ISSN 1815-6770

Міністерство освіти і науки України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»

Суднові енергетичні установки

Науково-технічний збірник

Випуск 43

Одеса
2021

ББК 39.46
С 280
УДК 629.123.066

Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вып. 43. - Одеса: НУ «ОМА», 2021. -280 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. Міюсов; 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 №5 від 30.12.2021.

©Національный університет "Одеська морська академія", 2021

Зміст

Zablotskyi Yu.V,, Sagin A.S. Applying of fuel additives in marine diesel engines *5*
*Кривий М. О., Сагін С. В.*Визначення впливу властивостей моторних мастил на розподіл тиску в парах ковзання суднових дизелів *18*
Kuropyatnyk O.A., Sagin S.V. Ensuring efficiency and environmental of marine diesel engines which using exhaust gas bypass system..... *25*
Мадей В.В. Використання альтернативного палива в суднових середньообертових дизелях..... *41*
Мар'янов Д.М. Удосконалення системи зберігання та циркуляції бурильної суспензії на суднах типу Platform Supply Vessel..... *54*
Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів..... *69*
Malahov O.V., Kolegaev M.O., Kiris O.B., Maslov I.Z. Forced oscillations of flexible pipelines on sea surface waving..... 81
Malahov O.V., Kolegaev M.O., Kiris O.B., Maslov I.Z. Main principles of determining the working section and length of ship's flexible pipelines *88*
Knaub LV, Lebediev BV, Maslich N.Ya. Reduction of toxicity of burnt diesel gases with the additional feeding system..... *95*
Zhuravlov Yu.I., Obertiur K.L., Melnik A.A., Yelinskyi I.E. Improving the wear resistance of the surfaces of "shaft-sliding bearing" interfaces of parts of ship technical means *101*
Коровайченко Є.Ю., Афтанюк В.В., Даниленко Д.В. Моделювання додаткових місцевих опорів для суднового скрубера *109*
Афтанюк В.В., Гаврілкін О.Є., Афтанюк А.В. Моделювання напружено-деформованого стану завихрувача для скрубера з вихровою тарілкою.....*118*
Богач В.М., Шебанов А.М., Довиденко Ю.М., Єлінський І.Е.

Вплив газу на рух мастила по дзеркалу циліндра *126*
Лихогляд К.А., Мусорін М.А .; Мазур Т.М. Розвиток судової енергетики.....*140*
Коваленко І. В. Підходи до визначення властивостей зварних зразків суднових двошарових сталей.....*151*
Козицький С. В., Швець О. І., Кіріян С. В. Оцінка втрат кінетичної енергії у кривошипно-шатунному механізмі *158*
Ревенко В.Ю., Сафін І.І., Лукашук Ю.В. Підвищення радіолокаційного контрасту двох об'єктів, одночасно спостерігається судовой РЛС, з використанням енергетичної матриці втрат *167*
Korban D., Корбан Д.В. Аналіз функціональних зв'язків навігаційного об'єкту і зовнішнього середовища при функціонуванні суднової радіолокаційної станції (РЛС) *172*
Палагін О. М. Контроль за баластною системою на погружних морських суднах під час вантажних операцій.....*196*
Парменова Д.Г., Побережний Р.В., Співак Б.А. Вдосконалення роботи суднової системи підготовки палива за рахунок використання процесу його гідромеханічної обробки.....*207*
*Хлієва О. Я.***,** *Паскаль О. А.* Вплив присутності алюмінієвого волокна на теплопровідність парафіну та стеаринової кислоти як матеріалів за фазовим переходом для термоакумулювальних систем.....*223*
Нікольський В.В., Оженко Є.М., Нікольський М.В., Коваль М.А., Євсєєв М.Д. Оцінка можливостей використання «цифрової рідини» в суднових дизелях……...234
Реферати.....*248*
Правила оформлення і подання рукописів для збірника «Суднові енергетичні установки».....*2768*

10.31653/smf343.2021.5-17

Zablotskyi Yu.V[1], Sagin A.S[2]
National University "Odessa Maritime Academy"
yurzpost@gmail.com[1], saginarseniy@gmail.com[2]

APPLYING OF FUEL ADDITIVES IN MARINE DIESEL ENGINES

Abstract. A *method for improving the operational characteristics of a marine diesel engine by applying fuel additives has been proposed. A marine medium-speed four-stroke cycle diesel 6L20 by Wartsila-Sulzer was used for this research. It was shown that the use of fuel additives improves fuel efficiency of a marine diesel, in particular reduces specific fuel oil consumption by 3.5 to 5.8 % subject to diesel load and additive concentration in the fuel. Improved environmental performance of the diesel – decrease by 1.4 ... 4.3 % in the concentration of nitrogen oxides in exhaust gases, was also found. It was shown that the concentration of the additive has an optimal value, can be determined experimentally and depends on the characteristics of the fuel and the load on the diesel engine.*

Анотація. *Запропоновано спосіб поліпшення експлуатаційних характеристик суднового дизеля за рахунок використання присадок до палива. Дослідження виконувались на судновому середньообертовому чотиритактному дизелі 6L20 Wartsila-Sulzer. Показано, що використання паливних присадок підвищує паливну економічність суднового дизеля, зокрема знижує питому витрату палива на 3,5 ... 5,8% в залежності від навантаження дизеля і концентрації присадки в паливі. Також встановлено поліпшення екологічних характеристик дизеля – зниження на 1,4 ... 4,3 % концентрації оксидів азоту в випускних газах. Було показано, що концентрація присадки має оптимальне значення, може бути визначена експериментально і залежить від характеристик палива і навантаження на дизель.*

Statement of the problem in general. Effective and efficient operation of transport ships is affected directly by fuel cost, with the share of such cost in total financial operation costs being the largest [1, 2]. Optimized fuel consumption and improved utilization efficiