180° та проходить крізь насадку, що зрощується. Тобто в цьому апараті фактично використано три способи очистки інерційний, гравітаційний та фільтраційний [5].

Для підвищення ефективності експлуатації та ресурсу скрубберів, що використовують у суднових системах знешкодження газів необхідно розробити моделі гідродинамічного режиму, які дозволяють аналізувати вплив змін в конструкції та визначити найбільш раціональне рішення.

Сучасні можливості комп'ютерної техніки дозволяють виконувати моделювання складних технічних апаратів за допомогою спеціального програмного забезпечення, що імітує течії рідин.

Це дає можливість комбінувати в одному апараті нові рішення та аналізувати доцільність їх впровадження.

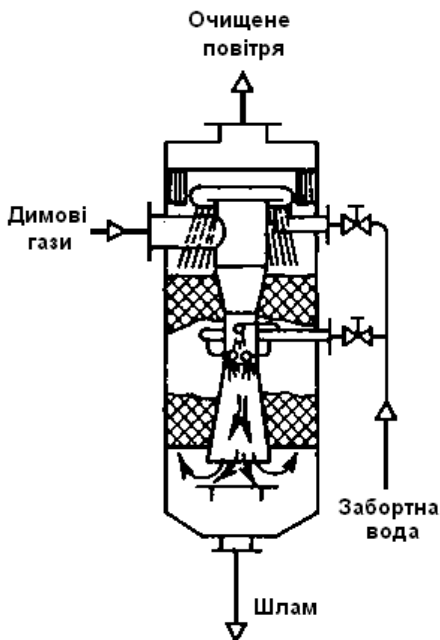


Рис. 1. Багаторівневий скрублер [5]

Метою роботи є розробка інтегрованих рішень щодо конструкції скрубера який забезпечує очищення газу від декількох джерел, на підставі комп'ютерного моделювання гідродинамічного режиму роботи.

Викладення основного матеріалу дослідження. Як було сказано вище для забезпечення високого ступеню очистки в скрубелі доцільно використати декілька способів очищення газу та підтримувати сталий гідродинамічний рух газу в апараті. Інтегроване рішення щодо конструкції скрубера можливо виконати на підставі об'єднання вже перевірених на моделях додаткових пристроїв.

Для забезпечення роботи скрубера, при приєднанні декількох джерел викидів, апарат повинен мати входи що забезпечують рівномірний розподіл газу, що подається на очистку.

Таке конструктивне виконання входів досліджено на моделі в роботі [6]. На підставі моделювання доведено, що найбільш раціональним розташуванням вхідних патрубків є розміщення їх під кутом 120° (рис. 2). Це технічне рішення дозволяє забезпечити рівномірну

подачу забрудненого газу у центр апарату при будь-яких комбінаціях в роботі джерел викидів.

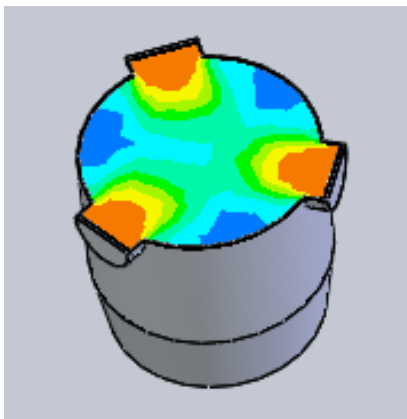


Рис. 2. Моделювання течій при розташуванні вхідних патрубків в скрубєрі під кутом 120° [6]

Аналіз течій в перерізі показує наявність зон підвищеної швидкості біля стінок між патрубками (синій колір). В цих зонах можливо проскакування забрудненого газу без належного очищення. Тому для вирівнювання полів швидкості доцільно розташувати між патрубками спеціальний додатковий місцевий опір у вигляді напівциліндру, причому цей опір повинен бути двохрядним (рис. 3) [7].

З огляду течій в перерізі видно що встановлення двохрядного опору забезпечує гальмування потоку, тобто вирівнює загальне розподілення швидкостей в скрубєрі.

Для використання в скрубєрі ще одного способу очистки газу («мокрої фільтрації») доцільно установити в апараті пінну тарілку.

Для збільшення ефективності апарату за рахунок поліпшення газонасиченості пінного прошарку, збільшення висоти динамічної пини на тарілці та зменшення забивання отворів, тарілку доцільно виконати у вигляді отворів оснащених пелюстками (рис. 4), відігнутими під кутом до площини диска, що утворюють щілинні отвори в формі хреста із загнутими під прямим кутом кінцями. Це дозволяє збільшувати закручування потоку і забезпечити більш повне використання робочого об'єму апарата.

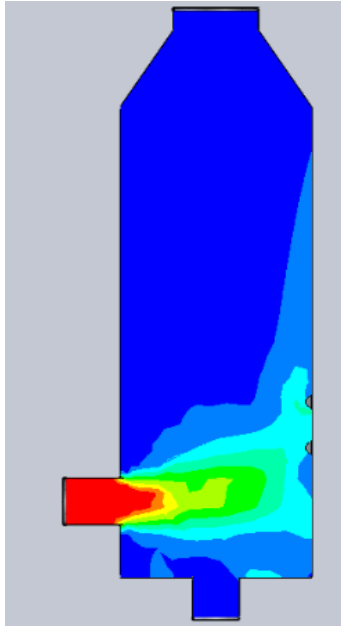


Рис. 3. Моделювання течій при встановленні в скруббері додаткового двохрядного місцевого опору [7]

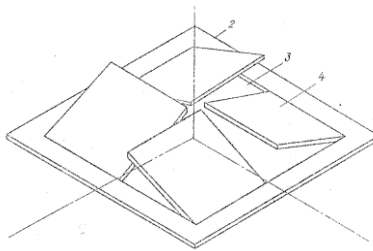


Рис. 4. Загальний вигляд елемента тарілки [5]

Моделювання руху газу у вихровому елементі показало, що найбільш раціональною швидкістю газу в елементі є 10 м/с. Завихрувач (рис. 5) в цілому забезпечує високий ступінь закручування потоку та у центрі елемента спостерігається зона знижених швидкостей газу та «горизонтальної» циркуляції, що сприяє утворенню пінного шару на поверхні тарілки при подачі на неї рідини, тобто виникає стійкий пінний прошарок який забезпечує ефективну абсорбцію шкідливих компонентів із газоповітряної суміші.

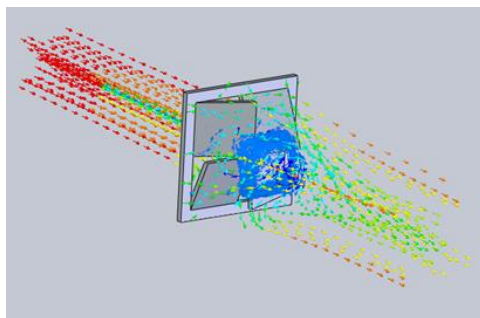


Рис. 5. Моделювання руху потоку повітря при початковій швидкості 10 м/с [8]

Принципова схема розробленого інтегрованого скрубера наведена на рис. 6.

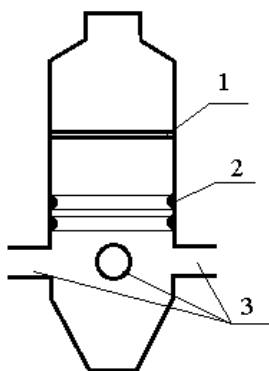


Рис. 6. Принципова схема інтегрованого скрубера для суднових енергетичних установок 1 – вихрова тарілка; 2 – двошаровий місцевий опір; 3 – входи розташовані під кутом 120°

Висновки

В результаті аналізу комп'ютерних CFD-моделей визначені раціональні технічні рішення, які інтегровані в конструкції скрубера для суднових систем знешкодження газів.

До цих технічних рішень віднесені:

- встановлення пінної тарілки з завіхрувачами;
- підтримка швидкості в завіхрувачі на рівні 10 м/с.
- обладнання скрубера додатковим двошаровим місцевим опором;

- розташування вхідних патрубків під кутом 120°;

Для подальшого дослідження течій доцільно розробити збірну твердотільну модель інтегрованого скрубера та провести оптимізацію течій газу в апараті за допомогою комп'ютерного моделювання потоків – CFD моделювання.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Jan Babicz. Wärtsilä encyclopedia of ship technology. URL: <https://www.wartsila.com/docs/default-source/marine-documents/encyclopedia/wartsila-o-marine-encyclopedia.pdf> (дата звернення: 30.12.2022).
2. Emission Project Guide MAN B&W Two-stroke Marine Engines. URL: https://man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/special_pg/PG_7020-0145.pdf. (дата звернення: 30.12.2022).
3. Wartsila scrubber: product guide. URL: <https://studylib.net/doc/18628090/w%C3%A4rtsil%C3%A4-scrubber-product-guide> (дата звернення: 30.12.2022).
4. Хвиля екологічних рішень. Міжнародний журнал компанії «Альфа Лаваль». 2012. № 30. С. 6 -15. URL: <https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/media/here-magazine/30/here-no-30.pdf> (дата звернення: 30.12.2022).
5. Афтанюк В.В., Спінов В.М., Даниленко Д.В. Інтенсифікація скруберної технології очищення викидних газів суднових енергоустановок: монографія. Одеса: НУ«ОМА», 2019. 136 с.
6. Афтанюк В.В., Коровайченко Е.М. Розробка моделі multi-скрубера для очистки викидних газів суднових двигунів. Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт: матеріали міжнар. наук.-техн. конф., м. Одеса 25–26 берез. 2021 р.: НУ«ОМА», 2021. С. 86 - 89.
7. Aftaniuk V.V., D. Danylyenko, A. Shalyov, V. Spinov Simulation of gas velocity distribution in a scrubber for ship exhaust gas cleaning systems. Transport means 2019. Proceedings of 23rd International Scientific Conference. Transport Means 2019. P. 675 – 679. PART II. October 02-04. 2019, Palanga, Lithuania.
8. Афтанюк В.В., Даниленко Д.В., Афтанюк А.В. Моделювання гідродинаміки вихрових елементів комбінованого скрубера. Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Одеса, 2019. Вип. 38. С. 15-25.

10.31653/smf45.2022. 109-115

Веретеннік О. М., Кардашев Д. Л., Аболешкін С. Є.

Національний університет «Одеська морська академія»

НАТУРНІ ВИПРОБУВАННЯ ВИМІРЮВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ СУДНОВОГО ВАЛОПРОВОДУ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Починаючи з 2001 року всі судна, які знаходяться в експлуатації, підлягають випробуванням на крутильні коливання валопроводів та роторів генераторів згідно стандарту ISO 3046-5 [1]. Ці випробування складаються з двох частин: розрахункової, що дає можливість отримати відносні амплітуди крутильних коливань інертних мас та натурних вимірювань, що дозволяє отримати фактичну амплітуду коливань інертної маси на який встановлено вимірювальний прилад. Для нових суден розрахункову частину, як правило, виконують суднобудівні компанії, а другу частину - на ходових випробуваннях.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На сьогодні існують та розробляються способи та пристрої вимірювання дотичного напруження, кутів закручування, кутової швидкості та кутового прискорення із перетворенням вимірюваної величини в електричний аналоговий чи цифровий інформаційний сигнал, наприклад [2-5]. На світовому ринку пропонуються для використання оптичні вимірювальні системи, але продовжуються роботи по створенню вимірювальних діагностичних комплексів в яких датчики (сенсори) працюють на інших фізичних принципах. Цікавою є робота [3] в якій спостерігається за зміною імпедансу вихрових токів, що наводяться в металі валопроводу при його обертанні разом із коливальними процесами.

Постановка завдання. На підставі вищезначеного, наявності власного розрахункового комплексу, запатентованого способу виміру [6] та розробленої методики вимірювань [7,8] є доцільним проведення суднових натурних випробувань вимірювального приладу.

Виклад основного матеріалу дослідження. Судно 1981 року побудови (Фінляндія) призначене для перевезення генеральних вантажів (рис.1 а).

Силова установка (рис. 1 б) двохвальна. Кожна лінія валу складається з головного двигуна, еластичної муфти, проміжних і гребного валів, а також гребного гвинта фіксованого кроку.

Головний двигун 6ЧРН 36/45, чотиритактний, рядний, тронковий, простої дії, з газотурбінним наддуванням та проміжним охолодженням.



а)



б)

Рис. 1. Зовнішній вигляд а) судна та б) силової установки

Потужність номінальна N_e , кВт (л.с.).....	662 (900)
Частота обертання номінальна n , об/хв	375
Частота обертання максимальна n_{\max} ,.....	386
Частота обертання мінімально-стійка, об/хв	115
Число циліндрів Z_c	6
Діаметр циліндра D_1 , м	0,36
Хід поршня S , м	0,45
Порядок спалахів:	1-5-3-6-2-4
Радіус кривошипа R , м	0,225
Діаметр рамової шийки d_1 ,м.....	0,300
Діаметр шатунної шийки d_2 ,м	0,250
Середній ефективний тиск P_e , МПа.....	0,77
Максимальний тиск згоряння P_z , МПа.....	7,36
Степінь стиснення ϵ	12
<i>Демпфер крутильних коливань силіконовий.</i>	
Ефективний момент інерції демпфера θ_d , кгм ² ...	62,0409
Еластична муфта EZS 195-1501 «VULKAN».	
Момент інерції ведучої частини θ_1 ,кгм ²	14,96
Момент інерції відомої частини θ_2 , кгм ²	4,25
<i>Гребний гвинт фіксованого кроку (ГФК).</i>	
Діаметр D_2 , м.....	1,55
Кількість лопатей Z_L	4
Крок H , м.....	1,55
Дискове відношення A/A_d	0,68

З використанням власного розрахункового комплексу на основі даних суднової документації були розраховані моменти інерції дискретних мас, податливості ділянок валопроводу, побудована теоретична індикаторна діаграма та обчислені гармонійні коефіцієнти для визначення гармоніки збуджуючого моменту відповідного порядку. Динамічні характеристики коливальної схеми наведені в таблиці 1. Власні частоти та вектори коливальних станів системи визначались як рішення задачі на власні функції та власні значення динамічної матриці.

Таблиця 1. Динамічні характеристики коливальної схеми

№	Найменування	Момент інерції I , кг*м ²	Податливість e_i , рад/ Нм $\cdot 10^{-8}$	Діаметр ділянки вал, м
1	Демпфер	14,96/4,25	0,94	0,25
2-7	Циліндри № 1-6	39,044	1,47	0,25
8	Шестерня	10,8	1,2	0,25
9	Маховик	140,6	0,4	0,31
10	Проміжний вал	2,51	110,43	0,19
11	Гребний вал	0,12	44,9	0,19
12	ГФК	3,15	-	-

В результаті розрахунків було побудовано графік розвитку крутильних коливань та виявлено резонанс 12-го порядку трьохвузлової «моторної» форми коливань з частотою $N_3 = 61,6$ Гц ($n_{12} = 308$ кол/хв). Вузол знаходиться на ділянці колінчатого валу (КВ) між четвертим та п'ятим циліндрами (рис.2 а).

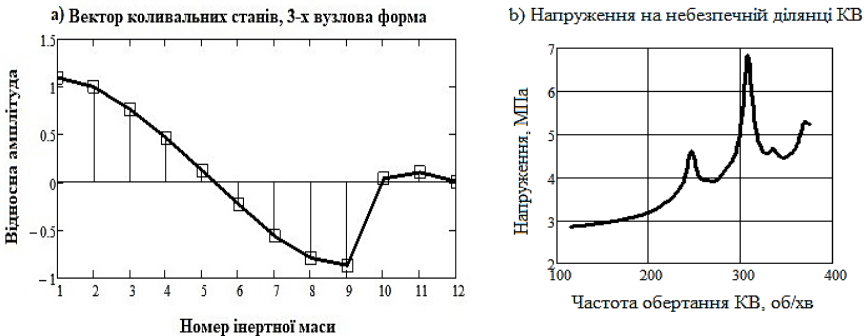


Рис. 2. Результати розрахунків: а) вектора коливальних станів; б) дотичного напруження

На рисунку 2 б наведено результати розрахунку дотичного напруження на цій ділянці. Можна бачити, що величина напруження в резонансній області значно менше допустимої, яка за вимогами Регістру не повинні перевищувати 22,65 МПа. Тому заборонених зон немає.

Натурні випробування вимірювального приладу проводились під час закінчення ремонтних робіт на судні на швартових. В цих умовах вдалося досягнути тільки 200 об/хв частоти обертання КВ без загрози розмиття ґрунту біля причалу. Крім того, єдиним вільним місцем для встановлення вимірювальної частини приладу (рис. 3а) був проміжний вал (рис 3б). Запис даних проводився дистанційно на чотирьохканальному цифровому осцилографі з одночасною реєстрацією рівня шуму по одному з каналів.



Рис. 3. Зовнішній вигляд: а) вимірювального пристрою; б) місця установки вимірювальної частини приладу на валопроводі.

Підконтрольною Регістру характеристикою є дотичне напруження яке можна отримати за формулою

$$\tau = \frac{\theta_i \cdot \varepsilon_i}{W}$$

де τ - дотичне напруження скручування ділянки i ; W - полярний момент опору поперечного перетину ділянки; θ_i - момент інерції; ε_i - кутове прискорення відповідної зосередженої маси.

Для визначення залежності напруги скручування від часу використовувалась робоча формула

$$\tau = \frac{\theta \cdot g \cdot (U(t) - u_{uu}(t))}{\lambda \cdot R \cdot K_f \cdot W} \quad (1)$$

де $\theta=13,53 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції маси на якій встановлений вимірювальний прилад,

$g = 9,81, \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

$U(t)$ – вихідний сигнал осцилографа, мВ;

$u_{\text{ш}}(t)$, мВ – сигнал шуму приймально-передавального тракту;

$R=0,265 \text{ м}$ – відстань акселерометра від осі обертання;

$K_f=0.7$ - коефіцієнт нелінійності АЧХ приймально - передавального тракту;

$\lambda = 6,5 \text{ мВ/г}$ – чутливість акселерометра;

$W = 1,35 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3$ -полярний момент опору перетину ділянки.

На рис. 4.а показано теоретично розрахований розвиток дотичного напруження в місті вимірювання, на рис. 4.б – фрагмент результатів вимірювань, які перераховані за формулою (1) на частоті обертання КВ 150 об/хв. Різкі імпульси великої амплітуди сформовані датчиком фіксує одним оберт КВ.

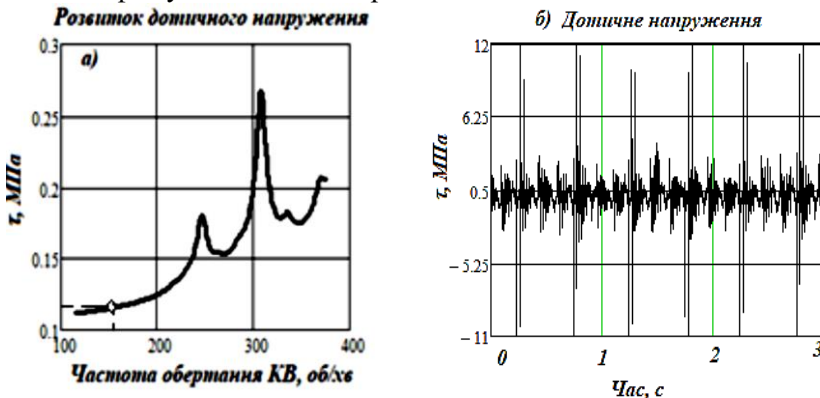


Рис. 4. Дотичне напруження на ділянці проміжного валу: а) теоретичний розрахунок; б) результати вимірювань напруження на при частоті обертання КВ 150 об/хв

Можна бачити, що теоретичні та експериментальні данні є корельованими, але методика вимірювань ще потребує удосконалення по усуненню впливу випадкових факторів (електромагнітного шуму, вібрації корпусу судна, дріб'язку незатягнутих кріплень, та інш.) з метою відфільтрування корисного сигналу. Але безумовною перевагою даної методики є мобільність, можливість встановлення апаратури у будь-якому доступному для вимірювань місті. Крім того вона не потребує тривалих ходових суднових випробувань.

Висновки та перспективи подальших досліджень. Достовірність результатів обчислень власного розрахункового комплексу перевірена попереднім порівнянням власних розрахунків з ро-

зрахунками крутильних коливань проведеними суднобудівними компаніями HUNDAY, STX, MAN B&W виконаними для сучасних суден.

Натурні випробування приладу є обладйливими та при додаткових випробуваннях та проведенні гармонійного аналізу їх результатів можна досягнути достатньої для потреб Органу нагляду (Морського Регістру України) ступені достовірності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. International standard ISO 3046-5: Reciprocating internal combustion engines-Performance- Part 5: Torsional vibrations.- 2001. - p.1-10.

2. Lin, Terry, Tan, Andy, Howard, Ian, Pan, Jie, Crosby, Peter, & Mathew, Joseph (2011) Development of a diagnostic tool for condition monitoring of rotating machinery// In Hardwick, J (Ed.) Proceedings of the 15th Annual ICOMS Asset Management Conference 2011: Deliver Business Improvement through Asset Management. Asset Management Council Limited, Australia, P. 1-9.

3. Jin-Suk Sun, Tae-Min Han, Kang-Ki Lee, Ue-Kan Kim A Study on the Measurement and Analysis of Whirling Vibration Behavior of Marine Propulsion Shafting System using Gap-sensors //Journal of the Korean Society of Marine Engineering, 2015.-Vol. 39, № 2, P. 130-135.
<http://dx.doi.org/10.5916/jkosme.2015.39.2.130>.

4. Xiaowei Xu, Zhenxing Liu, Jiangdong Wu, Jiaming Xing and Xiaoqing Wang Misfire fault diagnosis of range extender based on harmonic analysis // International Journal of Automotive Technology, 2019.- Vol. 20, № 1, P. 99–108. DOI 10.1007/s12239–019–0009–8.

5. Drewing S., Abramczyk N., Żuk D. Analysis of changes in the angular velocity of the crankshaft of the marine engine for diagnosing the wear and location the failure of the fuel injection system //Mechanics and Mechanical Engineering, 2021.- Vol. 25, №1, P.72-76.
<https://doi.org/10.2478/mme-2021-0010/>

6. Спосіб виміру миттєвих значень кутового прискорення та кутової швидкості обертання вала: пат на корисну модель UA № 124689, заявл. 13.07.2017; опубл. 25.04.2018, Бюл. № 8, 4с.

7. Веретеннік О.М., Кардашев Д. Л., Аболешкін С. Є. Методика вимірювання миттєвих значень кутового прискорення при крутильних коливаннях суднового валопроводу // Суднові енергетичні

установки: наук. -техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА».– С. 55-60.

8. O Veretennik, D Kardashev, S Aboleshkin Design of detector of internal combustion engine's crankshaft torsional vibrations based on accelerometer method // Proceedings of the 3rd annual conference: Technology transfer: fundamental principles and innovative technical solutions, Tallinn. - 2019.- P. 45-47.

10.31653/smf45.2022. 116-122

Коваленко І.В., Богач В.М., Мельник О.А., Лебедєв Б.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

ВПЛИВ НАВАНТАЖЕННЯ НА НАДІЙНІСТЬ СУДНОВИХ МЕХАНІЗМІВ І АГРЕГАТІВ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Особливості будови суднових матеріалів і явно виражена хімічна, структурна та механічна їх неоднорідність повинні враховуватися при виборі матеріалів конструкції і технології її виготовлення. Особливого значення має визначення рівня напруженості конструкції.

При виготовленні комбінованих конструкцій з різнорідних матеріалів може використовуватися більшість методів їх з'єднання (наприклад зварюванням). Пошук найбільш раціонального методу визначення напруженості конструкції виконується за умов отримання зварної конструкції високої якості. Особливе місце займають методики, які можуть визначити рівень напруженості конструкції із застосуванням руйнування, або без руйнування загального суднового вузла. При цьому необхідно враховувати мінімізацію витрат та оптимізацію типу з'єднання, клас легування марок зварювальних сталей та сумарну собівартість виготовлення конструкції.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З практики працездатності вузлів суднових металоконструкцій відомо, що розподіл зусилля (напружень), а також розподіл міцності всієї конструкції підпорядковуються нормальному закону розподілу з відповідними імовірностями [1,2].

Також широко відомо що методики визначення рівня напружень, які проводяться відповідно до мети і завдань роботи, сформульованими в результаті вивчення стану питання і проведених попередніх експериментальних досліджень [3,4]. Кілька методик досліджень із загальною метою роботи складають методичний підхід до визначення рівня напруження суднової конструкції на базі запропонованої моделі утворення з'єднання [5,6].

Постановка завдання. Мета дослідження – визначення критичного напруження, при якому запас міцності виявляється найменшим та рівня напруженого стану конструкції після якого починається її руйнування.

Викладення матеріалу дослідження. При розробці теми дослідження можна вважати, що розподіл зусилля підпорядковується нормальному закону із щільністю імовірності $f(x)$, математичним очі-

куванням m_1 зусилля (напруження) та середнім квадратичним відхиленням σ_2 . Розподіл міцності підпорядковується нормальному закону із щільністю ймовірності $f_2(x)$, математичним очікуванням міцності m_2 та середнім квадратичним відхиленням σ_2 . Графічно розподіл щільностей ймовірностей показані на рис.1.

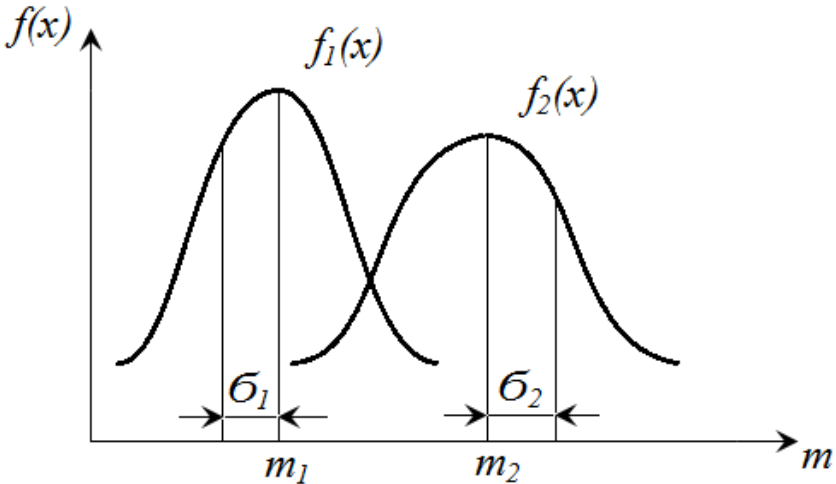


Рис.1. Розподіл щільностей й ймовірностей напружень та зусиль у вузлі.

Функція надійності такої системи визначається виразом виду:

$$P = \Phi \left(\frac{m_1 - m_2}{\sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_2^2}} \right)$$

де $\Phi(z)$ нормована нормальна функція розподілу.

Практично функція надійності у проектних розрахунках визначається з величини запасу міцності, тобто $P = \Phi(n)$, де n - коефіцієнт запасу міцності.

Розрахунок надійності вузлів проводиться для критичних перерізів, де запас міцності мінімальний, а потім надійність вузла знаходиться як добуток надійності критичних перерізів, тобто як послідовна схема з'єднань. З практики відомо, що при коефіцієнті запасу міцності $n \geq 1,4$ надійність вузла близька до одиниці: $P = \Phi(1,4) \approx 1,0$.

Призначення нормативного коефіцієнта $K_{норм}$ запасу міцності є дуже складним завданням, вирішення якого в даний час є можливим лише в окремих випадках навантаження.

Допустимо що вибірка з дослідних зразків деталей судна спостерігалася в експлуатації досить тривалий час T , який визначається як функція точності та достовірності результатів експерименту. При цьому вдалося встановити: $M(R_{min})_n$ - значення нижньої межі довірчого інтервалу мінімального параметра міцності, $M(\sigma_{max})_e$ - значення верхньої межі довірчого інтервалу максимального навантаження.

За ці значення можна прийняти, наприклад, межу міцності або межу плинності матеріалу, що обираються з нормативних документів при побудові судна або з використанням рис.2. Тоді нормативний коефіцієнт $K_{норм}$ запасу наближено розраховується за формулою:

$$K_{норм} \cong \frac{M(R_{min})_n}{M(\sigma_{max})_B}$$

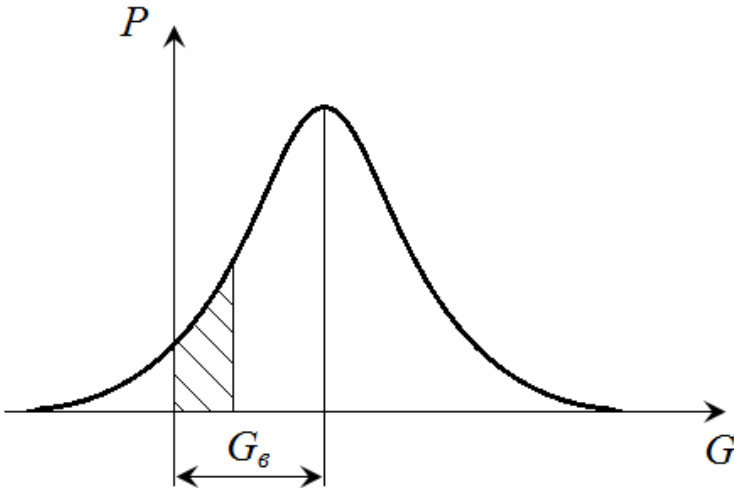


Рис.2. Функція розподілу механічних показників суднових матеріалів.

Якщо умови навантаження та внутрішнього стану конструкції дозволяють прийняти вихідні гіпотези, то рішення вдається привести до вигляду, зручнішого для практичного використання:

$$K_{\text{норм}} = \frac{1}{1 - \mu^2 v_R^2} \left[1 + \sqrt{1 - (1 - \mu^2 v_R^2)(\mu^2 v_\sigma^2)} \right]$$

де v_R^2, v_σ^2 - коефіцієнти варіації параметра міцності та навантаження, відповідно; μ - коефіцієнт Гауса [7].

В окремому випадку такого навантаження, коли $\sigma = \langle \sigma \rangle$ - детермінована величина:

$$K_{\text{норм}} = \frac{1}{1 - \mu v_R}.$$

Тому імовірність Q відмови дорівнюватиме імовірності події протилежної, тобто:

$$Q = P(-\infty \leq \psi \leq 0) = \int_{-\infty}^0 \varphi(\psi) d\psi$$

або з урахуванням першої гіпотези (про нормальний розподіл):

$$\begin{cases} Q = \frac{1}{2} \left[1 - \Phi \left(\frac{\langle \psi \rangle}{S_\psi} \right) \right] \\ P = \frac{1}{2} \left[1 - \Phi \left(\frac{\langle \psi \rangle}{S_\psi} \right) \right] \end{cases}$$

Відповідно до іншої вихідної гіпотези та теорії імовірностей знаходяться параметри розподілу:

$$\begin{cases} \langle \psi \rangle = \langle R \rangle - \langle \sigma \rangle \\ S_\psi = \sqrt{S_R^2 + S_\sigma^2} \end{cases}$$

де $\langle R \rangle, \langle \sigma \rangle$ - середні значення параметрів міцності та навантаження; S_R^2, S_σ^2 - дисперсії параметрів міцності та навантаження.

Величина $\frac{\langle \psi \rangle}{S_\psi} = \mu$ називається характеристикою безпеки чи Гаусівським рівнем надійності. Це поняття виявляється дуже зручним

при користуванні таблицею значень функції Лапласа φ_2 . Так верогідність $P = \varphi_2(\mu)$ знаходиться у разі безпосередньо по таблиці [8].

На першій стадії втомлестного руйнування збільшення розмірів макронесуцільності у вершині концентратора зі збільшенням числа циклів навантаження буде визначатися координатами точок, в яких послідовно виконується критерій руйнування і характеризуватись швидкістю. Зі зростанням макронесуцільності в її вершині формуватиметься, характерне для макротріщини та визначальне її швидкість зростання. Експериментальне дослідження зародження тріщини в концентраторі напруження в умовах малоциклової втоми виконано на прямокутних зразках зі сталі *Ст3*, що мають у вершині надрізу кругові отвори з проточкою [9].

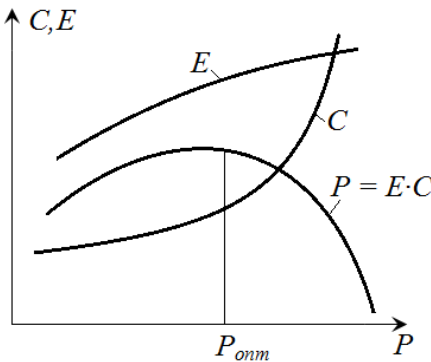


Рис.3. Система обґрунтування показників надійності

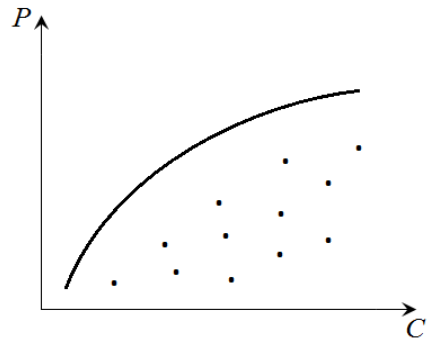


Рис.4. Графік вибору найбільш надійного суднового вузла

Поряд з імовірнісним та якісним аналізом оцінювалась і надійність аналогів та конструктивних виконань виробу. Якщо вона невідповідає регламентованим вимогам, то встановлюють причини недостатньої надійності та розглядають можливі заходи щодо її підвищення [10]. Для цього визначають досягнутий рівень надійності P , а також витрати C та корисний ефект E у вартісному вираженні. Найкращим є таке рішення P_{ont} , яке відповідає максимальному значенню різниці між E і C (рис.3), тобто $P_{ont} \rightarrow \max(E - C)$. Або коли величина досягає гранично допустимого значення [11].

Коли є велика кількість варіантів виробу, то кожен варіант виробу зображується на графіку (рис. 4) у вигляді точок з координатами P

і С. Лінія, що огинає множини зліва і зверху, проходить через кращі варіанти, що відповідають кращій надійності. Інші варіанти свідомо гірші та їх розгляд недоцільний.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Наведена методика напружень суднових конструкцій за рахунок оцінки рівня критичних перерізів, визначає мінімальний запас міцності обладнання

Запропоновані підходи з вивчення напружень, містять експериментальні спостереження та теоретичні закономірності що дозволять визначити надійність суднових вузлів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Фока А.А. Судовой механик. Т. 1. / А.А. Фока – Одесса: Феникс, 2010. – 103 с.
2. Панасюк В.В. Застосування методів механіки руйнування матеріалів для поцінування міцності зварних з'єднань / В.В. Панасюк // Автоматическая сварка. – 2008. - №11. – С.151-156 с.
3. Махненко В.И. Ресурс безопасной эксплуатации сварных соединений и узлов современных конструкций / В.И. Махненко. – Киев: Наукова думка, 2006. – 618с.
4. Chigarev V.V. Flux-cored strips for surfacing / V.V. Chigarev, A.G. Belik // Welding International . - 2012 . – V. 26.- P. 975-979.
5. Фока А.А. Судовой механик. Т. 1. / А.А. Фока – Одесса: Феникс, 2010. –1030 с.
6. Kovalenko I. Operation reliability evolution of the ship power pipelines with application of mathematical modeling and ultrasonic testing methods / I. Kovalenko, V. Spiridonov // The scientific heritage. - 2016. - №6 – С. 88-91.
7. Chigarev V.V. Optimization of the fractional composition and performance melting powder tapes with exothermic mixture in the filler / V.V.Chigarev, A.G. Belik, D.A. Zarechenskii // Welding International. - 2016. - V.30.- No.7. – P. 557-559.

8. Чигарев В.В. Способ увеличения срока службы механического оборудования / В. В. Чигарев, И. В. Коваленко И.В // Вестник ПГТУ. – 2010. - № 20. – С. 231-236.

9. Чигарев В.В. Исследование эксплуатационных свойств биметаллических сварных соединений / В. В. Чигарев, И. В. Коваленко И.В // Вестник ПГТУ. – 2011. - № 22. – С. 161-165

10. Чигарев В.В. Усовершенствование методики испытания сварных соединений из биметалла при одностороннем изгибе / В. В. Чигарев, И. В. Коваленко И.В // Захист металургійних машин від поломок.– 2010. -№ 14. – С. 99-102

11. Готальский Ю.Н. Сварные соединения разнородных сталей / Ю. Н. Готальський. – М.: Техника , 1981. – 185 с.

10.31653/smf45.2022. 123-133

Козицький С. В., Кіріяч С. В.*

Національний університет “Одеська морська академія”

*Технологічний інститут Британської Колумбії, Канада

ВЛАСТИВОСТІ НАНОСТРУКТУРОВАНИХ МАТЕРІАЛІВ

Постановка задачі. Удосконалення технологій отримання високоякісних матеріалів завжди було актуальним завданням. Розвиток матеріалознавства в двадцять першому столітті спрямовано на отримання матеріалів з особливими властивостями, які вивчаються на молекулярному рівні при дослідженні характеристик макрооб'єктів. Ця область науки і техніки має назву нанотехнологія [1].

Аналіз досліджень і публікацій. Прийнято вважати засновником нанотехнологій Р. Ф. Фейнмана, який у 1959 році виступаючи перед членами Американського фізичного товариства зазначив [2]: “Я впевнений, що навчившись регулювати і контролювати структури на атомному рівні, ми отримаємо матеріали з абсолютно несподіваними властивостями і виявимо абсолютно незвичайні ефекти”. Вже у 1974 році японський фізик Н. Танігучі ввів термін «нанотехнологія», запропонувавши описувати механізми розміром меншим одного мікрона. У діапазоні розмірів 1 - 100 нанометрів змінюються фізичні і хімічні властивості речовин. Частинки таких розмірів надають зробленим з них матеріалам абсолютно нові властивості і поведінку [3].

Особливості поведінки наночастинок обумовлені рядом причин:

1. Усі методи отримання наноматеріалів можна умовно розділити на дві великі групи [4]. До першої групи відносять традиційні технології, які діють за схемою «зверху-вниз», відсікаючи зайвий матеріал від масивної заготовки. Подрібнення досягається шляхом розмолу [5], застосуванням кавітаційно-гідродинамічного метода [6], детонацією вибухових речовин [6], вибухом провідника [7] при проходженні потужного імпульсу струму та багаторазовою пластичною деформацією [8]. До другої групи відносяться фізичні та хімічні методи, коли навпаки з окремих атомів утворюють наноматеріали чи нановироби. В основі цих методів лежить отримання критичного зародку [9] та створення умов, що перешкоджають його подальшому росту. Нагрів матеріалу зумовлює досягнення високої температури та забезпечує перехід практично всіх вихідних речовин в газоподібний стан і подальшою конденсацією продуктів. Випаровування можна проводити з використанням горіння [10], високотемпературного син-

тезу [11], плазмового чи лазерного збудження [7], тощо. Синтезовані наноматеріали мають велику кількість різних дефектів.

2. У наночастинок велика доля поверхневих атомів (молекул). Так, у частинки 10 нм частка поверхневих атомів складає 30% [12], що пояснює активну взаємодію частинок із зовнішнім середовищем.

3. Зменшення розміру частинки приводить до збільшення сумарної поверхневої енергії, а тому до нерівноважного стану наночастинок; поверхнева енергія зростає у стільки разів [13] у скільки зменшується розмір частинки.

4. Параметри наночастинок знаходяться на межі класичних та квантових явищ [14] і чим менша частинка, тим сильніше виявляються її квантові властивості.

Тому пояснити особливість поведінки наночастинок в рамках класичної фізики та термодинаміки рівноважних процесів неможливо і необхідно застосовувати [14] нерівноважну термодинаміку [15] та квантову механіку [16].

Мета роботи: У морському транспорті велика кількість проблем вимагає ефективного вирішення. До основних проблем відносяться такі як ефективність суднових систем, збільшення ресурсу суднових механізмів та корпусу, збільшення ККД механізмів і захист довкілля від викидів. Ці проблеми можна вирішувати шляхом вивчення унікальних властивостей наноматеріалів та можливістю їх застосування.

У даній роботі зазначимо лише основні унікальні властивості наночастинок та наноматеріалів, які мають величезний потенціал для використання з метою збільшення ресурсу та надійності як судна так і його установок та систем.

Викладення основного матеріалу.

Зниження температури плавлення наноматеріалів. Кардинальна зміна властивостей у наноматеріалах розпочинається з певного порога, меншого за 100 нм [1]. Суттєвій зміні можуть підлягати навіть такі характеристики матеріалів, які вважаються незмінними і постійними, наприклад, температура плавлення.

При зменшенні розміру частинок зростає їх поверхнева енергія. В результаті зменшується температура плавлення частинки.

Вираз для температури плавлення сферичної частинки радіуса r має вигляд [17]

$$T_{nl}(r) = T_{nl} \left(1 - \frac{2}{L\rho_T r} (\sigma_T - \sigma_p) \left(\frac{\rho_T}{\rho_p} \right)^{2/3} \right),$$

де T_{nl} та $T_{nl}(r)$ – температури плавлення масивного матеріалу та наночастинки радіуса r даного матеріалу, ρ_T , ρ_P і σ_T , σ_P – густина і поверхневий натяг твердого та рідкого стану, L – питома плавлення матеріалу.

Наприклад, температура плавлення кристалу CdS становить близько 1600 °С, а наночастинки CdS розміром 2 нм плавляться при 400 °С; для кристалів міді температура плавлення 1073 °С, а для наночастинок розміром 20 нм – 490 °С. Аналогічне суттєве зниження температури плавлення зі зменшенням розмірів нанoeлементів характерне для всіх наноматеріалів [18], які утворені з наночастинок розміром менше 100 нм.

Збільшення міцності та пластичності матеріалів, утворених нанорозмірними елементами. Для металічних матеріалів вплив розміру зерна d на твердість і межу текучості описується співвідношенням Холла-Петча [19]

$$H = H_0 + kd^{-1/2};$$

$$\sigma_y = \sigma_{y0} + k' d^{-1/2},$$

де H_0 , σ_{y0} – твердість та внутрішня напруга (яка перешкоджає розповсюдженню пластичного зсуву в тілі зерна) при великому розмірі зерна, k – коефіцієнт пропорційності для кожного матеріалу.

Закон Холла-Петча (рис. 1) виконується для наноматеріалів при розмірі $10 < L < 200$ нм.

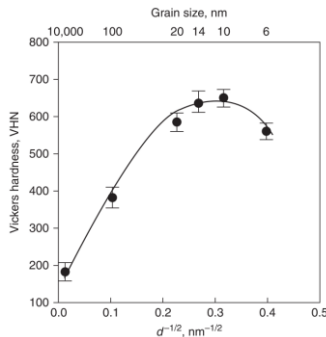


Рис. 1. Залежність твердості за Віккерсом нанокристалічного нікелю від розміру зерна [19]

Парадокс міцності і пластичності в наноструктурованих матеріалах. Відомо, що для звичайних матеріалів чим він міцніший тим менше ресурс його пластичності. Однак, було експерименталь-

но доведено, що в отриманих наноструктурних зразках можуть спостерігатися одночасно дуже високі міцнісні властивості та надпластичність як при відносно низьких так і високих температурах [8]. Зростання як міцності так і пластичності проявляють метали після інтенсивних пластичних деформацій.

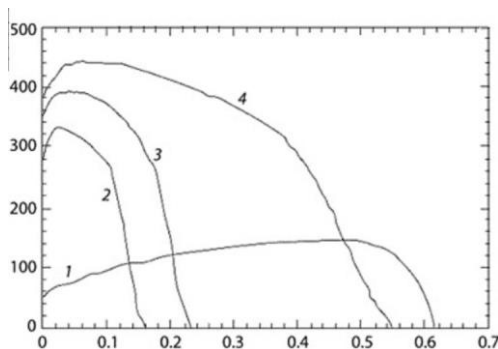


Рис.2. Криві залежності напруги, що приводить до течії наноструктурних матеріалів Cu, від величини відносної деформації [8]

Результати механічних випробувань на розтяг для Cu-матеріалу показані на рис. 2, де наведені криві «напруга-деформація» для грубозернистого та нанорозмірного Cu (крива 1 – грубозернисті Cu-матеріали з розміром зерен близько 30 мкм, 2 – матеріал після холодної прокатки, 3 – матеріал підданий двом проходом пресування та 4 – матеріал, підданий інтенсивній деформації з числом пресування, рівним 16). Матеріал 4 демонструє не тільки подальше зростання міцності, що досягає рекордних значень для Cu, але і значне збільшення пластичності. Аналогічна закономірність була виявлена в Ti-матеріалі, підданому інтенсивній пластичній деформації та для інтерметалідів Ni_3Al [8].

Фізична природа нового явища пов'язана з формуванням наноструктур в умовах великих пластичних деформацій. Наноструктури, що формуються в результаті інтенсивної пластичної деформації, якісно відрізняються від мікроструктур, що утворюються після звичайних деформацій [20]. При інтенсивній пластичній деформації відбувається перехід дислокацій з об'єму кристала на його границі. В результаті зростає кількість дефектів структури, що приводить до зміни таких фундаментальних властивостей, як міцність та пластичність.

Корозійна стійкість. Розмір зерна в металах впливає не лише на міцність, але і на корозійні властивості матеріалу. Експерименти [21] демонструють, що звичайні вуглецеві сталі у наноструктурному стані демонструють високі корозійні властивості, кращі ніж спеціальні нержавіючі сталі.

Наноструктурована сталь – це сталь, властивості якої значною мірою залежать від наявності в структурі нанорозмірних компонентів блокової полігонізованої структури, яка призводить до суттєвого підвищення міцності без помітної втрати пластичності і в'язкості металу. Наноструктуровані сталі володіють підвищеними фізико-механічними властивостями. Міцність такої сталі зростає в 3 - 4 рази, а твердість – на порядок, крім того багаторазово збільшується корозійна стійкість [22].

Підшихтовка. Розвиток порошкової металургії з використанням наноматеріалів дозволяє отримувати матеріали та вироби практично з широким спектром властивостей, а також вирішувати безвідходні чи маловідходні технологічні процеси отримання деталей складної форми.

Цікавим і перспективним напрямком у порошковій металургії є підшихтовка нанопорошків до звичайних порошків при їх пресуванні і спіканні [18]. При підшихтовці 0,1 - 0,5% нанодисперсного нікелю до звичайних порошків заліза і нікелю пористість порошкових виробів знижується на 4 - 7% при одночасному зниженні температури спікання на 150 - 200°C.

Прояв ефекту зміцнення та надпластичності в сплавах алюмінію та титану з підшихтовкою нанопорошків робить перспективним їх застосування для виготовлення деталей та виробів складної форми [22].

При отриманні порошкової нікель-молібденової сталі заміна карбонільного нікелю на нанооксалат нікелю підвищила міцність виробів в 1,5 рази, а їх пластичні властивості – в 4 рази [21]. При підшихтовці 3-5% нанопорошку Al до порошків Al мікронних розмірів після пресування отримують матеріал, який пластичний та міцністю не поступається Fe.

Супергідрофобні матеріали. Особливістю таких матеріалів є вкрай низький показник змочування водою, високий крайовий кут ($> 150^\circ$) та малий кут нахилу поверхні до горизонту ($< 5^\circ$), при якому крапля води скочується з поверхні [23, 24]. Кут змочування водою

визначається властивостями і структурою приповерхневого шару завтовшки в декілька нанометрів, нанесеного на матеріал.

Для отримання супергідрофобного стану поверхні автори роботи [23] застосовували частки оксиду кремнію з первинним діаметром 16 нм. При нанесенні таких часток в гексані у присутності диметилдихлорсилану на поверхню скляної підкладки відбувалася їх агрегація. Так вдавалося досягти супергідрофобного стану підкладки з крайовим кутом 170° .

Автори роботи [24] для створення поверхневих супергідрофобних текстур використали метод нанесення на підкладку каталізатора острівців нікелю шляхом розплавлення тонкої нікелевої плівки і вирощування на острівцях вуглецевих нанотрубок у плазмовому розряді. На отриману поверхню хімічним осадженням наносять тонкий шар політетрафторетилену. В результаті крайові кути утвореної структури досягають значення 170° .

Такі матеріали володіють рядом унікальних функціональних властивостей – водонепроникністю, стійкістю до корозії, стійкістю до органічного та неорганічного обростання [25], що суттєво збільшує ресурс корпусу судна. Поблизу гідрофобної поверхні таких матеріалів полегшено ковзання рідкого потоку. Це призводить до того, що частинки пилу і бруду змиваються під силою тяжіння води [26].

Наноприсадки до мастильних матеріалів. Однорідність та стабільність мастильної речовини, в якій наночастинки були впроваджені, визначає її здатність працювати надійно. Швидкість, з якою наночастинки осідають, є важливим параметром, що визначає колоїдну стійкість, і може бути обчислена за допомогою закону Стокса

$$v = \frac{2(\rho_n - \rho_p)gr^2}{9\mu}$$

де v – усталена швидкість осідання, ρ_n – густина наночастинки, ρ_p – густина рідини, g – прискорення вільного падіння, r – радіус наночастинки, а μ – динамічна в'язкість рідини.

Це рівняння вказує, що у даному мастилі, коли розмір добавок до наночастинок зменшується в 10 разів, час осідання збільшиться в 100 разів. Отже, поліпшення стабільності диспергування наночастинок можливе за допомогою зменшення їх розміру.

За результатами проведених експериментальних досліджень [27] показано, що створити стабільні розчини з наночастинками оксидів металів TiO_2 та Al_2O_3 на основі компресорних мастил можливо лише

з використанням поверхнево активних речовин. Доведена доцільність застосування для таких цілей поверхнево активних речовин таких як олеїнова кислота та Span 80. Показано [28], що оптимальна концентрація поверхнево активних речовин для створення стабільного розчину з наночастинками залежить від їх концентрації та середнього розміру.

Дослідження [29] показали, що присадки наночастинок до базового мастильного матеріалу суттєво впливають на трибологічні властивості таких мастильних систем. Дисульфід молібдену та дисульфід вольфраму утворюють фулереноподібні структури які вивчалися як мастильні добавки [30]. Ці сполуки демонструють чудове зменшення тертя до 0,05. Присадки оксидів металів до мастильних матеріалів [31] суттєво збільшують ресурс пар тертя шляхом утворення плакувальної плівки.

Концентрація наночастинок, впроваджених у мастило, значно впливає на трибологічні властивості мастильних систем на їх основі [32]. Існує оптимальна концентрація, при якій коефіцієнт тертя досягає мінімуму і вважається, що це виникає коли наночастинки покривають контактуючі поверхні. Коли концентрація наночастинок занадто низька, покриття наночастинками може бути недостатнім для запобігання зачеплення поверхонь у місцях контакту. Однак, коли концентрація наночастинок занадто висока, тоді можлива їх агрегація, при якій утворюються великі скупчення, які можуть діяти як абразивні тіла, що веде до різкого збільшення їх зносу [33].

Оскільки площа поверхні одного граму частинок розміром 10-15 нм складає величину 100-200 квадратних метрів в залежності від матеріалу наночастинок [31], стає зрозумілим, чому присадки наночастинок на 1-2 порядки менші, ніж присадки мікронних матеріалів, що використовуються для аналогічних цілей. Зауважимо, що ряд інших дослідників вважають, що при певній концентрації трибологічні властивості різко змінюються [33].

Вплив наноприсадок на ефективність судових палив. Наноприсадки до палив збільшують повноту згоряння вуглеводнів і запобігають окисленню сірки та азоту [34]. Завдяки такій дії паливні компоненти мають виражений екологічний та ресурсо- і енерго зберігаючий ефекти, роблячи наноприсадки вкрай актуальними в сучасній технології спалювання традиційних палив.

Були проведені експериментальні вимірювання та аналіз викидів вихлопних газів та характеристик горіння дизельного пального при

використанні добавки нанопорошкового алюмінію [35]. Додавання 5 грам нанорідини алюмінію на літр дизельного пального не тільки зменшує витрати палива за рахунок збільшення теплоти згорання, але також знижує концентрацію шкідливих речовин у викидах вихлопних газів у дизельному двигуні.

Зазначені унікальні властивості наноструктурованих матеріалів суттєво змінюють їх функціональні властивості [36], а їх практичне використання приводить до підвищення ефективності суднових механізмів [37].

Висновки.

1. Наноструктурованим матеріалам притаманні унікальні властивості, які не проявляють відповідні монокристалічні та полікристалічні тіла і сплави.

2. Наноструктуровані матеріали одночасно мають збільшену міцність та пластичність, корозійну стійкість, супергідрофобність, можуть змінювати механізм ковзання на кочення між зсувними поверхнями та утворювати зносостійку і міцну трибоплівку на зсувних поверхнях, збільшують тепловий ефект палива та зменшують забруднення довкілля.

3. Широке застосування наноматеріалів у судновій галузі приведе до суттєвого збільшення ресурсу обладнання та зменшення витрат палива, зниження забруднення довкілля та економії ресурсів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ch. Pul and F. Outsen Introduction to nanotechnology. London: John Wiley & Sons, 2003. 336 p.

2. Feynman, Richard P. There's Plenty of Room at the Bottom: An Invitation to Enter a New Field of Physics // Miniaturization / Gilbert, Horace D. – Reinhold, 1961. – P. 282–296.

3. Valiulis A. A history of materials and technologies development / A.Valiulis. – Technika, 2014. – 444 p.

4. Наноматеріали і нанотехнології / Азаренков М. О., Неклюдов І. М. та інші. – ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2014. – 316 с.

5. Азаренков М. О., Неклюдов І. М., Береснев В. М., Воеводін В. М., Погребняк О. Д., Ковтун Г. П., Соболь О. В., Удовицький В. Г., Литовченко С. В., Турбін П. В., Чишкала В. О. – 2014. – 323 с.

6. ТКАЧ О. П. Наноматеріали і нанотехнології в приладобудуванні / О. П. ТКАЧ. – Суми: СумДУ, 2014. – 127 с.

7. Наноматеріали і нанотехнології: підруч. для студентів ВНЗ / під заг. ред. В. О. Богуслаєва. – Запоріжжя: АТ "Мотор Січ", 2015. – 202 с.
8. Козицький С. В. Особливості поведінки наночастинок при взаємодії з парами тертя/ С. В. Козицький, С. В. Кіріян. // Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт». – Одеса, 2021. – С. 76-81.
9. Козицький С. В. Молекулярна фізика / С. В. Козицький, А. Н. Золотко. – Одеса: Астропринт, 2011. – 352 с.
10. Poletaev N. I. Formation of Condensed Combustion Products in Metal Dust Flames: Nucleation Stage Combustion, Explosion, and Shock Waves, 2015, Vol. 51, No. 3, pp. 299–312.
11. Козицький С. В. Дослідження сульфиду цинку, отриманого методом високотемпературного синтезу, що самопоширюється: [монографія] / С. В. Козицький, Ю. Ю. Бачеріков. – Одеса: Астропринт, 2016. – 272 с.
12. Козицький С. В. Особливості дії наночастинок / С. В. Козицький, С. В. Кіріян. // Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт». – Одеса, 2019. – С. 49–52.
13. Kozyskyi S. V. Effectiveness of nanomaterial utilization in ship's mechanisms / S. V. Kozyskyi, S. V. Kiriiian. // Суднові енергетичні установки. – 2019. – №39. – С. 101–106.
14. Kozyskyi S. V. Properties and behavior of nanoparticles / S. V. Kozyskyi, S. V. Kiriiian. // Фізика аеродисперсних систем. – 2022. – №44. – С. 15–26.
15. Сугаков В. Й. Основи синергетики / В. Й. Сугаков. – К.: Обереги. 287 с.
16. Глауберман А. Ю. Квантова механіка / А. Ю. Глауберман. – Одеса: Астропринт, 2017. – 526 с. – (2 видання).
17. Sun J. The melting behavior of aluminum nanoparticles / J. Sun, S. L. Simon. // *Thermochimica Acta*. – 2007. – №463. – С. 32–40.

18. Сучасні аспекти трибології у транспортних засобах / В. А. Косенко, О. Г. Добровольський, Н. Ф. Кущевська, В. В. Малишев. – Київ: УН-Т "Україна", 2016. – 365 с.

19. Whang S. H. Nanostructured Metals and Alloys: Processing, Microstructure, Mechanical Properties and Applications / S. H. Whang. – USA: Polytechnic Institute of NYU, 2011. – 840 p.

20. K.GajananS.N.Tijare Applications of nanomaterials/ Proceedings International Conference of Materials? Minerals and Energy 2016 Pragesh? India / Volume 5, Issue 1, Part 1, 2018, Pages 1093-1096 <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.11.187>.

21. Olcay Özdemir^{1,*} and Turkan Kопac^{2,*} Recent Progress on the Applications of Nanomaterials: A Review/ Materials (Basel). 2022. doi: [10.3390/ma15155109](https://doi.org/10.3390/ma15155109).

22. Vinogradov A. Y. Nanocrystalline Materials / A. Y. Vinogradov, S. R. Agnew. // Fatigue / in Encyclopedia of Nanotechnology. – 2004. – P. 2269–2288.

23. Surfactants adsorption at hydrophobic and superhydrophobic solid sur-faces / M. Ferrari, F. Ravera, S. Rao, L. Liggieri. // Applied Physics Letters. – 2006. – №89. – С. 053104-01–053104-03.

24. Superhydrophobic Carbon Nanotube Forests / [K. Lau, J. Bico, K. Teo, та ін.]. // Nano Letters. – 2003. – №3. – С. 1701–1705.

25. Martines E. Superhydrophobicity and Superhydrophilicity of regular nanopatterns / Martines E., Seunarine K., Morgan H., Gadegaard N., Wilkinson C.D., Riehle M. // Nano Lett., 5, 2007. - 2005.

26. W. Ding, M. Fernandino^{a)}, and C. A. Dorao Conical microstructures as a route for achieving super-repellency in surfaces with intrinsic hydrophobic properties. / Appl. Phys. Lett. **115**, 053703 (2019); <https://doi.org/10.1063/1.5096776>.

27. Experimental study of the effect of nanoparticles TiO₂ on the thermophysical properties of the refrigerant R141b / O. Khliyeva, T. Lukianova, Y. Semenyuk, V. Zhelezny. // Eastern European journal of enterprise technologies. – 2018. – №6. – С. 33–41.

28. An influence of Al_2O_3 nanoparticles on the caloric properties and parameters of the phase transition of isopropyl alcohol in solid phase / V. Zhelezny, I. Motovoy, O. Khliyeva, N. Lukianov // *Thermochimica Acta*. – 2019. – №671. – С. 170–180.

29. Bassem A. Tribological Properties of Nanoparticle-based Lubrication Systems / Bassem A. – Texas A&M University, 2013. – 181 p.

30. Fullerene-like MoS_2 Nanoparticles and Their Tribological Behavior / [R. Rosentsveig, A. Gorodnev, N. Feuerstein та ін.]. // *Tribology Letters*. – 2009. – №36. – С. 175–182.

31. Kozytskyi S. V. Effectiveness of nanomaterial utilization in ship's mechanisms / S. V. Kozytskyi, S. V. Kiriian. // *Суднові енергетичні установки*. – 2019. – №39. – С. 101–106.

32. Frictional Properties of Confined Nanorods / A. Mustafa, N. Belman, Y. Golan, J. Israelachvili. // *Advanced Materials*. – 2006. – №18. – С. 2589–2592.

33. Dispersity, stability and tribology behavior of modified nanoserpentine in lubricating oil / [Y. Yan, X. Yan, C. Yang та ін.]. // *Industrial Lubrication and Tribology*. – 2022. – №74. – P. 698–705.

34. Покращення екологічних характеристик та економічних показників суднових дизелів шляхом хімічної обробки палива / 2018 / Одеса / Режим доступу: <https://events.pstu.edu/konkurs-energy/wpcontent/uploads/sites/2/2018/03/Енергія.pdf>.

35. Aqueous Aluminum Nanofluid Combustion in Diesel Fuel / M. Kao, C. Ting, B. Lin, T. Tsun. // *Journal of Testing and Evaluation*. – 2008. – №36(2). – P. 1–6.

36. Aluminum oxide and copper oxide nanodiesel fuel properties and usage in a compression ignition engine / S. Gumus, H. Ozcan, M. Özbeu, V. Topaloğlu. // *Fuel*. – 2016. – №163. – С. 80–87.

37. Козицький С. В. Особливості поведінки наночастинок при взаємодії з парами тертя/ С. В. Козицький, С. В. Кіріян. // *Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт»*. – Одеса, 2020. – С. 72-76.

10.31653/smf45.2022. 134-144

Козицький С.В., Дем'яненко І.А.

Національний університет «Одеська морська академія»

ВИКОРИСТАННЯ НАНОЧАСТИНОК ОКСИДУ ТИТАНУ (IV) TiO_2 ДЛЯ ПОКРАЩЕННЯ ТРИБОЛОГІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЗМАЩУВАЛЬНОГО МАСТИЛА

Постановка задачі і її зв'язок із важливими науковими та практичними завданнями. Зменшення тертя та зносу має важливе значення для підвищення енергоефективності та надійності механічних систем. Зазвичай це досягається шляхом використання рідких змащувальних матеріалів та мастил, які утворюють тонку плівку між поверхнями, щоб нести навантаження і запобігти прямому контакту між твердими поверхнями тертя. Рідкі мастильні матеріали, як правило, складаються з базового мастила та присадок, де присадки доповнюють чи розширюють функціональність базового мастила.

Аналіз досліджень і публікацій. Раніше активно вивчалися та використовувалися саме присадки і добавки до мастил та палив на основі частинок мікронних розмірів [1-3]. У якості присадок для зниження тертя і зношуваності вивчалися ще жирні кислоти та їхні ефіри, органічні сполуки сірки й інших елементів VI групи різного характеру, такі як аліфатичні та ароматичні сульфіди, дисульфіди.

З появою нових технологій та методів дослідження було доведено і практично продемонстровано, що нанорозмірні частинки мають суттєву перевагу над мікронними частинками [2,3]. Дослідники та автори праць [4,5] стверджують, що наночастинки (НЧ) у мастилі діють як модифікатори тертя, сприяють протизношувальному ефекту і позитивно впливають на теплові показники.

Механізм змащування заснований на фізико-хімічних взаємодіях між молекулами змащувальних матеріалів, поверхнями, що змащуються, і навколишнім середовищем. У області граничного змащування додавання НЧ (наприклад, MoS_2 , Al_2O_3 та CuO) може знизити коефіцієнт тертя (КФТ) до 70%, а об'єм зносу – до 75% [4,5].

Переваги, які демонструють присадки НЧ зумовлені особливостями їх властивостей та впливом на мастильний матеріал та поверхні тертя, як зображено на рис. 1.

Основні механізми дії НЧ полягають у наступному:

- НЧ сферичної форми діють як крихітні кульки між поверхнями тертя, а це, у свою чергу, змінює ковзання на кочення і призводить до зменшення коефіцієнта тертя [7,9-11];
- НЧ утворюють захисний шар на поверхні деталей [12];
- НЧ заповнюють зазори і тріщини від тертя, утворюючи більш гладкі поверхні, що називається ефектом виправлення [13];
- шорсткість поверхні зменшується завдяки абразивній дії НЧ, що називається ефектом полірування [14,15].

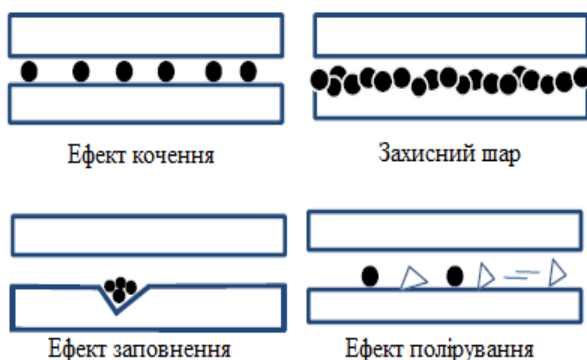


Рис. 1 – Механізми дії наночастинок при використанні у мастильному матеріалі [8]

Можливості додавання НЧ металів у мастила та змащувальні матеріали активно вивчалися і досліджувалися у роботах [4,15].

Таким чином, такі мастильні матеріали, що складаються з базового мастила та дисперсних нанорозмірних частинок, з'явилися та відокремилися як новий клас у галузі мастильних матеріалів

Метою роботи є загальний аналіз перспективності використання наночастинок TiO_2 і описання можливості його подальшого ефективного використання для покращення трибологічних властивостей змащувального мастила і подібних рідин.

Викладення основного матеріалу. Значна кількість досліджень стосувалася оксиду чотирьох валентного титану (IV) – TiO_2 [16-19], де він використовується у якості мастильної присадки на водній основі, мастильної присадки у вигляді наносуміші, тощо. Наночастинки TiO_2 мають середні розміри від 18 до 21 нм, що робить ці НЧ дуже дієвими з точки зору покращення змащувальних та антифрикційних властивостей мастила.

Автори роботи [20] оцінювали антифрикційні та протизношувальні властивості суспензій і сумішей TiO_2 за допомогою трибometра з чотирма кульками (рис. 2). Стандартна металева кулька була виконана з легованої хромистої сталі марки 52100, мала діаметр 12,7 мм з шорсткістю поверхні $R_a = 0,1$ мкм; ступенем полірування EP = 25 та твердістю за Роквеллом у 54~58 відповідно.

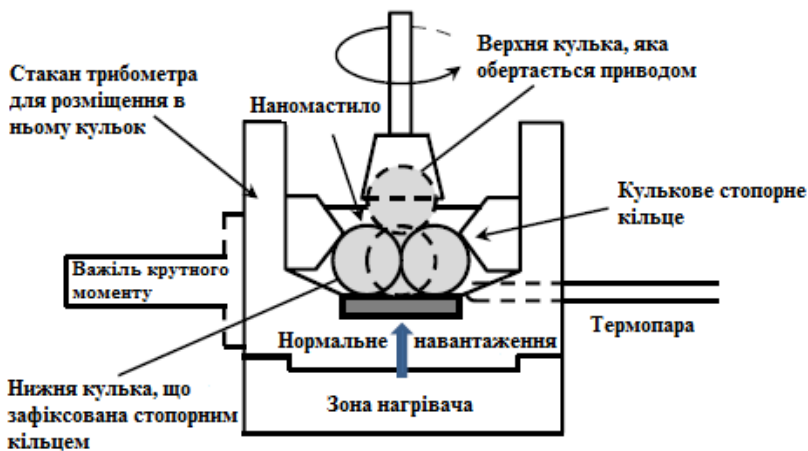


Рис. 2 – Схематичне зображення трибometра з 4-ма кульками [20]

Ефективність дії присадки визначалась по схемі, яка представлена на рис. 3. Потім досліджували пошкодження поверхні кульок шляхом аналізу подряпин та слідів від зношування.

За допомогою цього методу було досліджено різні зразки моторного мастила з різним відсотковим вмістом TiO_2 (0,01%, 0,025%, 0,05% і 0,075% за масою) при кімнатній ($t = 23 \pm 2^\circ C$) та підвищеній ($t = 75 \pm 2^\circ C$) температурах на швидкості 1200 ± 60 об/хв з навантаженням 396 ± 4 Н по 30 хвилин на кожний зразок. Результати досліджень представлені на наступних сторінках на рис. 4 та 5.

На рис. 4 приведені експериментальні дані по зношуванню та вигляд поверхонь кульок після проведення випробування трибometром при кімнатній температурі, де зразок LS – це чисте базове мастило без присадки, а зразки L0, L1, L2 та L3 – це мастило зі вмістом 0,01%, 0,025%, 0,05% і 0,075% за масою наночастинок TiO_2 відповідно.

Поверхня зношування кульок, що змащується НЧ TiO_2 , доданими до мастила, є більш гладкою [20], ніж та, що змащується чистим маслом (рис. 4-5). Причому зі збільшенням концентрації наночасти-

нок TiO_2 глибокі борозни на поверхнях подряпин від зносу стають дедалі ще меншими і дрібнішими. Не було виявлено ніяких ознак того, що НЧ осіли на поверхні ковзання.

Аналогічні процеси спостерігаються і при підвищеній темпера-



Рис. 3 – Трибологічна система з чотирьох кульок при використанні трибометра [20]

турі (рис. 5) де плями від зношування стали дещо меншими, а борозни та подряпини – менш глибокими та широкими ніж при кімнатній температурі.

Додавання НЧ TiO_2 до мастила показало стабільне зниження тертя за рахунок утворення захисних плівок на зношених поверхнях (рис.6) [6,20].

Отже, присадки TiO_2 до мастильного матеріалу сприяють змащуванню і запобігають інтенсивному зношуванню у процесі прокатки металічних деталей та зменшують коефіцієнт тертя.

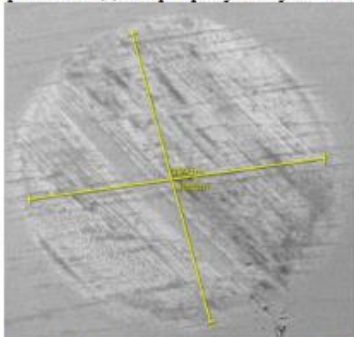
Підсумовуючи результати, констатуємо, що при температурі 23°C і при збільшенні концентрації TiO_2 зменшується коефіцієнт тертя. Середнє значення КФТ знизилосся з 0,15 до 0,05 в діапазоні від 0,01% до 0,075% за масою добавки НЧ TiO_2 [20].

Дослідження, проведені при 75°C , показали ще більше зниження КФТ. Так, середній коефіцієнт тертя, знизився з 0,095 до 0,015 в діапазоні від 0,01% до 0,075% вмісту TiO_2 за масою. Отже, додавання НЧ до мастила починає ефективно діяти при кількостях наноприсадки TiO_2 починаючи вже з 0,025% за масою.

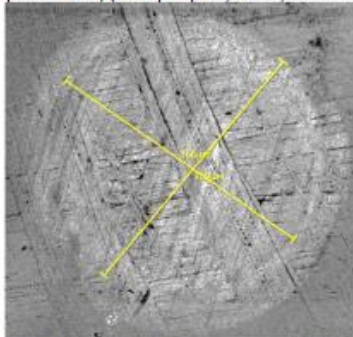
Також найнижчий показник КФТ був отриманий для зразка з 0,075% вмістом НЧ TiO_2 , який зумовив його зниження приблизно на

60% у порівнянні з чистим базовим мастилом при кімнатній температурі (23°C) і приблизно на 80% при температурі 75°C. 60% у порівнянні з чистим базовим мастилом при кімнатній температурі (23°C) і приблизно на 80% при температурі 75°C.

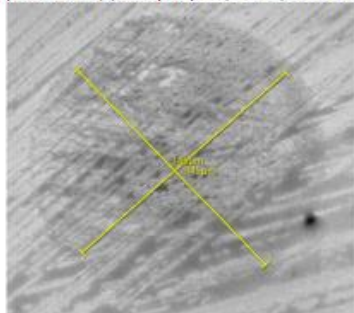
Зразок LS - Діаметр шраму зносу 388 мкм



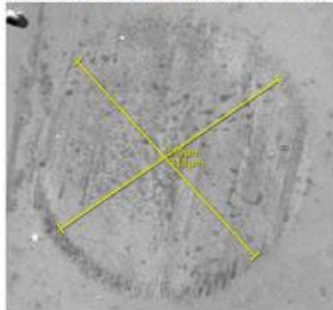
Зразок L0 - Діаметр шраму зносу 368 мкм



Зразок L1 - Діаметр шраму зносу 345 мкм



Зразок L2 - Діаметр шраму зносу 319 мкм



Зразок L3 - діаметр шраму зносу 313 мкм

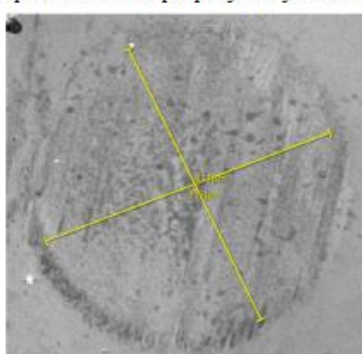
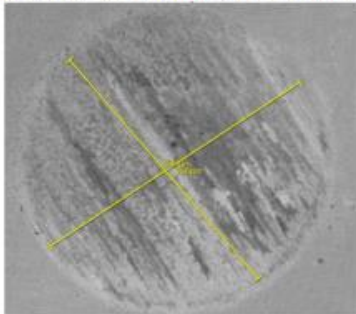
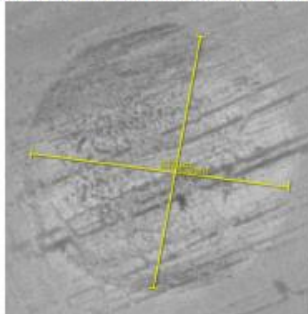


Рис. 4 – Знімки кульок, отримані скануючим електронним мікроскопом після випробування трибметром при кімнатній температурі [20]

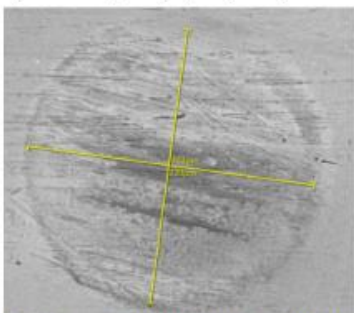
Зразок L5 - Діаметр шраму зносу 350 мкм



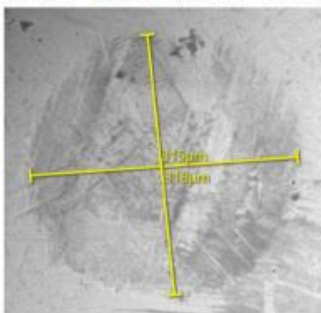
Зразок L0 - Діаметр шраму зносу 336 мкм



Зразок L1 - Діаметр шраму зносу 330 мкм



Зразок L2 - Діаметр шраму зносу 317 мкм



Зразок L3 - Діаметр шраму зносу 269 мкм

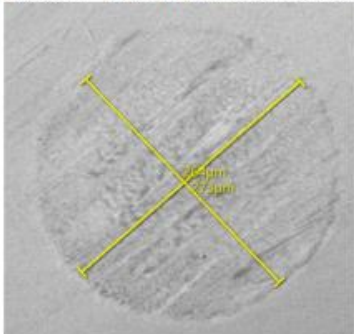


Рис. 5 – Знімки кульок, отримані скануючим електронним мікроскопом після випробування трибологом при температурі $\pm 75^{\circ}\text{C}$ [20]
Експерименти, проведені у роботі [21] з середнім діаметром НЧ TiO_2

50 нм при високій концентрації частинок у 5% від маси з використанням альтернативного тестера ковзання для аналізу тертя і зносу, показали, що середня шорсткість поверхні зменшилася на 80-84%, а

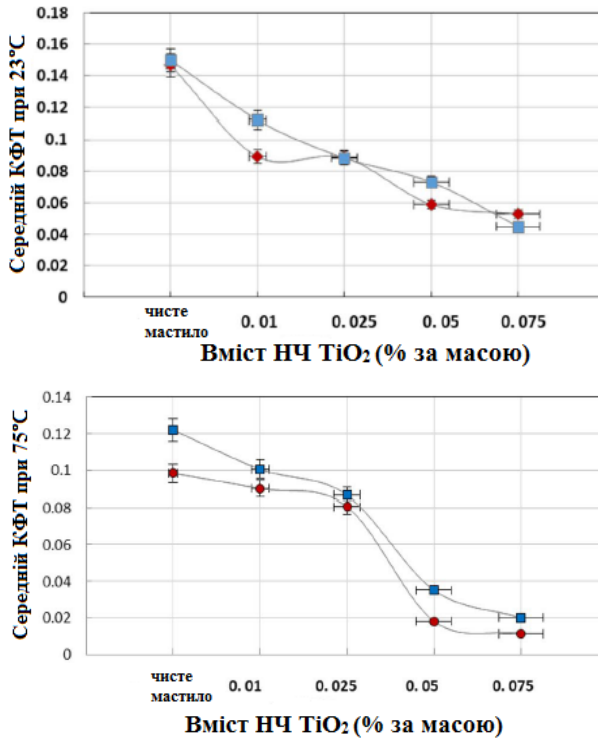


Рис. 6 – Середній коефіцієнт тертя (КФТ) для різної кількості присадки НЧ TiO₂ при температурах 23°C та 75°C і КФТ у стаціонарному стані після ефекту притирання [20]

КФТ та шрами зносу зменшились приблизно на 15,2% та 11% відповідно.

Майже ідентичні результати були отримані в роботі [22], де концентрація у 0,3% TiO₂ в моторному маслі, дає аналогічне зниження КФТ на 86%. Аналіз також показує, що сегмент розмірів НЧ <30 нм показує більш кращі результати, ніж усі інші групи. Знову ж таки, сегмент розмірів <30 нм показує найкращі результати з точки зору максимального зниження КФТ. Також отримані результати з присадкою TiO₂ до мастильного матеріалу показали більш високу несучу

здатність приблизно на 35% у порівнянні з використанням мастила без додавання НЧ.

Висновки

Таким чином, наночастинки TiO_2 відіграють вирішальну роль у покращенні трибологічних характеристик мастильних матеріалів шляхом різних механізмів дії на деталі пар тертя: полірування, заповнення шороховатості, заміну ковзання на кочення та формування захисної плівки протягом тривалого проміжку часу.

НЧ оксиду титану (TiO_2) можуть успішно використовуватися у вигляді присадок, оскільки покращують трибологічні властивості пар тертя, суттєво зменшують показники зношування, знижують КФТ і, отже, значно покращують властивості мастильного матеріалу.

Список використаних джерел та літератури

1. Nanoparticles and Nanostructured Films: Preparation, Characterization and Applications. Book Editor: Prof. Janos H. Fendler / WILEY-VCH Verlag GmbH, 1998. P. 468;
2. Omrani E. «Effect of Micro- and Nano-Sized Carbonous Solid Lubricants as Oil Additives in Nanofluid on Tribological Properties» / Emad Omrani, Pradeep L. Menezes & Pradeep K. Rohatgi. Journal «Lubricants», Volume 7, Issue 3, 2019 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.3390/lubricants7030025>;
3. Pena-Paras L. «Effects of substrate surface roughness and nano/micro particle additive size on friction and wear in lubricated sliding» / Laura Pena-Paras, Hongyu Gao, Demoflio Maldonado-Cortes, Azhar Vellore *et al.* Journal «Tribology International», Volume 119, pages 88-98, 2018 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.09.009>;
4. Dai W. «Roles of nanoparticles in oil lubrication» / Wei Dai, Bassem Kheireddin, Hong Gao & Hong Liang. Journal «Tribology International», Volume 102, pages 88–98, 2016 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.05.020>;
5. Gulzar, M. «Tribological performance of nanoparticles as lubricating oil additives» / M. Gulzar, H.H. Masjuki, M.A. Kalam, *et al.* «Journal of

- Nanoparticle Research», Volume 18, Article No: 223, 2016 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1007/s11051-016-3537-4>;
6. Tang Z. «A review of recent developments of friction modifiers for liquid lubricants (2007-present)» / Zhenglin Tang & Shaohui Li. Journal «Current Opinion in Solid State and Materials Science», Volume 18, Issue 3, pages 119-139, 2014 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1016/j.cossms.2014.02.002>;
7. Lee K. «Understanding the role of nanoparticles in nano-oil lubrication» / Kwangho Lee, Yujin Hwang, Seongir Cheong, Youngmin Choi, Laeun Kwon & Soo Hyung Kim. Journal «Tribology Letters», Volume 35, pages 127-131, 2009 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1007/s11249-009-9441-7>;
8. Singh A.P. «Influence of nano particles on the performance parameters of lube oil – a review» / Anoop Pratap Singh, Ravi Kumar Dwivedi and Amit Suhane. Journal «Materials Research Express», Volume 8, Number 10, 2021 [Electronic resource]. – Access mode: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/2053-1591/ac2add/meta>;
9. Rapoport L. «Mechanism of friction of fullerenes» / Rapoport L., Leshchinsky V., Lvovsky M., Nepomnyashchy O., Volovik Y. and Tenne R. Journal «Industrial Lubrication and Tribology», Volume 54, Number 4, pages 171-176, 2002 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1108/00368790210431727>;
10. Wu Y.Y. «Experimental analysis of tribological properties of lubricating oils with nanoparticle additives» / Y.Y. Wu, W.C. Tsui, T.C. Liu. Journal «Wear», Volume 262, Issues 7-8, pages 819-825, 2007 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2006.08.021>;
11. Chinas-Castillo F. «Mechanism of action of colloidal solid dispersions» / F. Chinas-Castillo and H.A. Spikes. «Journal of Tribology», Volume 125, Issue 3, pages 552-557, 2003 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1115/1.1537752>;
12. Ginzburg B.M. «Antiwear effect of fullerene C₆₀ additives to lubricating oils» / B. M. Ginzburg, L. A. Shibaev, O. F. Kireenko, A. A. Shepelevskii, M. V. Baidakova & A. A. Sitnikova. «Russian Journal of Applied Chemistry», Volume 75, pages 1330-1335, 2002 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1023/A:1020929515246>;

13. Liu G. «Investigation of the mending effect and mechanism of copper nano-particles on a tribologically stressed surface» / G. Liu, X. Li, B. Qin, D. Xing, Y. Guo & R. Fan. Journal «Tribology Letters», Volume 17, pages 961-966, 2004 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1007/s11249-004-8109-6>;
14. Tao X. «The ball-bearing effect of diamond nanoparticles as an oil additive» / Xu Tao, Zhao Jiazheng and Xu Kang. «Journal of Physics D: Applied Physics», Volume 29, Number 11, pages 29-32, 1996 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1088/0022-3727/29/11/029>;
15. Jason, Y.J.J. «A study on the tribological performance of nanolubricants» / Yeoh Jun Jie Jason, Heoy Geok How, Yew Heng Teoh & Hun Guan Chuah. Journal «Processes», Volume 8, Issue 11, 2020 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.3390/pr8111372>;
16. Gu Y. «Preparation and tribological properties of dual-coated TiO₂ nanoparticles as water-based lubricant additives» / Yue Gu, Xiuchen Zhao, Ying Liu & Yunxia Lv. «Journal of Nanomaterials», Volume 16, pages 1-8, 2014 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1155/2014/785680>;
17. Luo T. «Tribology properties of Al₂O₃/TiO₂ nanocomposites as lubricant additives» / Ting Luo, Xiaowei Wei, Haiyan Zhao, Guangyong Cai & Xiaoyu Zheng. Journal «Ceramics International», Volume 40, Issue 7, Part A, pages 10103-10109, 2014 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2014.03.181>;
18. Binu, K.G. «Static characteristics of a fluid film bearing with TiO₂ based -nanolubricant using the modified Krieger–Dougherty viscosity model and couple stress model» / K.G. Binu, B.S. Shenoy, D.S. Rao, R. Pai. Journal «Tribology International», Volume 75, pages 69-79, 2014 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.03.013>;
19. Ingole, S. «Tribological behavior of nano TiO₂ as an additive in base oil» / Sudeep Ingole, Archana Charanpahari, Amol Kakade, S.S. Umare, D.V. Bhatt, Jyoti Menghani. Journal «Wear», Volume 301, Issues 1-2, pages 776-785, 2013 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2013.01.037>;
20. Birleanu, C. «Effect of TiO₂ nanoparticles on the tribological properties of lubricating oil: an experimental investigation» / Corina Birleanu,

Marius Pustan, Mircea Cioaza, Andreia Molea, Florin Popa & Glad Con-tiu. Journal «Scientific Reports», Volume 12, Article No: 5201, 2022 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1038/s41598-022-09245-2>;

21. Arumugam, S. «Preliminary study of Nano- and Microscale TiO₂ additives on Tribological behavior of chemically modified Rapeseed Oil» / S. Arumugam & G. Sriram. Journal «Tribology Transactions», Volume 56, Issue 5, pages 797-805, 2013 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1080/10402004.2013.792977>;

22. Ilie, F. «Tribological Properties of the Lubricant Containing Titanium Dioxide Nanoparticles as an Additive» / Filip Ilie & Cristina Covaliu. Journal «Lubricants», Volume 4, Issue 2, 2016 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.3390/lubricants4020012>.

10.31653/smf45.2022. 145-154

Малахов О.В., Кіріс О.В., Маслов І.З., Найдьонов А.І., Генчев В.В.
Національний університет “Одеська морська академія”

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ГНУЧКИХ ТРУБОПРОВІДІВ ПІД ЧАС СУМІСНОЇ РОБОТИ ДВОХ СУДЕН

1. Постановка проблеми.

Гнучкі трубопроводи дуже часто використовуються під час сумісної роботи багатофункціональних суден підтримки в комбінації з працюючою нафто-або газодобувною платформою. На рисунках 1-а та 1-б показані окремі елементи судна, а на рисунка 1-в і 1-г показана нафтовидобувна платформа, яку воно обслуговує.

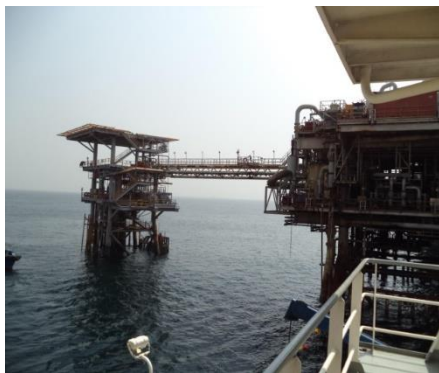
а



б



в



г



Рис. 1 Багатофункціональне судно підтримки у комбінації з нафтовидобувною платформою

а – підйомне обладнання судна у комбінації з елементами системи хімічного промивання гідравлічних ліній нафтовидобувної платформи; б – палубний танк збору хімічних реагентів після промивання гідравлічних ліній нафтовидобувної платформи; в – нафтовидобувна платформа; г - лінія відведення та спалювання газу зі свердловини.

Загальна технологічна схема спільної роботи двох морських суден (обслуговуючого судна та нафто-або газодобувної платформи) наступна: при проведенні судових регламентних технічних робіт нагнітальне гідравлічне та пневматичне обладнання та комплекс палубних танків на судні, що обслуговує підключаються до нафтової платформи за допомогою великої кількості гнучких трубопроводів.

Основні елементи обладнання та гнучкі трубопроводи показані на рисунках 2-3. До регламентних технічних робіт здебільшого відносять:

- закачування робочої рідини в свердловину при її розконсервації або закупорці для подальшого видобутку нафти;

- створення високого тиску в пневматичних лініях платформи

- промивання спеціальними рідкими хімічними реагентами всіх ділянок підводних нафтопроводів та гідравлічних ліній нафтовидобувної платформи з метою їх очищення від залишків нафтопродуктів та відновлення початкового діаметра умовного проходу.

До основного обладнання, що використовується при проведенні регламентних технічних робіт, належать:

- багатоступінчасті відцентрові насоси високого тиску (від 6 до 9 бар) з дизельним приводом, що забезпечує їхню автономну роботу (див. рис. 1-б);

- цистерни для подачі та збору рідких промивних хімічних реагентів із залишками нафтопродуктів (див. рисунки 1-б і 3);

- гнучкі трубопроводи, що є армованими шлангами, для подачі стисненого повітря (тиск від 3 до 7 бар) для роботи пневматичного інструменту (див. рис. 2);



Рис. 2. Гнучкі трубопроводи для подачі стисненого повітря з судна на платформу



Рис. 3. Гнучкі трубопроводи для подачі хімічних промивних реагентів з судна на платформу

- водолазне обладнання для підводного ремонту суднового чи підводного обладнання та гідроліній.

До складу водолазного обладнання, показаного на рисунку 4, входить комбінація піднімально-транспортної лебідки та робочої

камери водолазу, а також судова система для виробництва, зберігання та подачі стисненого повітря.



Рис. 4. Основні елементи водолазного обладнання
а – піднімально-транспортна лебідка; б – компресорні балони

У суднових водолазних системах в якості гнучких трубопроводів використовується шланг для подачі дихальної суміші. Робочий тиск суміші в такому шлангу є величиною змінною, оскільки залежить від глибини занурення і може доходити до 10 бар.

Робоча камера водолаза під час експлуатації фіксується на глибині занурення тросовим утриманням. Вона зазвичай виконується у двох варіантах – клітина для мілководної роботи (до 50 м) та підводний дзвін для глибоководних робіт (понад 50 м).

Під час сумісної роботи багатофункціональних суден підтримки в комбінації з працюючою нафто-або газодобувною платформою дуже важливою проблемою є знаходження основних ефектів та характеристик процесу впливу відриву потоку на обтікання гнучкого трубопроводу. Такі експлуатаційні показники необхідно отримувати в залежності від відстані гнучкого трубопроводу до жорсткого екрану яким може бути як корпус судна так і морське дно.

2. Результати досліджень.

Безпосередній вплив плоского екрана може бути джерелом для виникнення режиму галопаючих коливань циліндричного трубопроводу. Під час досліджень було встановлено, що така поведінка потоку в основному викликала відривними перехідними процесами на поверхні циліндра та екрану. Отримані результати показані на рисунку 5. На ньому відображена залежність безрозмірної амплітуди ко-

ливань h гнучкого трубопроводу в залежності від його відстані до площини екрану.

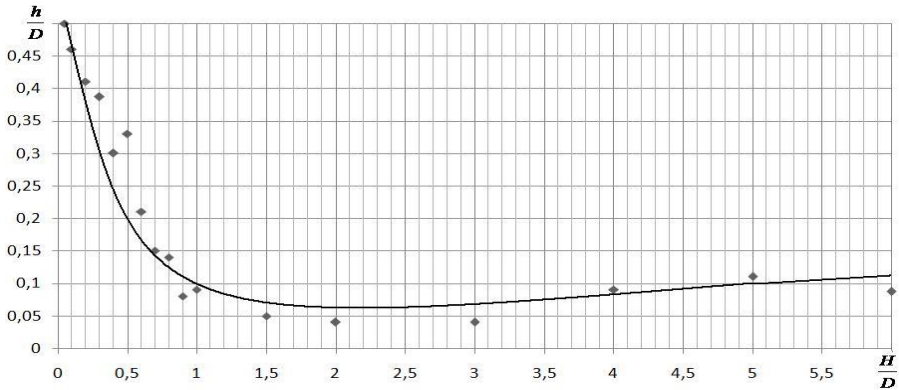


Рис. 5. Вплив відстані до екрануючої поверхні на амплітуду коливань гнучкого трубопроводу

На графіку видно, що найбільші відхилення трубопроводу від свого рівноважного становища виявлялися у разі малих проміжків. При зазорі більше одного діаметра трубопроводу коливання стабілізувалися і трубопровід починав працювати в режимі, що відповідає його обтіканню необмеженим потоком. У цьому випадку відхилення становили від 11,2 до 0,4% діаметрів труби. При зазорі менше одного діаметра коливання мали нестабільний характер із слабкою відтворюваністю максимальних відхилень трубопроводу від рівноважного стану.

У ході досліджень було також встановлено, яким чином відстань від поверхні, що екранує, впливає на характер зміни коефіцієнта підйомної сили.

На графіку видно, що найбільші відхилення трубопроводу від свого рівноважного становища виявлялися у разі малих проміжків. При зазорі більше одного діаметра трубопроводу коливання стабілізувалися і трубопровід починав працювати в режимі, що відповідає його обтіканню необмеженим потоком. У цьому випадку відхилення становили від 11,2 до 0,4% діаметрів труби. При зазорі менше одного діаметра коливання мали нестабільний характер із слабкою відтворюваністю максимальних відхилень трубопроводу від рівноважного стану. Кожна експериментальна точка показана на графіку є середнім результатом 20 ідентичних вимірів.

У ході експериментальних досліджень було також встановлено, яким чином відстань від поверхні, що екранує, впливає на характер зміни коефіцієнта підйомної сили. Вимірювання підйомної сили проводилися за допомогою електронного динамометра Sundoo SP-10, точність вимірів якого становила 0,005Н, за абсолютної похибки, що дорівнює 0,5%. Перерахунок його показань проводився за відомим виразом для підйомної сили

$$C_y = \frac{F_y}{\frac{\rho V^2}{2} S} \quad (1)$$

де F_y – підйомна сила, Н; ρ – щільність води, кг/м^3 ; V – швидкість потоку, м/с ; S – площа перетину трубопроводу, м^2 .

Результати виконаних вимірів показано на рисунку 6. На графіку видно, що розділювальною межею першого та другого інтервалів тепер є величина зазору між трубопроводом та плоским екраном не

$\frac{D}{H} = 0.09$, а $\frac{D}{H} = 0.11$. Також, наведені на графіку експериментальні криві характеризуються відсутністю яскраво вираженого пікового значення, при якому зі зростанням величини зазору між трубопроводом і жорстким екраном спостерігається значне зменшення величини коефіцієнта підйомної сили. Область максимального значення є досить широкою і лежить в інтервалі $\frac{D}{H} = 0.09 \div 0.12$.

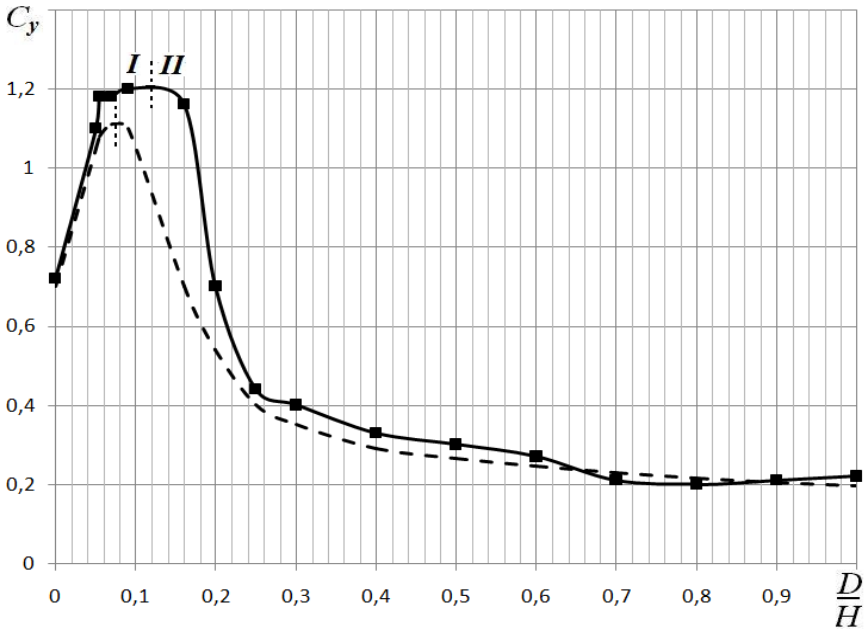


Рис. 6. Залежність коефіцієнта підйомної сили C_y від відстані між трубопроводом і поверхнею, що екранує

В ході досліджень було встановлено, що при малих зазорах між циліндричним трубопроводом і плоским екраном, які відповідають $\frac{D}{H} < 0,7$ коефіцієнт підйомної сили починає змінюватися в режі-

мі, який повністю відрізняється від випадку обтікання трубопроводу необмеженим потоком. Під час цього режіму через інтенсивні процеси вихороутворення і сильну турбулізацію потоку в щільному просторі спостерігався розкид показань і зміщення у велику сторону частот коливань трубопроводу. Ці результати показано на рисунку 7 де видно, як змінюється частота коливань труби залежно від величини зазору. Всі наведені на графіку експериментальні значення відповідають числу Рейнольдса потоку, що дорівнює $Re=0,238 \cdot 10^6$. Величина вхідної швидкості потоку становила 1,1 м/с.

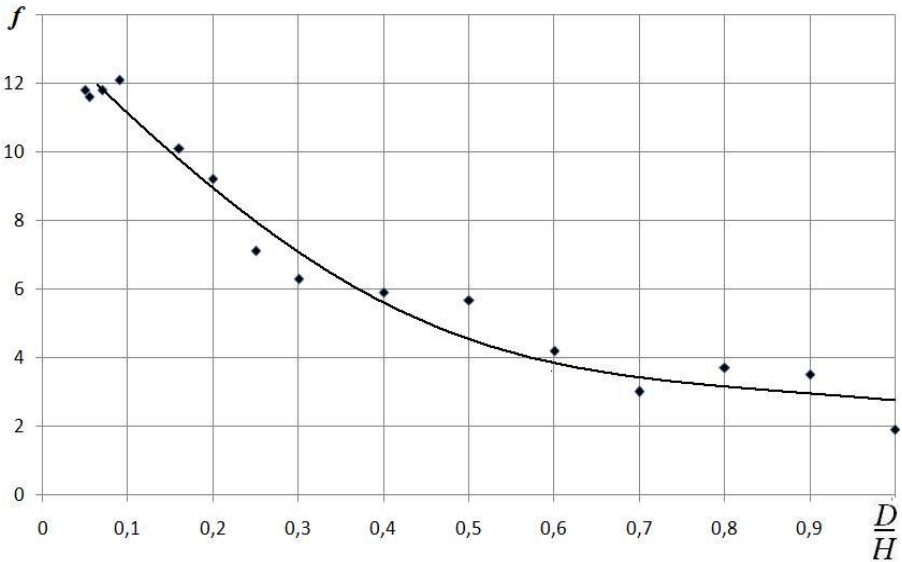


Рис. 7 Вплив величини зазору між екраном та гнучким трубопроводом на його частоту коливань

Аналіз графіка дозволяє зробити висновок, що частота коливань гнучкого трубопроводу зростає у разі зменшення величини щілинного зазору. Її максимальне значення було отримано на відстані від екрана, що дорівнює 9% діаметра труби. Слід зазначити, що зміщення вниз частоти коливань зі зростанням висоти щілинного зазору в основному викликалися зміною епюри тиску на трубопроводі, що обтікається, і виникаючим градієнтом тиску на екрануючій поверхні. У цьому випадку відповідно до результатів вимірювань роботи [1] відбувається зміщення точки відриву від нижньої поверхні труби у бік донної частини трубопроводу та встановлюється практично симетричне положення верхньої та нижньої точок відриву. Це відповідає тому випадку коли характер течії поблизу циліндра принципово змінюється. Він змінюється від різкої асиметрії у бік практично повного симетричного обтікання.

Під час проведення досліджень була вимірювана частота коливань гнучкого трубопроводу при динамічних (виникають тільки за рахунок відриву вихрової пелени від поверхні труби) і вимушених коливаннях.

На рисунку 8 показано яким чином при відриві потоку від стінок труби із зовнішнім діаметром 50 мм змінюється частота її природних коливань f .

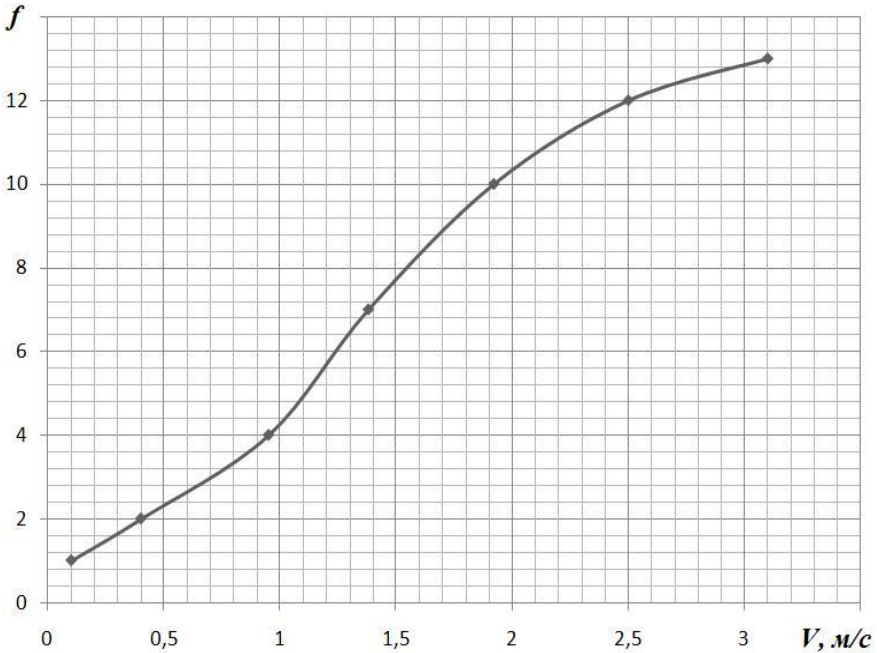


Рис. 8. Вплив швидкості потоку на частоту коливання гнучкого трубопроводу

Залежність побудована по відношенню до швидкості потоку, що набігає V . Відкладені вздовж вертикальної осі чисельні значення вимірюваних частот відповідають інтервалу часу вимірювання рівному 10 секунд. На графіці видно, зростання швидкості завжди призводить до нестійкої роботи трубопроводу – частота коливань збільшується, а амплітуда відхилення його середньої точки постійно зростає.

3. Висновки.

Під час сумісної роботи багатофункціональних суден підтримки в комбінації з працюючою нафто-або газодобувною платформою дуже важливою проблемою є знаходження основних ефектів та хара-

ктеристик процесу впливу відриву потоку на обтікання гнучкого трубопроводу

Частота коливань гнучкого трубопроводу завжди зростає у разі зменшення величини щілинного зазору між трубопроводом і поверхнею, що екранує. В якості такої поверхні може виступати як корпус судна, так і морське дно.

При малих зазорах між циліндричним трубопроводом і плоским екраном, які відповідають $\frac{D}{H} < 0,7$ коефіцієнт підйомної сили починає змінюватися в режимі, який повністю відрізняється від випадку обтікання трубопроводу необмеженим потоком.

Збільшення діаметра труби при інших ідентичних умовах призводить до більш раннього наступу автомоделних коливань.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Bearman P.W., Wadcock A.J. The interaction between a pair of circular cylinders normal to streams. J. Fluid mech., part 3, vol. 61, 1973.
2. A. Esmaili. Simulation of a sub-sea gas pipeline in persian gulf to estimate the physical parameters. 20th International Congress of Chemical and Process Engineering CHISA 2012. 25-29 August 2012, Prague, Czech Republic. Режим доступу: <https://pdf.sciencedirectassets.com/278653>
3. A. Kuntz. Hydraulics system: fundamental basics of hydraulics engineering system. Independently published, 2020. 340 p.
4. Jae-Won O., Chang-Ho L., Sup H., Dae-Sung B., Hui-Je C., Hyung-Woo K. (2014). A study of the kinematic characteristic of a coupling device between the buffer system and the flexible pipe of a deep-seabed mining system. International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, 2014, № 6(3), pp. 652–669.

10.31653/smf45.2022. 155-168

Мельник О. М.¹, Налева Г. В.², Обнявко Т. С.³, Онищенко О. А.²

¹Одеський національний морський університет

²Національний університет "Одеська морська академія"

³Військова академія (м. Одеса)

ОСОБЛИВОСТІ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ СУДНОВИХ ЕЛЕКТРОПРИВОДІВ, ПОБУДОВАНИХ НА ОСНОВІ БЕЗЩІТКОВИХ ДВИГУНІВ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ

Постановка проблеми в загальному вигляді. На сучасному морському судні використовується велика кількість електричних двигунів різних видів: щіткових постійного струму, одно- та багатофазних асинхронних, синхронних різного типу, вентильно-індукторних (*Switched Reluctance Motor – SRM*), лінійних тощо, які виконують різноманітні технологічні функції і завдання. Все частіше електричний двигун є ефективною заміною теплового двигуна у руському комплексі суден. Наприклад, для автономних (безпілотних) морських суден різного типу і призначення набагато простіше забезпечити енергоефективне керування електричним двигуном [1, 2], у порівнянні із керуванням тепловим двигуном.

Недостатність апробованих методів керування безщітковими двигунами, недосконалість існуючих методів синтезу, що забезпечують високу ефективність синтезованих систем керування продуктивністю (найчастіше – швидкістю і моментом) суднових машин і механізмів, не дозволяють безщітковим двигунам повністю замінити щіткові та асинхронні електричні двигуни для більшості суднових технічних систем і комплексів, для систем електроруху суден [2-4].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одним із найперспективніших типів електричних двигунів для використання у різних берегових механізмах і механізмах морських суден є безщітковий двигун постійного струму [2-4]. У англійській технічній літературі такий двигун зветься *Brushless Direct Current Electric Motor – BLDC* [5, 6]. Перевагами безщіткового двигуна (перед щітковими, асинхронними та *SRM* двигунами) є дуже високе співвідношення механічної потужності до ваги, високий діапазон регулювання швидкостей, майже миттєвий контроль швидкості і крутного моменту, висока енергетична ефективність і невеликі витрати на обслуговування. Безщітковий електродвигун постійного струму (*BLDC Electric Motor* або *BL Electric Motor*), також відомий, як електричний двигун з елек-

тронною комутацією (*ECM* двигун, *EC* двигун) – це безколекторний (безконтактний, безщітковий) синхронний двигун із вбудованим електронним керуванням, або, коротше, електронно-комутований (*Electronically Commutated – EC*) двигун. Загалом, це синхронний двигун, що використовує джерело живлення постійного струму (*Direct Current – DC*).

У багатьох сучасних безпроводних ручних електроінструментах використовують безщіткові електричні двигуни: у повітрорудках, у пилах (дискових, циркулярного типу, поршневих), у дрелях/шурупвертах тощо. Перевага ваги та ефективності безщіткових двигунів над щітковими і асинхронними двигунами більш важливіша для ручних електроінструментів, що живляться від акумуляторів, ніж для стаціонарних інструментів, підключених до потужного джерела змінного або постійного струму.

У суднових системах охолодження (рефконтейнерах, кондиціонуванні повітря тощо), у галузях опалення, вентиляції та кондиціонування повітря (*Heating, Ventilation and Air Conditioning – HVAC*), у холодильній обробці і промисловості, існує тенденція до використання безщіткових електродвигунів замість різних типів електричних двигунів змінного струму. Найвагомішою причиною переходу на безщітковий двигун є зменшення потужності, необхідної для їх роботи, порівняно зі звичайним двигуном змінного струму. На додаток до вищої ефективності безщіткового двигуна, у системах *HVAC* (особливо таких, що мають змінну швидкість або модуляцію навантаження), використовують *BLDC* двигуни для того, щоб надати вбудованому мікропроцесору постійний контроль над охолодженням і потоком повітря, над контролем споживаної потужності і загальній енергетичній ефективності.

Слід відзначити, що *BLDC* двигуни зараз використовуються у різних електричних транспортних засобах, у гібридних транспортних засобах (системи "тепловий двигун-електричний двигун"), у персональних і безпілотних транспортних засобах. Наприклад, у більшості сучасних електричних велосипедах (у тому числі – морських прогулянкових), використовуються *BLDC* електродвигуни. Для наземних транспортних засобів (наприклад, автономних транспортних роботів) відома конструкція, яка вбудована у саму втулку приводного колеса, при цьому статор міцно закріплений на вісі, а магніти прикріплені до колеса та обертаються разом з ним. Той же принцип застосований у самобалансуючих колесах скутерів. У більшості рульових механізмів

радіокерованих морських безпілотників, у багатоцільових автономних плавальних апаратах також використовуються безщіткові електродвигуни – через їх високу енергетичну ефективність і відмінну керованість [7-10].

На морських судах безщіткові двигуни знаходять застосування не тільки у судових допоміжних механізмах, а також і у системах електроруху, наприклад, у автономних багатоцільових судах [1, 10], у гвинто-рульових колонках суден тощо. У сучасних застосуваннях *BLDC* двигуни [3-7, 11-13] дозволили замінити редуктори дуже простою конструкцією з прямим (безпосереднім) приводом.

Підсумовуючи, слід відзначити, що на судні безщіткові двигуни ефективно виконують багато функцій, раніше виконуваних щітковими двигунами постійного струму і асинхронними електродвигунами. Найчастіше високоефективні безщіткові двигуни будуються на основі висококоерцетивних магнітів, які є доволі дорогими, проте вартість безщіткових двигунів поступово зменшується, особливо при серійному виробництві [5, 6].

Постановка завдання. Враховуючи сучасний стан розвитку теорії електричних машин та теорії машин і механізмів, систем управління електроприводами і середовищ імітаційного моделювання, найпростішим способом підвищення ефективності наукових досліджень у напрямку підвищення результуючої ефективності електроприводів з безщітковими двигунами є використання відомих загальнотеоретичних (фізичних) принципів функціонування двигунів одночасно з математичним моделюванням. Саме тому дослідження, які спрямовані на підвищення результуючої ефективності (енергетичної, якості процесів керування тощо) судових систем, механізмів і комплексів, що функціонують на основі безщіткових електродвигунів, є актуальними і відповідають напрямкам розвитку сучасного флоту.

Метою статті є уточнення існуючої термінології при моделюванні безщіткових електричних двигунів постійного струму і аналіз принципів побудови їх математичних моделей на основі структурних схем.

Виклад основного матеріалу. Для роботи безщіткового двигуна використовується електронний контролер (комутатор) – для перемикання постійних струмів на обмотках *BLDC* двигуна. Саме за допомогою контролеру створюються магнітні поля, які ефективно "обертуються" у просторі і за якими слідує ротор двигуна з постійними магнітами. Контролер регулює фазу та амплітуду імпульсів постій-

ного струму – для керування швидкістю та крутним моментом. Така система керування є альтернативою механічному комутатору (щіткам), який використовується у багатьох звичайних електродвигунах постійного струму. Найбільшою перевагою *BLDC* двигунів є найбільший, серед відомих, коефіцієнт зв'язку (конструктивний коефіцієнт $c\Phi$) загального струму до електромагнітного моменту. Конструкція системи безщіткового двигуна, зазвичай, подібна до синхронного двигуна з постійними магнітами (*Permanent Magnet Synchronous Motor – PMSM*), але також може бути подібна реактивним *SRM* або асинхронним двигунам. Сучасні *BLDC* двигуни використовують неодимові магніти (рідкоземельні, *Nd-Fe-B*, неодим-залізо-бор,) та можуть бути конструктивно аутраннерами (статор оточений ротором), інраннерами (ротор оточений статором) або аксіальними (ротор і статор плоскі та паралельні).

Визначимося із загальною термінологією, яка використовується у описі принципів дії безщіткових електродвигунів і їх математичному описі. У різноманітних сучасних суднових технічних системах і комплексах застосовують, у основному, два способи регулювання швидкості синхронного електродвигуна:

– шляхом зміни частоти напруги живлення (струму), який подається на статорні обмотки;

– шляхом зміни амплітуди напруги при комутації статорних обмоток за сигналами датчика положення ротора (режим вентильного електродвигуна або безколекторного (безщіткового, безконтактного) електродвигуна постійного струму (БДПС – *BLDC*). У існуючій літературі [5, 6] терміни «вентильний двигун» та «безколекторний (безконтактний, безщітковий) двигун постійного струму» мають різні значення. Дуже часто вентильний двигун та безколекторний двигун постійного струму ототожнюють між собою. Зазвичай розглядається управління синхронною машиною у режимі вентильного двигуна (ВД), якщо при цьому використовується дуже простий датчик положення ротору з малою роздільною здатністю (близько 6 імпульсів (дискрет) на один оберт) при числі пар полюсів $Z_n = 1$. Під режимом безколекторного (безщіткового) двигуна постійного струму розуміється управління такою синхронною машиною, яка оснащена датчиком положення ротору з високою роздільною здатністю (*Shaft Position Sensor, Shaft Encoder* – енкодер, 1024 дискрети на один оберт та більше) [10-13].

Існують різні прийоми математичного опису синхронних електродвигунів з постійними магнітами на роторі. Найпростіший підхід ґрунтується на тому, що у режимі ВД та *BLDC* синхронна машина за своїми характеристиками та принципами управління дуже схожа на традиційний двигун постійного струму, а її математична модель, за аналогією, представляється відомою передаточною функцією [5, 6]:

$$W_{\text{дв}}(p) = \frac{\omega(p)}{U(p)} = \frac{k_{\text{дв}}}{T_e T_m p^2 + T_m p + 1}, \quad (1)$$

де p – комплексна змінна, оператор Лапласа; $\omega(p)$ – зображення швидкості ротора двигуна за Лапласом; $U(p)$ – зображення напруги, що подається на статорні обмотки двигуна; $k_{\text{дв}}$ – коефіцієнт передачі двигуна за каналом управління ("напруга - швидкість"); T_e – електромагнітна стала часу ланцюга статора двигуна; T_m – електромеханічна стала часу (двигун + механізм).

Згідно до другого прийому математичного опису динамічних режимів роботи синхронного електродвигуна з постійними магнітами на роторі, при будь-якому способі управління його швидкістю, використовують модель узагальненої двофазної машини змінного струму (рис. 1).

У різноманітних суднових електроприводах, де необхідний великий діапазон регулювання швидкості (більше 10) застосовують спосіб управління безщітковим синхронним електродвигуном за сигналами датчика положення ротору (енкодер), прив'язаного до магнітної системи машини [1, 5-6, 10, 12-13].

У цьому випадку управління швидкістю синхронного електродвигуна виробляють шляхом зміни діючого значення амплітуди напруги, прикладеної до обмоток статора.

Для такого режиму у синхронному безщітковому двигуні підтримують просторовий кут Θ між векторами потокозчеплення ротора та статора близьким до 90° , а швидкість магнітного поля ω_0 практично співпадає зі швидкістю ω обертання ротора.

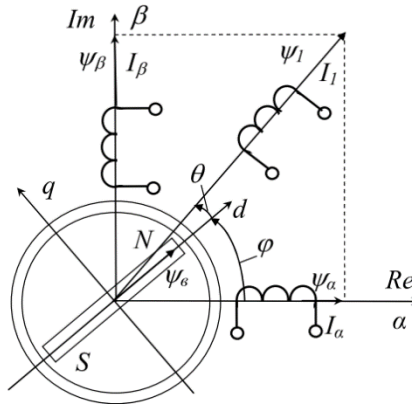


Рис. 1. BLDC двигун з постійними магнітами на роторі, як узагальнена двофазна електрична машина

Векторне рівняння для обмотки статора синхронної машини, працюючої у режимі BLDC, у системі координат Odq , що обертається разом з ротором, представляється наступним чином:

$$\bar{U}_1 = R_1 \bar{I}_1 + \frac{d\bar{\psi}_1}{dt} + j\omega \bar{\psi}_1, \tag{2}$$

де R_1 – активний опір обмотки статора; \bar{U}_1 , \bar{I}_1 та $\bar{\psi}_1$ – вектори напруги, струму та потокозчеплення статора відповідно; ω – швидкість обертання ротора синхронного двигуна; j – уявна одиниця.

Рівняння (2) запишемо у проекціях на осі d і q :

$$\begin{cases} U_{1d} = R_1 I_{1d} + \frac{d\psi_{1d}}{dt} - \omega \psi_{1q} \\ U_{1q} = R_1 I_{1q} + \frac{d\psi_{1q}}{dt} + \omega \psi_{1d} \end{cases} \tag{3}$$

При цьому для (3) враховуємо, що

$$\begin{cases} \psi_{1d} = L_1 I_{1d} + \psi_6 \\ \psi_{1q} = L_1 I_{1q} \end{cases}, \tag{4}$$

де L_1 – власна індуктивність еквівалентної обмотки статора; ψ_6 – потокозчеплення збудження від постійних магнітів ротора.

Переходячи у рівняннях (3) і (4) до однорідних змінних та враховуючи основне рівняння руху електроприводу, отримаємо

систему нелінійних рівнянь, яка дає повний опис синхронної машини з постійними магнітами на роторі при роботі у режимі *BLDC*:

$$\begin{cases} \frac{d\psi_{1d}}{dt} = U_{1d} - \frac{R_1}{L_1}\psi_{1d} + \frac{R_1}{L_1}\psi_{\epsilon} + \omega\psi_{1q} \\ \frac{d\psi_{1q}}{dt} = U_{1q} - \frac{R_1}{L_1}\psi_{1q} - \omega\psi_{1d} \\ J \frac{d\omega}{dt} = \frac{m_1 Z_n \psi_{\epsilon}}{2L_1} \psi_{1q} - M_c \end{cases}, \quad (5)$$

де m_1 – число фаз обмотки статора; Z_n – число пар полюсів; J – приведений до валу електродвигуна момент інерції; M_c – момент опору.

Якщо перейти від (5) до операторної форми запису (із проміжними очевидними алгебраїчними перетвореннями), отримаємо таку систему рівнянь (6):

$$\begin{cases} (T_{11}p + 1)\psi_{1d} = T_{11}U_{1d} + \psi_{\epsilon} + T_{11}\omega\psi_{1q} \\ (T_{11}p + 1)\psi_{1q} = T_{11}U_{1q} - T_{11}\omega\psi_{1d} \\ Jp\omega = \frac{m_1 Z_n \psi_{\epsilon}}{2L_1} \psi_{1q} - M_c \end{cases}, \quad (6)$$

яка дозволяє дуже просто побудувати структурну схему синхронної машини з постійними магнітами на роторі, працюючої у режимі *BLDC* (рис. 2). Тут позначено: $T_{11} = L_1/R_1$ – електромагнітна стала часу ланцюга статора.

Лінеаризація системи рівнянь (6) в околі деякої робочої точки з координатами ψ_{1d0} та ψ_{1q0}

$$\begin{cases} (T_{11}p + 1)\psi_{1d} = T_{11}U_{1d} + \psi_{\epsilon} + T_{11}\omega\psi_{1q0} \\ (T_{11}p + 1)\psi_{1q} = T_{11}U_{1q} - T_{11}\omega\psi_{1d0} \\ Jp\omega = \frac{m_1 Z_n \psi_{\epsilon}}{2L_1} \psi_{1q} - M_c \end{cases}, \quad (7)$$

дає можливість отримати лінеаризовану структурну схему синхронного електродвигуна з постійними магнітами на роторі, що наведена на рис. 3.

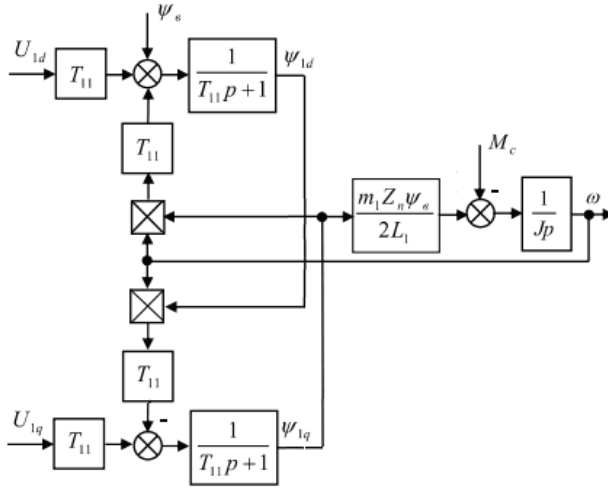


Рис. 2. Структурна схема BLDC двигуна з постійними магнітами на роторі

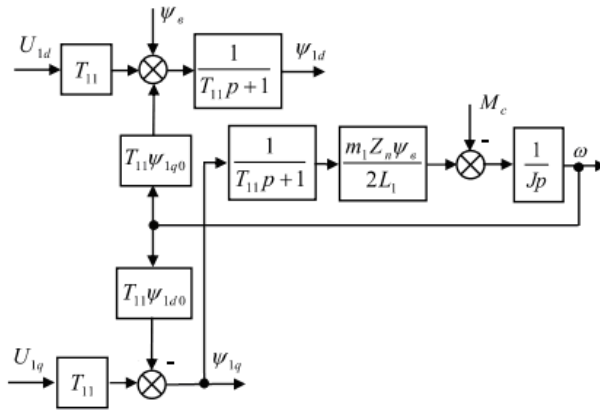


Рис. 3. Лінеаризована структурна схема BLDC двигуна

За допомогою отриманої лінеаризованої структурної схеми визначаються передаточні функції (ПФ) синхронного електродвигуна з постійними магнітами на роторі відносно до керуючого впливу U_{1q} та до впливу статичного навантаження M_c :

$$W_{\text{дв}2}(p) = \frac{\omega(p)}{U_{1q}(p)} = \frac{1}{\psi_{1d0} (T_{e1} T_{m1} p^2 + T_{m1} p + 1)}, \quad (8)$$

$$W_{\text{дв}2}(p) = \frac{\omega(p)}{M_c(p)} = -\frac{T_{m1} (T_{e1} p + 1)}{J (T_{e1} T_{m1} p^2 + T_{m1} p + 1)}. \quad (9)$$

У формулах (8) та (9) уведені позначення:

$$T_{e1} = T_{11}, T_{m1} = \frac{2JL_1}{m_1 Z_n \psi_{1d0} \psi_e T_{11}}.$$

Слід зазначити, що передаточна функція (8) з великою точністю повторює вираз (1).

Дещо інший підхід до опису синхронної машини, працюючої у режимі ВД, полягає в урахуванні кута комутації θ [5, 6, 12, 13].

У цьому випадку рівняння руху синхронного безщіткового електродвигуна виглядає так:

$$\begin{cases} \gamma U \sin \theta = R_1 I_{1d} + L_1 \frac{dI_{1d}}{dt} - \omega L_1 I_{1q} \\ \gamma U \cos \theta = R_1 I_{1q} + L_1 \frac{dI_{1q}}{dt} + \omega L_1 I_{1d} + E \end{cases}, \quad (10)$$

де γ – шпаруватість імпульсів широтно-імпульсної модуляції (ШІМ, *Pulse Width Modulation – PWM*); U – опорна напруга модуляції; E – ЕРС обертання, що наводиться у статорній обмотці.

Система рівнянь (10) дозволяє отримати передаточні функції та механічні характеристики синхронної машини, працюючої у режимі ВД.

Існує також підхід до математичного опису безщіткового синхронного двигуна з постійними магнітами у вигляді нелінійних рівнянь та структурних схем, аналогічних системі (6) та схемі, зображеній на рис. 2, з деякими модифікаціями з вибору систем координат та керуючих впливів.

Наприклад, у [1, 10] показано, що за наведеними вище принципами можлива побудова високоефективних систем керування електрорушійними багатоцільових автономних плавальних апаратів.

Принцип побудови електрорушійного апарату заснований на спрощеній моделі вентильного електроприводу на основі *BLDC* із мінімальною апаратною надмірністю схеми. Електропривод на основі *BLDC* двигуна є синергетичним об'єднанням

електромеханічної системи синхронного електричного двигуна із збудженням від постійних магнітів та електронного комутатора. Оскільки керування ключами мостового інвертора здійснюється за командами енкодера, то таким чином реалізується жорсткий зворотний зв'язок за просторовим положенням ротора, що визначає алгоритм підключення обмоток *BLDC* двигуна до джерела постійного струму. Щітково-колекторний пристрій, по суті, є механічним комутатором, а його аналог – електронний комутатор *BLDC* двигуна. Саме ця властивість дозволяє провести аналогію між моделлю вентильного електроприводу на основі *BLDC* двигуна та моделлю класичного щіткового електродвигуна постійного струму (1), у якого секції обмотки якоря за допомогою щітково-колекторного пристрою підключаються до постійного джерела напруги.

Структурна схема, з елементами принципової схеми, системи керування швидкістю електропривода на основі *BLDC* двигуна електрорушії наведена на рис. 4.

Відзначимо, що налаштування такої системи починається з внутрішнього контуру, вихідна координата якого (струм) змінюється набагато швидше вихідної координати зовнішнього контуру – контуру швидкості. При налаштуванні електрорушії є вимоги до статичних і динамічних властивостей контурів і всієї системи: відсутність статичної помилки при стрибкоподібному відпрацюванні навантаження, забезпечення змін режимів швидкості (стрибком задаючого сигналу) з перерегулюванням, яке не повинно перевищувати 5 %. Є й інші спеціальні вимоги до режимів роботи електрорушіїв (наприклад, автономних плавальних апаратів), які залежать від типу і призначення судна.

Контур струму електропривода (рис. 4) стабілізує струм на заданому регулятором швидкості рівні, при цьому контур струму є практично безінерційним з наступних причин:

– напруга джерела живлення U_d завжди набагато перевищує ЕРС самоіндукції використаного двигуна, що дозволяє форсувати процеси наростання і спаду струму I у діапазоні його обмеження (від $+I_{max}$ до $-I_{max}$) за час, який набагато менший сумарної електромагнітної сталої часу. Саме тому електромагнітна стала часу і зворотний зв'язок за ЕРС *BLDC* електродвигуна майже не впливають на динамічні характеристики електрорушії;

– на сучасній елементній базі регулятор струму, датчик струму і блок силових транзисторних ключів конструктивно нескладно виконати практично безінерційними.

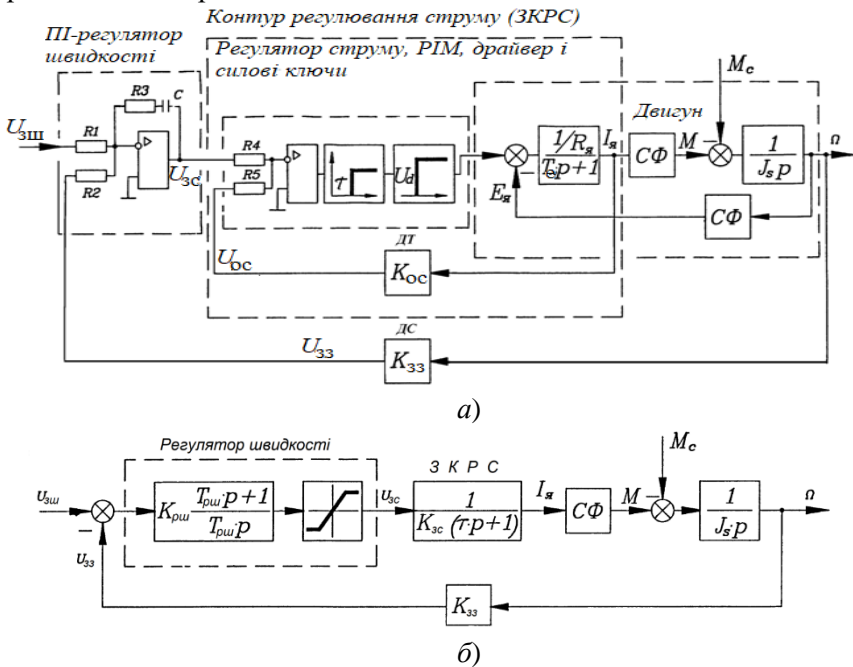


Рис. 4. Структурна схема, з елементами принципової (а), спрощеної системи керування швидкістю (б) електропривода рушія

При моделюванні, замкнутий контур регулювання струму ЗКРС можна наближено представити аперіодичною ланкою зі сталою часу $\tau = 1 \text{ мс}$ і статичним коефіцієнтом передачі ланки $K_c = 1/K_{3с}$.

Оптимізація контуру швидкості здійснюється на «технічний оптимум», для якого ПФ розімкнутого контуру швидкості набирає вигляду

$$W_{\text{ркш}}(p) = \frac{1}{2\tau p \cdot (\tau p + 1)},$$

і на частоті зрізу $(0,5\tau)$ логарифмічна амплітудно-частотна характеристика забезпечує запас за фазою у $63,5^\circ$.

Висновки і перспективи подальших досліджень. З наведених рівнянь і структурних схем, з урахуванням використаної термінології, можна побачити, що деякі фрагменти математичних моделей

представляють взаємодію перетворювачів енергії та керуючої інформації. Саме тому:

– збудження від постійних магнітів дозволяє суттєво спростити модель еквівалентної обмотки збудження *BLDC* двигуна у порівнянні з моделлю синхронної електричної машини з електромагнітним збудженням (є достатнім уявити обмотку збудження, як незалежне джерело ЕРС із власним внутрішнім опором). Тоді ЕРС, що наводяться у фазах *BLDC* двигуна, не міститимуть складових, пропорційних похідній струму за часом, що протікає в еквівалентній обмотці збудження;

– у моделі вентильного електроприводу на основі *BLDC* двигуна легко передбачити можливість зміни частоти обертання у широких межах. Тому обов'язковим є включення до складу моделі механічної підсистеми, що дозволяє визначати миттєву частоту обертання ротора двигуна. Передача частоти обертання у допоміжну схему, що здійснює інтегрування, уможливило отримання інформації про становище ротора у будь-який момент часу (моделювання роботи енкодера є окремим завданням);

– синергетичне об'єднання у складі електроприводу наведених компонентів (рис. 4, а) не впливає на їх сумісну роботу. Однак для побудови замкнутої системи управління модель, що наведена на рис. 2 може виявитися надмірною, оскільки, при її розвиненні, здатна враховувати всі електромагнітні процеси та процеси перемикання (енкодера, ключів, логічних елементів), що різко обмежує швидкість розрахунків і ускладнює синтез контролерів. Тому найпростіша аналогія між електромеханічним перетворювачем та керованого інвертором може становити основну особливість і проблему математичного моделювання електроприводу з *BLDC* двигуном, що потребує подальшого розвинення;

– структурне уявлення електроприводу на основі *BLDC* двигуна (рис. 4), з урахуванням прийнятих припущень та спрощень, дозволяє реалізувати, наприклад, засобами *MatLab/Simulink*, його математичну модель і подальший синтез контролерів струму та швидкості.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Volyanska Ya., Volyanskiy S., Onishchenko O. Brushless valve electric drive with minimum equipment excess for autonomous floating vehicle / Ya. Volyanska, S. Volyanskiy, O. Onishchenko // *Electrical Engineering & Electromechanics*. – 2017. – № 4. – P. 26-33.

2. Jeon H., Hur J., Yoon K. Control Method for Performance Improvement of BLDC Motor used for Propulsion of Electric Propulsion Ship / H. Jeon, J. Hur, K. Yoon // *Journal of the Korean Society of Marine Environment and Safety*. The Korean Society of Marine Environment and Safety. – 2019. – Vol. 25. – Issue 6. – P. 802-808. – Режим доступу : <https://doi.org/10.7837/kosomes.2019.25.6.802>

3. Jeon H. M., Kim S. W., Kim J. S. Comparative analysis for selection of electric propulsion motors for small-sized ships with DC distribution / H. M. Jeon, S. W. Kim, J. S. Kim // *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*. The Korean Society of Marine Environment and Safety. – 2018. – Vol. 42. – № 10. – P. 836-842. – Режим доступу : <https://doi.org/10.5916/jkosme.2018.42.10.836>

4. Ho-Yong Choi. Design of permanent Synchronous Motor for Ship Propulsion / Choi Ho-Yong // *Proc. of International Conference on Electrical Machines and Systems «ICEMS-2009»*. – 2009. – Vol. 1. – P. 209-223.

5. Krishnan R. Permanent Magnet Synchronous and Brushless DC Motor Drives / R. Krishnan // *Mechanical Engineering*, Marcel Dekker, CRC Press. – 2009. – 612 p. ISBN-10: 0824753844.

6. Chang-liang Xia. Permanent Magnet Brushless DC Motor Drives and Controls / Xia C.-li. // Wiley. – 2012. – 304 p. ISBN-10: 1118188330.

7. Design of the Unidirectional Current Type Coreless DC Brushless Motor for Electrical Vehicle with Low Cost and High Efficiency / K. Yasuhiro, T. Amarsanaa, Y. Araki etc. // *IEEE – International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion «SPEEDAM-20210»*. – 2010. – P. 1036-1039.

8. Review of permanent magnet brushless DC motor basic drives based on analysis and simulation study / S. Niapour, G. Garjan, M. Shafier etc. // *International Review of Electrical Engineering*. – 2014. – Vol. 9. – № 5. – P. 930-957.

9. Yoon D. Y. Control technical of DC motor / D. Y. Yoon // *Ohm PRESS*. – 2015. – P. 15-16.

10. Розвиток сучасної теорії і практики технічної експлуатації морського і річкового флоту: концепції, методи, технології. Монографія / [А. Букарос, Я. Волянська, С. Волянський і ін.] ; За наук. ред. В. Голікова та О. Онищенко. – Миколаїв: Ліон. – 2022. – 396 с. – Режим доступу: DOI: 10.6084/m9.figshare.20279652. ISBN 978-617-534-687-7.

11. Dwivedi A., Tiwari A. A review: Speed control of brushless DC motor / A. Dwivedi, A. Tiwari // International Journal of Bio Science and Technology. – 2013. – Vol. 1. – № 6. – P. 14-19.

12. Janpana I., Chaisricharoenb R., Boonyananta P. Control of the Brushless DC Motor in Combine Mode / I. Janpana, R. Chaisricharoenb, P. Boonyananta // Proc. International Science, Social Sciences, Engineering and Energy Conference - 2011. Published by Elsevier Ltd. Selection and/or peer-review under responsibility of «I-SEEC-2011». Procedia Engineering. – 2012. – № 32. – P. 279-285.

13. Xitai W., Xuexiu Z., Lifeng L., Bingshan L. Brushless DC Motor Speed Control System of the Walking Aids Machine / W. Xitai, Z. Xuexiu, L. Lifeng, L. Bingshan // IEEE – International Conference on Intelligent Networks and Intelligent Systems «ICINIS-2009». – 2009. – P. 589-592.

РЕФЕРАТИ

Sagin S., Kuropyatnyk O., Tkachenko I. Ensuring the environmental friendliness of marine diesel engines of specialized ships

The features of ensuring the environmental friendliness of marine diesel engines of specialized ships are considered. The requirements of the International Maritime Organization for the emission of nitrogen oxides from the exhaust gases of marine diesel engines are given. Determined that, emission of nitrogen oxides with exhaust gases marine diesel engines is regulated by the requirements of Annex VI MARPOL. In accordance with the Tier-I, Tier-II, Tier-III standards the maximum amount of nitrogen oxides in exhaust gases should not exceed the values determined by special expressions. The studies were carried out on a Drillships class vessel with Deadweight 60,086 ton. The exhaust gas recirculation system, which is installed on a 16V32 STX-MAN diesel engine, is considered. It is shown that a feature of the operation of exhaust gas recirculation systems is the determination of the optimal degree of recirculation. The aim of the study is to determine the optimal degree of recirculation of exhaust gases of a 16V32 STX-MAN marine diesel. During the research, the optimal degree of exhaust gas recirculation varied in the range of 3...21 %, the load on the diesel – in the range of 35...95 % of the rated power. It was established that in this case, the emission of nitrogen oxides decreases up to 7.7...33.6 %, the specific fuel consumption increases up to 0.2...3.5 %. The deterioration of the combustion process (caused by the intake of not only air, but also exhaust gases into the diesel cylinder) leads to an increase in the temperature of the exhaust gases and increases the temperature tension of the diesel engine. It has been experimentally established that the use of the exhaust gas recirculation system in the range of values 18...21 % at operating conditions corresponding to 35...55 % load, leads to a critical increase in exhaust gas temperature. Recirculation of exhaust gases, as a way to ensure the environmental performance of marine diesel engines, it is advisable to use in the range of values 9...15 %. At the same time, in all operating modes of the diesel engine (at loads of 0.35...0.95 % of the rated power), a decrease in nitrogen oxide emissions by 16.3...29.3 % and an increase in specific fuel consumption by 1.6...2.0 % are provided. Future studies should be directed at the development of the criteria for the environmental stability of sea vessels.

Keywords: maritime transport; marine diesel engine; emission of nitrogen oxides; exhaust gas recirculation; optimal degree of recirculation, specific fuel consumption

Сагін С.В., Куропятник О.А., Ткаченко І.В. Забезпечення екологічності суднових дизелів спеціалізованих суден

Розглянуто особливості забезпечення екологічності суднових дизелів спеціалізованих суден. Наведено вимоги Міжнародної морської організації до емісії оксидів азоту з випускними газами суднових дизелів. Визначено, що емісія оксидів азоту з випускними газами суднових дизелів регулюється вимогами Додатку VI MARPOL. Відповідно до стандартів Tier-I, Tier-II, Tier-III максимальна кількість оксидів азоту в випускних газах не повинна перевищувати значень, визначених спеціальними виразами. Дослідження проводились на судні класу Drillships дедвейтом 60086 тонн. Розглянуто систему рециркуляції випускних газів, яка встановлена на дизелі 16V32 STX-MAN. Показано, що особливістю роботи систем рециркуляції випускних газів є визначення оптимального ступеня рециркуляції. Метою дослідження є визначення оптимального ступеня рециркуляції випускних газів суднового дизеля 16V32 STX-MAN. Під час досліджень ступінь рециркуляції випускних газів змінювалась в межах 3...21 %, навантаження на дизель – у межах 35...95 % від номінальної потужності. Встановлено, що за цих умов знижуються емісія оксидів азоту на 7,7...33,6 %, зростає питома витрата палива на 0,2...3,5 %. Погіршення процесу згоряння (зумовлене надходженням не тільки повітря, а також випускних газів у циліндр дизеля) призводить до підвищення температури випускних газів і підвищення температурної напруги дизеля. Експериментально встановлено, що використання системи рециркуляції випускних газів в діапазоні значень 18...21 % на режимах роботи, що відповідають 35...55 % навантаженню, призводить до критичного підвищення температури випускних газів. Рециркуляцію випускних газів, як спосіб забезпечення екологічності суднових дизелів, доцільно використовувати в діапазоні значень ступеню рециркуляції 9...15 %. При цьому на всіх режимах роботи дизеля (при навантаженнях 0,35...0,95 % від номінальної потужності) спостерігається зниження емісії оксиду азоту на 16,3...29,3 % і збільшення питомої витрати палива на 1,6...2,0 %. Подальші дослідження повинні бути спрямовані на розробку критеріїв екологічної стійкості морських суден.

Ключові слова: морський транспорт; судновий дизель; емісія оксидів азоту; рециркуляція випускних газів; оптимальний ступінь рециркуляції, питома витрата палива

Сагін А.С., Заблоцький Ю.В. Регенерація змащувальних властивостей моторних палив і мастил під час експлуатації суднових дизелів

Запропоновані технологічні рішення, що сприяють регенерації змащувальних властивостей моторних палив і мастил під час експлуатації суднових дизелів. Визначено, що надійна експлуатація суднових дизелів вимагає здійснення контролю якості та підтримання експлуатаційних характеристик моторних палив і масел. Вивчалась можливість регенерації змащувальних властивостей палива та мастила, що використовуються під час експлуатації суднових дизелів. Дослідження виконувались у науковій лабораторії та на морському судні класу General Cargo дедевейтом 19700 тонн на суднових дизелях 6S50MC-C MAN-Diesel та 5L23/30 MAN-Diesel. Дослідження проводилися для різних сортів судового палива: малов'язкого DMA, середньов'язкого RMB30, важкого RMG380; та мастил Castrol TLX XTRA204, Castrol Cylltex40SX. У науковій лабораторії визначалися: значення сили тертя в сполученні, що імітує пари тертя вал-вкладиш та плунжер-втулка паливного насосу високого тиску; значення в'язкості в граничному шарі моторного палива або мастила; значення товщини граничного шару. На морському судні визначався технічний стан пар тертя вал-вкладиш, плунжер-втулка паливного насосу високого тиску, голка-розпилювач форсунки, а також вміст механічних домішок у моторному мастилi для двох умов експлуатації паливної системи та системи мащення: без використання та з використанням додаткової гідродинамічної активації палива або мастила. Встановлено, що одним з методів регенерації змащувальних властивостей суднових палив та мастил є використання гідродинамічних активаторів, які здійснюють силове навантаження на механічні домішки та воду, зменшуючи їх адгезійні зв'язки з вуглецем та воднем та поновлюючи ланцюгову побудову граничного змащувального шару палива або мастила. Експериментально доведено, що регенерація змащувальних властивостей моторних палив і мастил сприяє зменшенню втрат енергії на продавання сил тертя та підвищенню в'язкості змащувального шару палива або мастила, що виявляється в зниженні зносу в трибосполученнях вал-вкладиш підшипника та плунжер-втулка паливного насосу високого тиску.

Ключові слова: морський транспорт, судновий дизель, моторне паливо, моторне мастило, в'язкість, змащувальна властивість, мастильний шар, гідродинамічна активація, технічний стан

Sagin A.S., Zablotzkyi Yu.V. Regeneration of lubricating properties of motor fuels and lubricating oils during the operation of marine diesel engines

Technological solutions are proposed that contribute to the regeneration of the lubricating properties of motor fuels and lubricating oils during the operation of marine diesel engines. It is determined that the reliable operation of marine diesel engines requires quality control and maintenance of the operational characteristics of motor fuels and oils. The possibility of regeneration of the lubricating properties of fuel and oil used in the operation of marine diesel engines was studied. The research was carried out in a scientific laboratory and on a General Cargo class marine vessel with a deadweight of 19,700 tons using marine diesel engines 6S50MC-C MAN-Diesel and 5L23/30 MAN-Diesel. Research was conducted for different grades of marine motor fuel: low-viscosity DMA, medium-viscosity RMB30, heavy RMG380; and Castrol TLX XTRA204, Castrol Cyltex40SX engine oil. In the scientific laboratory, the following were determined: the value of the friction force in the coupling, which simulates the friction pairs of the shaft-insert and the plunger-sleeve of a high-pressure fuel pump; viscosity value in the boundary layer of motor fuel or motor oil; boundary layer thickness value. On the sea vessel, the technical condition of the shaft-liner friction pairs, the plunger-sleeve of the high-pressure fuel pump, the needle-sprayer of the nozzle, as well as the content of mechanical impurities in the engine oil were determined for two operating conditions of the fuel system and the circulation lubrication system: without use and with the use of additional hydrodynamic activation of fuel or oil. It has been established that one of the methods of regenerating the lubricating properties of marine fuels and lubricating oils is the use of hydrodynamic activators, which exert force on mechanical impurities and water, reducing their adhesive bonds with carbon and hydrogen and restoring the chain structure of the boundary lubricating layer of fuel or mass. It has been experimentally proven that the regeneration of the lubricating properties of motor fuels and lubricating oils contributes to the reduction of energy losses to overcome frictional forces and the increase of the viscosity of the lubricating layer of fuel or oil, which is manifested in the reduction of wear in the tribocouplings of the shaft-liner of the bearing and the plunger-sleeve of the high-pressure fuel pump.

Key words: marine transport, marine diesel, motor fuel, motor oil, viscosity, lubricating properties, lubricating layer, hydrodynamic activation, technical condition

Сагін С.В., Побережний Р.В. Аналіз ефективності використання в суднових дизелях палив різного фракційного та структурного складу

Виконана оцінка ефективності використання в суднових дизелях палив різного фракційного та структурного складу. Завданням дослідження було визначення ефективності використання в суднових дизелях палив різного фракційного та структурного складу. Дослідження виконувались на судні класу General Cargo на суднових середньооборотних дизелях MAN-Diesel&Turbo 5L23/30H які використовувались як допоміжні двигуни. Під час експлуатації дизелів використовувались моторні палива DMA, RME180, RMG380. Дизелі експлуатувались виключно на одному сорті палива (що було можливо за рахунок їх підключення до паливних танків, в яких зберігалось різне паливо): перший – на моторному паливі DMA, другий – на RME180, третій – на RMG380. В циркуляційній системі мащення всіх дизелів використовувалось моторне мастило Shell Melina S30. Для кожного дизеля визначались температура випускних газів (при цьому в цей часовий період дизелі експлуатувались на рівному навантаженні) та виконувався аналіз циркуляційного мастила на вміст механічних домішок. Експериментальними дослідженнями встановлено, що для суднових моторних палив DMA, RME180, RMG380 (які вказані в порядку погіршення структурного та фракційного складу) характерно: 4...8 % підвищення температури випускних газів (для діапазону навантажень в межах 60...80 % від номінального значення); 1,6...2-х кратне збільшення продуктів зносу в моторному мастилі, яке використовується в системі циркуляційного мащення. Моторні палива погіршеного структурного та фракційного складу (через їх меншу вартість) сприяють зниженню експлуатаційних витрат на судову енергетичну установку, але при цьому збільшується температурне навантаження та підвищують контактні напруження в парах тертя суднових дизелів. Тому під час розробці рекомендацій по використанню подібних палив необхідно виконувати комплексу оцінку: економічну – яка сприятиме визначенню фінансових витрат та експлуатацію дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту, та теплоенергетичну – за допомогою якої визначається зміна технічного стану та попереджається критична та надкритична експлуатація дизелів.

Ключові слова: морський транспорт, судовий дизель, моторне паливо, структурний склад, фракційний склад моторне мастило, технічний стан, експлуатація дизелів морських суден

Sagin S.V., Poberezhnyi R.V. Analysis of the effectiveness of using fuels of different fractional and structural composition in marine diesel engines

An evaluation of the effectiveness of the use of fuels of different fractional and structural composition in marine diesel engines has been carried out. The task of the research was to determine the effectiveness of using fuels of different fractional and structural composition in marine diesel engines. The studies were carried out on General Cargo class vessels using MAN-Diesel&Turbo 5L23/30H medium-speed marine diesel engines, which were used as auxiliary engines. When operating diesel engines, DMA, RME180, RMG380 motor fuels were used. Diesels were operated exclusively on one type of fuel (which was possible due to their connection to fuel tanks in which different fuels were stored): the first - on DMA motor fuel, the second - on RME180, the third - on RMG380. Shell Melina S30 engine oil was used in the circulating lubrication system of all diesel engines. For each diesel engine, the temperature of the exhaust gases was determined (at the same time, during this period, the diesel engines were operated at the same load) and the circulation oil was analyzed for the content of mechanical impurities. Experimental studies have established that for marine motor fuels DMA, RME180, RMG380 (indicated in the order of structural and fractional composition deterioration) the following is characteristic: 4...8% increase in exhaust gas temperature (for a range of loads within 60...80% of the nominal value); 1.6...2-fold increase in wear products in motor oil used in the circulation lubrication system. Motor fuels with a reduced structural and fractional composition (due to their lower cost) contribute to the reduction of operating costs for the ship's power plant, but at the same time increase the temperature load and increase the contact stresses in the friction pairs of ship's diesel engines. Therefore, when developing recommendations for the use of such fuels, it is necessary to carry out a comprehensive assessment: economic - which will contribute to the determination of financial costs and the operation of diesel engines of marine and inland water transport vessels, and thermal energy - which will help determine the change in the technical condition and prevent critical and supercritical operation of diesel engines.

Key words: marine transport, marine diesel, motor fuel, structural composition, fractional composition of motor oil, technical condition, operation of marine diesels

Мадей В.В., Волков О.М. Оптимізація процесу паливоподачі дизелів суден морського транспорту під час використання паливних сумішей до складу яких входить біодизельне паливо

Надані рекомендації щодо оптимізація процесу паливоподачі дизелів суден морського транспорту під час використання паливних сумішей до складу яких входить біодизельне паливо. Розглянута паливна система суднових середньооберткових дизелях 6Н17/28 Hyundai Heavy Industries, які в кількості трьох входили до складу енергетичної установки морського судна дедвейтом 14745 тонн. Під час випробувань контур подачі палива до одного з дизелів не змінювався та він експлуатувався на паливі RMA10 (з в'язкістю 6,5...6,7 сСт і вмістом сірки 0,35 %). В'язкість палива дозволяє додавати в нього біодизельне паливо (з в'язкістю 4,5...5 сСт і вмістом сірки 0,01 %). Вміст біодизельного палива в паливній суміші змінювався в інтервалі 5 ... 20 %. Паливна суміш подавалася до двох інших дизелів. Випробуваннями доведено, що використання в суднових дизелях паливних сумішей до складу яких входить біодизельне паливо сприяє підвищенню екологічності їх роботи. Експериментально встановлено, що для суднового дизеля 6Н17/28 Hyundai Heavy Industries під час використання паливної суміші, яка складається з 80...95 % палива RMA10 та 20...5 % біопалива FAME, забезпечується ≈ 25 % зниження емісії оксидів азоту NO_x та ≈ 20 % зниження емісії оксидів вуглецю CO_2 . Одночасно з цим до 8,2 % збільшується питома витрата палива. Найбільш оптимальною сумішшю є така, що містить 10...15 % біодизельного палива. Також доведено, що використання паливних сумішей, до складу яких входить паливо біологічного походження, призводить до зсуву процесу згоряння на лінію розширення. Шляхом оптимізації процесу паливоподачі (а саме через зміну кута випередження впорскування) можливо зміщення процесу згоряння в бік верхньої мертвої точки та підтримання максимального тиску згоряння на рівні, що відповідає використанню палива нафтового походження (без утворення його суміші з біодизельним паливом). Експериментально встановлено, що для навантажень в діапазоні 30...80 % спостерігається наявність оптимального кута випередження впорскування палива, який забезпечує збільшення максимального тиску згоряння та зменшення температури випускних газів.

Ключові слова: морський транспорт; судновий дизель; емісія оксидів азоту; рециркуляція випускних газів; оптимальний ступінь рециркуляції, питома витрата палива, процес згоряння палива

Madey V.V., Volkov O.M. Optimization of the fuel supply process for diesel engines of marine transport using fuel mixtures that include biodiesel fuel

Recommendations are provided for optimizing the process of fueling diesel engines of marine transport vessels when using fuel mixtures that include biodiesel fuel. The fuel system of marine medium-speed diesel engines 6H17/28 Hyundai Heavy Industries, which in the amount of three were part of the power plant of a marine vessel with a deadweight of 14745 tons, is considered. During the tests, the fuel supply circuit to one of the diesel engines was not changed and the diesel was operated on RMA10 fuel (with a viscosity of 6.5...6.7 cSt and a sulfur content of 0.35 %). The viscosity of the fuel allows adding biodiesel fuel to it (with a viscosity of 4.5...5 cSt and a sulfur content of 0.01 %). The content of biodiesel fuel in the fuel mixture varied in the range of 5...20 %. The fuel mixture was supplied to two second diesel engines. Tests have proven that the use of fuel mixtures in marine diesel engines, which include biodiesel fuel, contributes to the improvement of the environmental friendliness of their operation. It was experimentally established that for the marine diesel engine 6H17/28 Hyundai Heavy Industries when using a fuel mixture consisting of 80...95 % RMA10 fuel and 20...5 % FAME biofuel, a ≈ 25 % reduction in NO_x emissions and ≈ 20 % CO₂ emissions is provided. With this, the specific fuel consumption increases to 8.2 %. The most optimal mixture is a mixture that contains 10...15 % of biodiesel fuel. It is also proven that the use of fuel mixtures that contain biodiesel fuel leads to a shift in the combustion process to the expansion line. By optimizing the fuel supply process (by changing the injection advance angle), it is possible to shift the combustion process towards the top dead center and maintain the maximum combustion pressure at a level that corresponds to the use of petroleum fuel (without creating a mixture with biodiesel fuel). It was experimentally established that for loads in the range of 30...80 %, there is an optimal fuel injection advance angle, which provides an increase in the maximum combustion pressure and a decrease in the temperature of the exhaust gases.

Keywords: sea transport; marine diesel; emission of nitrogen oxides; recirculation of exhaust gases; optimal degree of recirculation, specific fuel consumption, fuel combustion process

Столярік Т.О. Вдосконалення процесів мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту

Запропонована технологічні рішення, що сприяють вдосконаленню процесів мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту. Завданням дослідження було визначення впливу структурних характеристик адсорбційного шару моторного мастила (крайових кутів змочування та товщини) на експлуатаційні показники суднового дизеля, в системі циркуляційного мащення якого воно використовується. Дослідження виконувались на суднових середньо-обертових дизелях 6L16/24 MAN Diesel, які входили до складу допоміжної енергетичної установки судна типу General Cargo дедвейтом 15600 тонн. Як спосіб, що забезпечує підвищення структурних характеристик моторного мастила було обрано додавання поверхнево-активних речовин. Ці речовини послідовно додавались в загальний об'єм циркуляційного мастила, що знаходилось в системі мащення. Для виконання завдання дослідження під час проведення експерименту визначався механічний коефіцієнт корисної дії дизеля, тиск стиснення, температура випускних газів, а також фіксувалися значення загального лужного числа мастила у відповідні часові інтервали його роботи. Проведеними дослідженнями встановлено взаємозв'язок структурних показників моторних мастил (зокрема крайового кута змочування та товщини адсорбційного шару) та експлуатаційних показників суднових дизелів (зокрема тиску стиснення, механічного коефіцієнту корисної дії, температури випускних газів). Збільшення значень вказаних структурних показників моторного мастила (яке досягається шляхом додавання до моторного мастила поверхнево-активних речовин) забезпечує зменшення механічних втрат під час отримання корисної роботи. Порівняння експлуатаційних характеристик суднового дизелю 6L16/24 MAN Diesel свідчить, що використання моторного мастила з більш вираженими структурними показниками на протязі 1000 годинної роботи забезпечує: відносне збільшення тиску стиснення в діапазоні 0,97...6,19 %; відносне збільшення механічного коефіцієнту корисної дії в діапазоні 0,11...2,23 %; відносне зменшення температури випускних газів в діапазоні 0,7...5,34 %; відносне збільшення загального лужного числа в діапазоні 0,69...18,66 %.

Ключові слова: морський транспорт; судновий дизель; циркуляційна система мащення, моторне мастило, структурні показники моторного мастила, експлуатаційні показники суднового дизеля

Stoliaryk T.O. Improving the processes of lubrication of diesel engines of ships of sea and inland water transport

Technological solutions are proposed that contribute to the improvement of the processes of lubrication of diesel engines of ships of sea and inland water transport. The task of the study was to determine the influence of the structural characteristics of the adsorption layer of engine oil (wetting angles and thickness) on the performance of a marine diesel engine, in the circulating lubrication system of which it is used. The studies were carried out on marine medium-speed diesel engines 6L16/24 MAN-Diesel, which were part of the auxiliary power plant of a General Cargo vessel with a deadweight of 15,600 tons. The addition of surfactants has been chosen as a method that improves the structural characteristics of the engine oil. These substances were sequentially added to the total volume of circulating oil, which was in the lubrication system. To fulfill the research task, during the experiment, the mechanical efficiency of the diesel engine, compression pressure, exhaust gas temperature were determined, and the values of the total base number of the oil were recorded in the corresponding time intervals of its operation. The conducted studies established the relationship between the structural parameters of motor oils (in particular, the contact angle and the thickness of the adsorption layer) and the performance of marine diesel engines (including compression pressure, mechanical efficiency, exhaust gas temperature). An increase in the values of these structural parameters of engine oil (which is achieved by adding surfactants to the engine oil) provides a decrease in mechanical losses when obtaining useful work. Comparison of performance characteristics of marine diesel engine 6L16/24 MAN-Diesel shows that the use of engine oil with more pronounced structural parameters during 1000 hours of operation provides: a relative increase in compression pressure in the range of 0.97...6.19 %; relative increase in mechanical efficiency in the range of 0.11...2.23 %; relative decrease in exhaust gas temperature in the range of 0.7...5.34 %; relative increase in the total base number in the range of 0.69...18.66 %.

Key words: maritime transport; marine diesel; oil circulation system, motor oil, structural parameters of motor oil, marine diesel performance

Korniiyevych S., Borisov V., Shestopalov K., Khliyeva O., Zhelezny V. Eco-energy analysis of the expediency of nanoadditive C60 fullerene to the compressor oils for small refrigerating appliances

The paper analyzes the expediency of using fullerene C₆₀ nanoadditives to compressor oil of small vapor-compression refrigerator appliances in order to increase their environmental and energy efficiency. For analysis, it is suggested to use specific eco-energy efficiency indicator together with traditional energy efficiency index. The proposed indicator characterizes the appliance life cycle equivalent emission of greenhouse gases (direct and indirect) per unit of produced refrigeration (kg CO₂/kW·h). The specific eco-energy efficiency indicator was evaluated for the GN 2/1 GGPv 6570 freezer and the GN 2/1 GKPv 6573 refrigerator when propane (R290) and two different compressor oils with C₆₀ fullerene admixtures were used as the working fluid, as well without them. Promising "natural" refrigerant R290 is forbidden to be used in marine refrigeration due to flammability, except of small onboard refrigeration equipment with a mass charge up to 150 g, which has been considered in study.

Experimental data on cooling capacity and power consumption obtained previously on set-up with an Embraco Aspera EMT 6152 U compressor in the boiling temperature range of 252...271 K and at a condensing temperature of 318.5 ± 1.0 K were used for the analysis. Fullerene C₆₀ content in oils were following: 0.223·10⁻⁴ g·g⁻¹ C₆₀ in RENISO SP46 oil and 6.837·10⁻⁴ kg·kg⁻¹ C₆₀ in ProEco® RF22S oil.

It was shown that C₆₀ fullerene admixtures lead to an increase in the specific eco-energy efficiency indicator by an amount from 6.2% to almost 25%, depending on the selected compressor lubricant and the mode of operation of the refrigeration device.

It was shown the prospects of proposed approach to the analysis of ship refrigerating equipment of various capacity.

Keywords: Small refrigeration device, Compressor oil, nano-admixture of fullerene C₆₀, Greenhouse gases, Energy efficiency index, Eco-energy efficiency indicator

Корнієвич С. Г., Борисов В. О., Шестопалов К. О., Хлієва О. Я., Железний В. П. Еколого-енергетичний аналіз доцільності використання нанодобавки фулерен C₆₀ до компресорних мастил у малих холодильних приладах

У роботі аналізується доцільність використання нанодобавки фулерен C₆₀ до компресорних мастил малих парокомпресійних холодильних приладів з метою підвищення їх еколого-енергетичної ефективності. Для аналізу запропоновано використовувати питомий інди-

тор еколого-енергетичної ефективності сумісно з індексом енергетичної ефективності. Запропонований індикатор характеризує еквівалентну емісію парникових газів (пряму та непряму), що виробляється приладом за його життєвий цикл, віднесена до одиниці виробленого холоду (кг CO₂ /кВт·год). Була виконана оцінка питомого індикатора еколого-енергетичної ефективності для морозильної шафи GN 2/1 GGPv 6570 та холодильної шафи GN 2/1 GKPv 6573 при використанні у них в якості робочого тіла пропану (R290) та двох різних компресорних мастил як з домішками фулерену C₆₀, так й без них. Перспективний «натуральний» холодоагент R290 заборонено застосувати у судновому холодильному устаткуванні через його горючість, за винятком розглянутого в дослідженні малого холодильного обладнання з масою заправки до 150 г.

Для аналізу використовувалися отримані раніше на установці з компресором Embraco Aspera EMT 6152 U експериментальні данні з холодопродуктивності та споживаної потужності в інтервалі температур кипіння холодоагенту 252 ... 271 К та при температурі конденсації 318.5 ± 1.0 К. Зміст фулерена C₆₀ у мастилах був: 0.223·10⁻⁴ г·г⁻¹ C₆₀ в мастилі RENISO SP46 и 6.837·10⁻⁴ г·г⁻¹ C₆₀ в мастилі ProEco® RF22S.

Було показано, що домішки фулерену C₆₀ призводять до підвищення індикатора еколого-енергетичної ефективності на величину від 6.2 % до майже 25 % в залежності від обраного компресорного мастила и режиму роботи холодильного приладу.

Показано перспективність запропонованого підходу до аналізу суднового холодильного обладнання різної потужності.

Ключові слова: Малий холодильний прилад, Компресорне мастило, нано-домішка фулерен C₆₀, Парникові гази, Індекс енергетичної ефективності, Показник еколого-енергетичної ефективності

Zhuravlov Yu.I., Obertiur K.L., Kostyuchenko Ye.F., Yelinskyi I.E.

Peculiarities of wear of the working surfaces of parts of ship's technical equipment (STE)

The energy load of the contacting surfaces plays a significant role in the working units of parts of the STE. It largely depends on the speed of its movement and mass during long-term or cyclic loading of the working steam. At a high level of energy consumption, a decrease in the braking torque of sliding bearings is observed due to a drop in the dynamic coeffi-

cient of friction due to an increase in temperature on the working surfaces of the contacting elements. If the temperature of the friction surfaces exceeds the allowable one for the materials of the working pair, a decrease in braking efficiency is observed, and intensive wear of the working surfaces and their destruction occurs. At the same time, due to high temperature gradients on the surface of the metal friction element, high temperature stresses develop, which contribute to the initiation and development of microcracks, which leads to its destruction.

Loading on the couplings of STE parts, in particular, on the crankshaft of a piston engine under operating conditions is random, since most of the time the engines are operated in unstable modes. In addition, the fatigue resistance characteristics of the materials from which the crankshafts are made are also random values. Therefore, the interpretation of strength conditions should be based on probabilistic concepts [1].

Most of the structural elements of the ship work under conditions of cyclic loading, which creates favorable conditions for the development of fatigue cracks.

The analysis of the results of the destruction of STE parts using the example of crankshafts in operating conditions indicates that the largest number of them occurs on the cheek with the initiation of a fatigue crack in the connecting rod of the connecting rod neck and the cheek in the plane of the crank. The main cause of such breakdowns is a high stress concentration in the bars.

The purpose of this study is to improve the performance of the operating parameters of the contacting nodes of the STE parts with the application at the stage of their design of the results of a system approach to research on changes in the operating characteristics of the tribosystem.

Key words: ship technical equipment, fatigue failure, "shaft-sliding bearing" combination, wear, cyclic loading.

Журавльов Ю.І., Обертюр К.Л., Костюченко Є.Ф., Єлинський І.Е.
Особливості зношування робочих поверхней деталей суднових технічних засобів (СТЗ)

В робочих вузлах деталей СТЗ суттєву роль відіграє енерго-навантаженість їхніх контактуючих поверхонь. Вона в значній мірі при довготривалому або циклічному навантаженні працюючої пари залежить від швидкості її руху і масі. При високому рівні енерго-навантаженості спостерігається зниження гальмового моменту підшипників ковзання через падіння динамічного коефіцієнта тертя в

зв'язку з підвищенням температури на робочих поверхнях контактуючих елементів. Якщо температура поверхонь тертя перевизує допустиму для матеріалів працюючої пари, то спостерігається зниження ефективності гальмування, при цьому відбувається інтенсивний знос робочих поверхонь та їхнє руйнування. У той же час через великі температури градієнти на поверхні металевого елемента тертя розвиваються високі температурні напруження, які сприяють зародженню і розвитку мікротріщин, що призводить до його руйнування.

Навантаження на пару деталей СТС, зокрема, на колінчастий вал поршневого двигуна в умовах експлуатації носить випадковий характер, так як більшу частину часу двигуни експлуатуються на невстановлених режимах. Крім того, характеристики опору втомних матеріалів, з яких виготовляються колінчасті вали, також є випадковими величинами. Тому трактування умов міцності має ґрунтуватися на імовірнісних уявленнях [1].

Більшість конструктивних елементів судна працює у умовах циклічного навантаження, що створює сприятливі умови у розвиток втомних тріщин.

Аналіз результатів руйнування деталей СТС на прикладі колінчастих валів в умовах експлуатації свідчить, що найбільша їх кількість відбувається по щоці із зародженням втомної тріщини в галтелі сполучення шатунної шийки і щоки в площині кривошипа. Основною причиною таких поломок є висока концентрація напруги в галтелях.

Метою даного дослідження є покращення роботи експлуатаційних параметрів контактуючих вузлів деталей СТС із застосуванням на стадії їх проектування результатів системного підходу до досліджень зміни робочих характеристик трибосистеми.

Ключові слова: суднові технічні засоби, усталостное разрушение, сполучення «вал-підшипник ковзання», циклическое нагужение.

Аболешкін С.С., Кардашев Д.Л. Аналіз сучасних систем подачі газу низького та високого тиску на судових малообертових двигунах

Поставлено завдання підвищення екологічних показників судових малообертових дизелів. Показано, що найбільш перспективним методом зниження вмісту шкідливих домішок у відпрацьованих газах судових малообертових дизелів є використання газу різного походження як основне паливо.

Використання газового палива дозволяє значно знизити вміст шкідливих домішок, порівняно з паливами нафтового походження. Відсутність зольності покращує якість мастила, підвищує ресурс двигуна, знижує витрати на ремонт та обслуговування.

Аналіз досліджень і публікацій показав, що суміш утворення відбувається в циліндрі двотактного двигуна при закритих органах газорозподілу, із застосуванням систем подачі газу низького і високого тиску. Дослідженнями та застосуванням систем низького тиску займається фірма Wärtsilä, високого тиску – фірма MAN.

Завданням дослідження було вивчення конструктивних особливостей, визначення ефективності використання систем подачі газу низького та високого тиску на суднових малообертових двигунах.

У системі низького тиску передбачено подачу газу після закриття органів газообміну через спеціальні клапани. Запальне паливо подається з використанням спеціальних форсунок та акумуляторної системи малої продуктивності. Рівномірне сумішоутворення та розподіл температур у камері згоряння дозволяє знизити вміст NOx на 90%. Застосування системи низького тиску дозволяє знизити вартість та підвищити безпеку використання

У системі високого тиску газ подається в циліндр двигуна після того, як в циліндр подано запальну порцію палива з використанням спеціальних газових форсунок і модулів управління. Поряд із підвищенням екологічних характеристик застосування даного методу підвищує ефективні показники робочого процесу в широкому діапазоні навантажень дизеля. Використання газу під високим тиском ускладнює паливну систему, підвищує вимоги до її безпеки.

Різні системи подачі газу в циліндр двигуна дозволяють підвищити екологічну безпеку роботи малообертового судового дизеля, мають свої переваги та недоліки. Розвиток конструктивних рішень дозволить широко використовувати газ як основне паливо для судових малообертових дизелів.

Ключові слова: морський транспорт, судовий дизель, екологічні показники, газове паливо, системи подачі газового палива.

Aboleshkin S.E., Kardashev D.L. Analysis of modern low- and high-pressure gas supply systems on ship's low-speed engines

The task of increasing the ecology performance of marine low-speed diesel engines has been set. It is shown that the most promising method of reducing the content of harmful impurities in the exhaust gases of marine low-speed diesel engines is the use of gas of various origins as the main fuel.

The use of gas fuel allows you to significantly reduce the content of harmful impurities, compared to petroleum-based fuels. The absence of ash improves the quality of the lubricant, increases the life of the engine, and reduces repair and maintenance costs.

The analysis of research and publications showed that the formation of the mixture occurs in the cylinder of a two-stroke engine with closed gas distribution bodies, using low and high pressure gas supply systems. Research and application of low pressure systems is carried out by Wärtsilä, high pressure by MAN.

The task of the research was to study the design features, to determine the effectiveness of using low- and high-pressure gas supply systems on ship's low-speed engines.

In the low-pressure system, gas supply is provided after closing the gas exchange organs through special valves. Incendiary fuel is supplied using special nozzles and a battery system of low performance. Uniform mixture formation and temperature distribution in the combustion chamber allows to reduce the NO_x content by 90%. The use of a low-pressure system allows to reduce the cost and increase the safety of use.

In the high-pressure system, gas is supplied to the engine cylinder after an ignition portion of fuel is supplied to the cylinder using special gas nozzles and control modules. Along with the improvement of environmental characteristics, the use of this method increases the effective indicators of the work process in a wide range of diesel loads. The use of gas under high pressure complicates the fuel system and increases the requirements for its safety.

Different systems of gas supply to the engine cylinder allow to increase the ecology safety of the operation of a low-speed marine diesel, have their advantages and disadvantages. The development of constructive solutions will make it possible to widely use gas as the main fuel for ship's low-speed diesel engines.

Key words: marine transport, marine diesel, environmental indicators, gas fuel, gas fuel supply systems.

Афтанюк В.В., Кіріс О.В., Даниленко Д.В., Афтанюк А.В. Розробка інтегрованої конструкції скрубера для суднових енергетичних установок

У статті представлені результати узагальнення моделювання окремих елементів для суднових скрубєрів, що об'єднані в новій конструкції апарату.

Конструктивно скрубєр може виконуватися одноступеневим або багатоступеневим. Аналіз досвіду експлуатації таких апаратів свідчить, що більш доцільним є використання багатоступеневих скрубєрів. Ці апарати використовують декілька способів очищення газу, що забезпечує більш високу ступінь очистки.

У суднових умовах роботи суднових установок по знешкодженню газів виникає ряд експлуатаційних проблем:

- необхідність підключення декількох джерел викидів до одної установки очищення газів;
- збалансування гідравлічного режиму роботи апарату при зміні рівня навантаження;
- забезпечення ефективної багаторівневої очистки в одному апараті.

Для розробки інтегрованої конструкції скрубєра проведено вибір технічних рішень, що були досліджені раніше, та обрані найбільш необхідні.

Для вирівнювання полів швидкості доцільно розташувати між патрубками спеціальний додатковий місцевий опір у вигляді напівциліндру, причому цій опір повинен бути двохрядним.

Для збільшення ефективності апарату за рахунок поліпшення газонасиченості пінного прошарку, збільшення висоти динамічної піни на тарілці та зменшення забивання отворів, тарілку доцільно виконати у вигляді отворів оснащених пелюстками.

В результаті аналізу комп'ютерних CFD-моделей визначені технічні рішення, які інтегровані в конструкції скрубєра для суднових систем знешкодження газів.

В конструкції скрубєра об'єднані наступні технічні рішення:

- встановлення пінної тарілки;
- підтримка швидкості в завіхрувачі на рівні 10 м/с;

- обладнання скрубера додатковим двохшаровим місцевим опором;

- розташування вхідних патрубків під кутом 120° .

Для подальшого дослідження течій доцільно розробити збірну твердотільну модель інтегрованого скрубера та провести оптимізацію течій газу в апараті за допомогою комп'ютерного моделювання потоків – CFD моделювання.

Ключові слова: суднові скрубери, викиди судових двигунів, судові системи очищення газів, CFD- моделювання судових систем.

Aftaniuk V., Kiris O., Danylenko D., Aftaniuk A. Analysis of operation and modernization of gas injection valves of dual-fuel marine engines

The article presents the results of the generalization of the modeling of individual elements for ship scrubbers, which are combined in a new design of the device.

Structurally, the scrubber can be single-stage or multi-stage. Analysis of the experience of operating such devices shows that it is more appropriate to use multi-stage scrubbers. These devices use several methods of gas purification, which provides a higher degree of purification.

A number of operational problems arise in shipboard gas decontamination installations:

- the need to connect several emission sources to one gas treatment plant;

- balancing the hydraulic mode of operation of the device when the load level changes;

- ensuring effective multi-level cleaning in one device;

For the development of an integrated design of the scrubber, a selection of technical solutions that were previously researched and the most necessary were selected.

To equalize the velocity fields, it is advisable to place a special additional local resistance in the form of a half-cylinder between the nozzles, and this resistance should be two-row.

To increase the efficiency of the device by improving the gas saturation of the foam layer, increasing the height of the dynamic foam on the plate and reducing the clogging of the holes, it is advisable to make the plate in the form of holes equipped with petals.

As a result of the analysis of computer CFD models, technical solutions were determined, which are integrated into the scrubber designs for shipboard gas decontamination systems.

The following technical solutions are combined in the design of the scrubber:

- installation of a foam plate;
- maintaining the speed in the swirler at the level of 10 m/s.
- equipping the scrubber with an additional two-layer local resistance;
- location of inlet nozzles at an angle of 120° .

For further study of flows, it is advisable to develop a prefabricated solid-state model of an integrated scrubber and to optimize gas flows in the device using computer simulation of flows - CFD modeling.

Key words: ship scrubbers, ship engine emissions, ship gas cleaning systems, CFD modeling of ship systems.

На сьогоднішній час всі судна, які знаходяться в експлуатації, підлягають випробуванням на крутильні коливання валопроводів та роторів генераторів. Ці випробування складаються з двох частин: розрахункової, що дає можливість отримати відносні амплітуди крутильних коливань інертних мас та натурних вимірювань, що дозволяє отримати фактичну амплітуду коливань інертної маси на який встановлено вимірювальний прилад. Після проведення лабораторних іспитів вимірювального пристрою доцільним було проведення його натурних випробувань. В роботі наведені технічні характеристики судна та його енергетичної установки, розрахована та складена динамічна модель коливальної системи судового валопровода. Результатами теоретичних розрахунків є визначення власних частот, як задача на власні значення, побудова вектора коливальних станів системи та залежності дотичного напруження від частоти обертання колінчастого вала (розвиток крутильних коливань) на небезпечній ділянці між четвертим та п'ятим циліндрами і для проміжного вала на якому був встановлений вимірювальний прилад. Виявлено резонанс 12-го порядку трьохвузлової «моторної» форми коливань. На натурних швартових судових випробуваннях використовувалася запатентований вимірювальний прилад з трьох-осьовими акселерометрами в якості датчиків. Показано місце установки приладу на проміжному валу. Надані характеристики ділянки валопроводу, чутливість акселерометрів враховано коефіцієнт нелінійності прийомопередавального тракту. Для визначення зміни дотичного напруження в реальному часі використовувалась робоча формула в якій враховувалася сигнал шуму, що записувалася по окремому каналу. Данні теоретичних розрахунків та натурних вимірювань корельовані але

для досягнення достатньої ступені достовірності необхідні додаткові лабораторні та натурні випробування.

Ключові слова: КРУТИЛЬНІ КОЛИВАННЯ, КОЛІНЧАТИЙ ВАЛ, ВАЛОПРОВІД, МЕХАНІЧНЕ ДОТИЧНЕ НАПРУЖЕННЯ.

Веретеннік О. М., Кардашев Д. Л., Аболешикін С. Є. Натурні випробування вимірювального пристрою крутильних коливань суднового валопроводу

To date, all ships in operation are subject to tests for torsional vibrations of shaft lines and generator rotors. These tests consist of two parts: calculation, which makes it possible to obtain the relative amplitudes of torsional vibrations of inert masses, and live measurements, which allows to obtain the real amplitude of vibrations of the inert mass on which the measuring device is installed. After carrying out laboratory tests of the measuring device, it was advisable to carry out its tests on real inert mass. The technical characteristics of the ship and its power plant are given in the work, the dynamic model of the oscillating system of the ship shaft is calculated and compiled. The results of theoretical calculations are the determination of eigenfrequencies as an eigenvalue problem, the construction of a vector of oscillatory states of the system and the dependence of the tangential stress on the frequency of rotation of the crankshaft (the development of torsional oscillations) in the dangerous area between the fourth and fifth cylinders and for the intermediate shaft on which there was installed measuring device. The resonance of the 12th order of the three-node "motor" form of oscillations was detected. A patented measuring device with three-axis accelerometers as sensors was used in full-scale mooring ship tests. The place of installation of the device on the intermediate shaft is shown. The characteristics of the section of the shaft pipeline are given, the sensitivity of the accelerometers is taken into account, and the coefficient of nonlinearity of the receiving-transmission path is taken into account. To determine the change in tangential stress in real time, a working formula was used, which took into account the noise signal recorded on a separate channel. The data of theoretical calculations and field measurements are correlated, but additional laboratory and tests on inert mass are needed to achieve a sufficient degree of reliability.

Key words: TORSIONAL OSCILLATIONS, CRANK SHAFT, SHAFT, MECHANICAL TANGENTIAL STRESS.

Коваленко І.В., Богач В.М., Мельник О.А., Лебедєв Б.В. Вплив навантаження на надійність суднових механізмів і агрегатів

У статті представлено опис побудови моделі втомного руйнування, що поєднує стадії утворення та зростання тріщини в елементах суднових конструкцій з концентраторами напруг.

Отримані результати підтверджують висловлені міркування про те, що при знакозмінному пружно-пластичному деформуванні використання в якості матеріалу для виготовлення обладнання менш міцного металу, не може підвищити опору малоциклової втоми. Більше того, використання металу з дуже низькою межею плинності може призвести до істотного зниження довговічності композиції. Експерименти також показують, що зародження руйнування в металі, якщо судити про нього з моменту появи тріщини довжиною 1...2 мм, настає значно раніше, ніж слід було очікувати відповідно до теорії Менсона-Коффіна.

Також у статті показано що при відповідному підборі композиційних пар можна уникнути знакозмінного пластичного деформування в зразках для випробування. При цьому, однак, метал цього шару може відчувати пружне повторно-статичне деформування з деякою асиметрією циклу.

Дослідження впливу асиметрії циклу на опір зародження руйнування проводили на зразках Гросса-Стаута.

У статті показано що при визначенні значення параметра зі збільшенням товщини зразка та зростанням числа циклів до руйнування пояснюється переходом виду напружено-деформованого стану в зразках у вершині концентратора від плоского напруженого стану до плоскої деформації.

У повному обсязі розкрито порівняння розрахункових значень ефективного коефіцієнта концентрації напруги з експериментальними даними, наведеними в літературі, виконано їх зрівняння та показано їх досить гарну згоду для сталей різних класів. А також представлено порівняння експериментальних даних з розрахунковою кривою на межі втоми залежно від радіуса кругового отвору в плоских зразках із сталі 10X13.

Ключові слова: комп'ютерне моделювання, руйнування втоми, мікро та макропластичні деформації, зварний шов, дефекти, тріщиностійкість.

The article presents a description of the construction of a fatigue failure model that combines the stages of crack formation and growth in the elements of ship structures with stress concentrators.

The obtained results confirm the expressed reasoning that, with sign-changing elastic-plastic deformation, the use of a less durable metal as a material for the manufacture of equipment cannot increase the resistance to low-cycle fatigue. Moreover, the use of a metal with a very low yield strength can lead to a significant decrease in the durability of the composition. Experiments also show that the nucleation of destruction in metal, judging from the moment of the appearance of a crack 1...2 mm long, occurs much earlier than expected according to the Manson-Coffin theory.

The article also shows that with the appropriate selection of composite pairs, it is possible to avoid plastic deformation in the test samples. At the same time, however, the metal of this layer can experience elastic repeated-static deformation with some asymmetry of the cycle.

The study of the effect of cycle asymmetry on the resistance to fracture initiation was carried out on Gross-Stout samples.

The article shows that when determining the value of the parameter with an increase in the thickness of the sample and an increase in the number of cycles to failure, it is explained by the transition of the type of stress-strain state in the subsurface layers at the top of the concentrator from a plane stress state to a plane strain.

A comparison of the calculated values of the effective stress concentration coefficient with experimental data given in the literature is fully disclosed, their comparison is made and their fairly good agreement is shown for steels of different classes. A comparison of experimental data with the calculated curve at the fatigue limit depending on the radius of the circular hole in flat samples made of 10X13 steel is also presented.

Key words: computer modeling, fatigue failure, micro and macroplastic deformations, weld, defects, crack resistance.

Козицький С. В., Кіріян С. В. Властивості наноструктурованих матеріалів

У статті розглядаються унікальні властивості наноматеріалів та наночастинок, які виявляються при розмірах останніх менше 100 нм. Показано, що при зменшенні розміру та зростанні поверхневої енергії наночастинок суттєво знижується їх температура плавлення. Наведені результати механічних випробувань на пластичну деформацію

міді свідчать про одночасне підвищення як твердості, так і пластичності матеріалу внаслідок формування наноструктур за рахунок інтенсивної пластичної деформації. Наноструктуровані вуглецеві сталі, поряд з високою міцністю і пластичністю, мають ще й високі антикорозійні властивості. У статті зазначено, що використання добавок нанопорошків заліза, нікелю та алюмінію суттєво впливає на підвищення зміцнення та надпластичності в останніх та робить перспективним їх застосування для виготовлення деталей. Добавки наночастинок до мастильних матеріалів покращують їх трибологічні властивості за рахунок утворення плакувальних плівок на поверхнях тертя. З'ясована залежність коефіцієнта тертя від концентрації присадки. Існує оптимальна концентрація, при якій коефіцієнт тертя досягає мінімуму і вважається, що це виникає коли наночастинок покривають контактуючі поверхні. Відзначено роль поверхнево-активних добавок до мастил як стабілізаторів наночастинок, які запобігають їх агломерації, в результаті якої можуть утворюватися великі скупчення наночастинок, які, діючи подібно до абразивних тіл, збільшують знос поверхонь, що труться. В роботі також розглянуто ефект впливу наноприсадок до дизельного пального. Так додавання 5 грам нанорідни алюмінію на літр дизельного пального не тільки зменшує витрати палива за рахунок збільшення теплоти згоряння, але також знижує концентрацію шкідливих речовин у викидах вихлопних газів у дизельному двигуні.

Ключові слова: наноматеріали, температура плавлення, твердість, пластичність, плакувальна плівка, нанодизельне паливо.

Kozytskyi S.V., Kiriian S.V. Properties of nanostructured materials

The unique properties of nanomaterials and nanoparticles, arising when the latter are less than 100 nm in size have been considered in the paper. The methods of obtaining nanomaterials have been described, and it has been stated that for obtaining the nanoparticles the critical nucleus is required along with the creation of the conditions that prevent its growth. The large surface energy of the nano-sized particles, due to the great portion of surface atoms, leads to the active interaction of the latter with the environment. As the parameters of the nanoparticles are at the border of the quantum and classical states, non-equilibrium thermodynamics and quantum mechanics have to be applied to explain the features of the nanoparticles' behavior. In the paper, it has been shown that with a decrease in the size and an increase in the surface energy of nanoparticles their melt-

ing point decreases. The presented results of mechanical tensile tests of copper indicate a simultaneous increase in the strength and ductility of the material due to the formation of nanostructures during severe deformation. Nanostructured carbon steels, along with high strength and ductility, also have high anti-corrosion properties. The article notes that the use of additives of iron, nickel and aluminum nanopowders has a significant effect on increasing the strength and superplasticity in the latter and makes their use promising for the manufacture of parts. Additives of nanoparticles to lubricants improve their tribological properties due to the formation of cladding films on friction surfaces. The role of surface-active additives in lubricating oils as stabilizers of nanoparticles, that prevent their agglomeration, has been considered. It has been explained that the tribological characteristics of the friction pairs depend on the concentration of the nanoparticles: both low and high concentrations negatively influence the performance either due to the insufficient thickness of the protective layers on the rubbing surfaces or as a result of the formation of large abrasive solids from the nanoparticles. The effect of adding nanoparticles to diesel oil has been highlighted and it has been shown that the addition of the nanoparticles in small concentrations increases the efficiency of the combustion and decreases the number of harmful substances in the exhaust gases of diesel engines.

Keywords: nanomaterials, melting temperature, hardness, ductility, cladding layer, nanodiesel fuel.

Козицький С.В., Дем'яненко І.А. Використання наночастинок оксиду титану (IV) TiO_2 для покращення трибологічних властивостей змащувального мастила

Зменшення тертя та зносу є важливим для підвищення енергоефективності, загальної витривалості і надійності механічних систем. Тому у статті представлено загальний аналіз перспектив застосування наночастинок TiO_2 у якості присадок до мастил та описані можливості їх подальшого ефективного використання для покращення трибологічних характеристик і властивостей мастильних рідин та олів.

У цій роботі за допомогою трибометра з чотирма сталевими кульками оцінювали антифрикційні та протизношувальні властивості суспензій наночастинок TiO_2 в моторній оліві 10W-30 з різним відсотковим вмістом (0,010, 0,025, 0,050 і 0,075 [мас.%/об'єм]). Результати показують вплив відсоткового вмісту наночастинок на триболо-

гічну поведінку змішаного мастила. Була проведена оцінка структури зношених поверхонь за різних умов експлуатації за допомогою скануючої електронної мікроскопії (СЕМ), а також глибину слідів зносу на сталевих кульках було виміряно за допомогою мікроскопа Alicona Inginite Focus G5 Microscope.

У цьому дослідженні використовувався 4-кульковий трибометр, для якого сила тертя (коефіцієнт тертя - CFT) між зразками безперервно рееструвалася відповідно до нормального навантаження і часу, що минув. Окрім того, було підготовлено чотири зразки наномастила, які були повторно випробувані з різними зразками на 4-кульковому трибометрі для оцінки прямого впливу та ефекту покращення поверхні наночастинками в мастильних рідинах і оливах.

Таким чином, було встановлено і доведено, що наночастинки титан (IV) оксиду (TiO_2) можуть відігравати вирішальну роль у покращенні трибологічних характеристик мастильних матеріалів і можуть бути успішно використані в якості присадок. Крім того, вони також покращують трибологічні властивості пар тертя, значно зменшують знос, а також коефіцієнт тертя.

Отже, у статті зазначено, що наномастильні речовини, особливо з TiO_2 у якості присадки, можуть слугувати потенційним інженерним застосуванням і сприяти досягненню цілей екологічного розвитку.

Ключові слова: наночастинки, TiO_2 , мастило, присадка, коефіцієнт тертя, протизношування, трибологія, трибологічні характеристики/властивості, 4-кульковий трибометр, пари/поверхні тертя.

Kozytskyi S.V., Demianenko I.A. Using of titan (iv) oxide nanoparticles tio_2 to improve the tribological properties of lubricating oil

Reducing of friction and wear is essential for improving the energy efficiency, general endurance and reliability of mechanical systems. Therefore, the article presents a general analysis of the prospects for the use of TiO_2 nanoparticles as additives to lubricating oil and describes the possibility of its further effective use to improve the tribological characteristics and properties of lubricating fluids, oils and greases.

In this paper, the antifriction and antiwear behavior of TiO_2 nanoparticle (NP) suspensions in 10W-30 motor engine oil with different percentages of weight by volume (0,010, 0,025, 0,050 and 0,075 [wt.%/v]) were evaluated using a tribometer with four steel balls. The results present the

influence of the nanoparticle percentage on the tribological behavior of the mixed oil, the evaluation of worm surface structure through the various operating conditions tested by scanning electron microscopy (SEM), and the depth of wear marks on the steel spheres measured using the Alicona Inginite Focus G5 Microscope.

The 4-ball tribometer was used in this study, for which the friction force (the coefficient of friction – CFT) between the samples was being continuously recorded according to the normal load and the elapsed time during the test. Moreover, four nano-oil samples were prepared and tested repeatedly with various specimens from 4-ball tribometer to evaluate the direct effect and the surface-enhancing effect of nanoparticles in the lubricating fluids and oils.

So, it was established and proven that titanium (IV) oxide (TiO_2) nanoparticles can play a decisive role in the improvement of the tribological performance of lubricants, and can be successfully used as additives. Moreover, they also improve tribological properties of friction pairs, significantly reduce the wear, as well as CFT.

Finally, the article states that lubricating nano-fluids, especially with the TiO_2 as an additive, can serve potential engineering applications and help achieve the goals of sustainable development.

Keywords: nanoparticles, TiO_2 , lubricating oil, additive, coefficient of friction, antiwear, tribology, tribological characteristics/properties, 4-ball tribometer, friction pares/surfaces.

Малахов О.В., Кіріс О.В., Маслов І.З., Найдьонов А.І., Генчев В.В.
Експлуатація гнучких трубопроводів під час сумісної роботи двох суден

В роботі розглянута проблема експлуатації гнучких трубопроводів під час сумісної роботи багатофункціональних суден підтримки в комбінації з працюючою нафто- або газодобувною платформою. Виконаний аналіз загальних суднових гідравлічних систем, що використовуються на багатофункціональному судні обслуговування під час подання на нафто- або газовидобувну платформу різних технологічних рідин. Показано, що загальна технологічна схема спільної роботи таких двох морських суден завжди підумовлює використання гнучких трубопроводів. Під час сумісної експлуатації двох суден всі типи гнучких трубопроводів знаходяться на або під поверхнею морської води та постійно піддаються коливальному руху за рахунок

взаємодії з потоком, що обтікає трубопровід. З метою знаходження основних ефектів та характеристик процесу впливу відриву та утворення вихорів в потоку на обтікання гнучкого трубопроводу були отримані загальні експлуатаційні показники та виконана оцінка чисельних діапазонів їх зміни. Також в роботі розглянуто випадок, коли гнучкий трубопровід працює на не великій відстані до жорсткого екрану в якості якого може розглядатися, як корпус судна, так і морське дно. У ході досліджень було встановлено, яким чином відстань від поверхні, що екранує, впливає на характер зміни коефіцієнта підйомної сили. Було визначено, що частота коливань гнучкого трубопроводу зростає у разі зменшення величини щілинного зазору між гнучким трубопроводом та жорстким екраном. Також показано, що зростання швидкості потоку, що обтікає гнучкий трубопровід під час його коливальних рухів завжди буде призводити до його нестійкої роботи. Із зростанням швидкості потоку частота коливань гнучкого трубопроводу буде завжди збільшуватися, а амплітуда відхилення середньої точки його зовнішньої поверхні постійно зростає.

Ключові слова: гнучкий трубопровід, сумісна робота суден, коливальний рух, обтікання та утворення вихорів

Malakhov O.V., Kiris O.V., Maslov I.Z., Naidyonov A.I., Genchev V.V.

Operation of flexible pipelines during simultaneous operation of two vessels

The paper is dedicated to solve the problem of operation of flexible pipelines during the simultaneous operation of multifunctional support vessel in combination with a working oil or gas production platform. An analysis of general ship hydraulic systems used on a multipurpose service vessel during the supply of various process fluids to an oil or gas production platform was performed. It is shown that the general technological scheme of the simultaneous operation of these two sea vessels always presupposes the use of flexible pipelines. During the joint operation of two vessels, all types of flexible pipelines are on or below the seawater surface and are constantly subject to oscillating motion due to interaction with the outflowing motion around the pipeline. In order to find the main effects and characteristics of the process of influence of detachment and formation of vortices in the flow onto the flow around the flexible pipeline, the general operational indicators were obtained and the numerical ranges of their changes were evaluated. The paper also considers the case

when a flexible pipeline works at a short distance to a hard screen, which can be considered both the ship's hull and the seabed. In the course of research, it was determined how the distance from the shielding surface affects the change in the lift coefficient. It was determined that the frequency of oscillations of the flexible pipeline increases as the gap between the flexible pipeline and the rigid screen decreases. It is also shown that the increase in the speed of the flow flowing around the flexible pipeline during its oscillating movements will always lead to its unstable operation. As the flow rate increases, the frequency of oscillations of the flexible pipeline will always increase, and the amplitude of the deviation of the midpoint of its outer surface will always increase.

Key words: flexible pipeline, simultaneous operation of vessels, oscillatory motion, outflowing and formation of vortices

Мельник О. М., Налева Г. В., Обнявко Т. С., Онищенко О. А.
Особливості математичних моделей суднових електроприводів, побудованих на основі BLDC-двигунів.

На основі літературного аналізу сучасного стану розвитку і практичних розробок електроприводів з безщітковими електричними двигунами постійного струму (*BLDC* двигунами) доводиться, що найпростішим способом підвищення ефективності досліджень у напрямку підвищення результуючої ефективності електроприводів з *BLDC* двигунами є використання загально-теоретичних принципів функціонування двигунів одночасно із математичним моделюванням. Показано, що дослідження, які спрямовані на підвищення результуючої ефективності суднових систем, механізмів і комплексів, що функціонують на основі *BLDC* електродвигунів, є актуальними і відповідають сучасним напрямкам розвитку флоту. Метою статті є уточнення термінології, що використовується при моделюванні *BLDC* двигунів різного типу і призначення із подальшим аналізом можливих принципів побудови їх математичних моделей за допомогою структурного представлення типовими блоками, у тому числі – нелінійними.

Показано, що електропривод, побудований на основі *BLDC* двигунів, являє собою синергетичне об'єднання у складі електромеханічної системи синхронного електричного двигуна зі збудженням від постійних магнітів, механічного навантаження, електронного комутатора з

системою живлення і давача (енкодера) просторового положення ротора. Визначено, що ефективно керування ключами електронного комутатора (інвертора), яке здійснюється командами від енкодера і використання джерела напруги, яка суттєво перевищує номінальну напругу двигуна, дозволяє реалізувати жорсткий зворотний зв'язок за просторовим положенням ротора і визначає алгоритм підключення обмоток двигуна до джерела постійного струму.

Наведено уточнення існуючої термінології, що використовується при моделюванні безщіткових електричних двигунів постійного струму. Показані основні принципи побудови різного типу математичних моделей безщіткових електричних двигунів постійного струму на основі структурних схем. Наведені переваги і можливості обрання вентильних безщіткових двигунів постійного струму зі збудженням від високоенергетичних рідкоземельних постійних магнітів для застосування у механізмах і системах електроприводу морських суден і, зокрема, у електрорушійних автономних плавальних апаратів. Пропонується створення математичних моделей за принципом мінімальної апаратної надлишковості кінцевих рішень. Наведені структурні схеми безщіткових двигунів, які дозволяють ефективно проводити подальший синтез контролерів струму і швидкості суднових електроприводів.

Ключові слова: безконтактний електричний двигун постійного струму, автономний плавальний апарат, BLDC двигун, електрорушій, електропривод.

Melnyk O. M., Naleva G. V., Obnyavko T. S., Onishchenko O. A. Peculiarities of mathematical models of marine electric drives, built on the basis of brushless DC motors.

A literary analysis of the current state of development and practical development of electric drives with brushless DC motors (BLDC motors) is carried out. It is proven that the simplest way to increase the efficiency of research in the direction of increasing the resulting efficiency of electric drives with BLDC motors is the use of general physics and mathematical modeling. It is shown that research aimed at increasing the resulting efficiency of ship systems, mechanisms and complexes operating on the basis of BLDC electric motors is relevant and corresponds to modern trends in the development of the fleet. The purpose of the article is to clarify the terminology used in the modeling of BLDC motors of various types and purposes with further analysis of the possible principles of

building their mathematical models using a structural representation of typical blocks.

It is shown that the electric drive built on the basis BLDC engines, is a synergistic combination as part of the electromechanical system of a synchronous electric motor with excitation from permanent magnets, a mechanical load, an electronic inverter, with a power supply system and a sensor (encoder) of the spatial position of the rotor. It was determined that the effective control of the keys of the electronic inverter, which is carried out by commands from the encoder and the use of a voltage source that significantly exceeds the rated voltage of the motor, allows you to implement rigid feedback on the spatial position of the rotor and determines the algorithm for connecting the motor windings to a source of direct current.

Clarification of the existing terminology used in the modeling of non-contact electric DC motors is given. The basic principles of building various types of mathematical models of non-contact electric motors based on structural diagrams are shown. The advantages and possibilities of choosing non-contact direct current valve motors with excitation from high-energy rare-earth permanent magnets for use in the mechanisms and systems of the electric drive of marine vessels and, in particular, in the electric motors of autonomous floating devices are presented. It is proposed to create mathematical models based on the principle of minimal hardware redundancy of final solutions. The structural diagrams of non-contact motors are presented, which allow to effectively carry out further synthesis of current and speed controllers of ship electric drives.

Key words: contactless direct current electric motor, autonomous swimming device, BLDC motor, electric motor, electric drive.

ПРАВИЛА ОФОРМЛЕННЯ І ПОДАННЯ РУКОПИСІВ ДЛЯ ЗБІРНИКА «СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ»

Науково-технічний збірник національного університету «Одеська морська академія» «Суднові енергетичні установки» є науковим виданням, в якому можуть публікуватись основні результати дисертаційних робіт з профілю суднової енергетики.

Стаття повинна відповідати правилам оформлення наукових статей і містити постановку проблеми в загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими або практичними завданнями, аналіз останніх досліджень і публікацій за темою статті, формулювання цілей статті (постановку завдання), виклад основного матеріалу з необхідними обґрунтуваннями, висновки та перспективи подальших досліджень.

Рукопис подається на електронному носії у форматі *.doc з паперовою копією і рефератами на українській, російській та англійській мовах, розміром не більше 2 МБ, підписаною всіма авторами, з контактною інформацією: адреси, телефони. Обсяг статті — до 0,5 авторського аркуша з урахуванням ілюстрацій, підмалюнккових підписів і реферату.

Формат паперу А5 (148×210) Усі поля — 16 мм. Текст - через 1 інтервал, Times New Roman, 11 пт; таблиці, заголовки таблиць, підмалюнкові підписи — 10 пт.

На першій сторінці рукопису повинні бути вказані наступні елементи: індекс УДК; ФІО авторів; найменування закладу, в якому виконувалася робота; назва статті, адреса електронної пошти авторів. Заголовок статті оформляти за стилем Заголовок 1, кегль 11 пт, без переносу, усі прописні, інтервал: перед — 8 пт, після — 2 пт.

Наприкінці рукопису наводиться реферат на трьох мовах — українській, російській, англійській, що містить ФІО авторів, назву статті, скорочений зміст та ключові слова.

Якщо рукопис не є повністю англомовним, він супроводжується анотацією на англійській мові обсягом не менше 1800 знаків, включаючи ключові слова.

Змінні, функції, вектори, матриці і т.п. оформляються латинським шрифтом. Змінні виконуються похилим шрифтом, вектори — напівжирним, без нахилу; грецькі символи — у всіх випадках без нахилу; індекси: латинські — з нахилом, кириличні — без нахилу. Розміри в Mathtype: основний — 11 пт, збільшений — 16,5 пт, індекс — 7 пт, субіндекс — 6 пт. У всіх випадках розмітка формул у копії

рукопису обов'язкова. Нумеруються тільки ті формули, на які є посилання в тексті. Формули відділяються від тексту рядками висотою 2 пт. Усі формули повинні бути набрані в MathType. Одиниці фізичних величин повинні відповідати ДСТУ 3651.0-97, ДСТУ 3651.1-97, ДСТУ 3651.2-97 "Метрологія. Одиниці фізичних величин" і мати загальноприйняті позначення.

Таблиці слід розташовувати на одній сторінці крім випадків, коли таблиця займає більше 1 сторінки. Заголовок — 10 пт, без переносу, інтервал перед — 8 пт, після — 2 пт, основний шрифт таблиці — 10 пт. Малюнки відділяються від тексту зверху інтервалом 8 пт, від назви — 2 пт. Назва малюнка — кегль 10 пт, без переносу, інтервал після — 8 пт. На всі таблиці і малюнки повинні бути посилання в тексті статті у скороченому вигляді (табл.).

Ілюстрації, які підготовлені в графічних редакторах, додаються в якості окремих файлів у вихідному форматі. Розмір написів повинен забезпечувати їхню читаність (8-10 пт). Для сканованих малюнків додається оригінал у туші на білому папері достатньої щільності. На звороті вказується номер і приналежність до статті.

Бібліографічні описи повинні відповідати діючим вимогам. Посилання на літературні джерела у тексті оформлюються у квадратних дужках з вказанням номера джерела.

Контактна інформація - e-mail: ivanovich1zh@gmail.com

Суднові енергетичні установки:
науково-технічний збірник.
Випуск 45.

Підписано до печатки 30.11.2013. Формат 60×84/16.
Уч.-изд. л. 9,89. Тираж 100. Зауважити, увести до ладу. № И12-12 52.

НУ «ОМА», центр „Видавінформ”
Свідчення ДК № 1292 від 20.03.2003
65029, м. Одеса, вул. Дидрихсона, 8
тел./факс: (0482) 34-14-12
publish@ma.odessa.ua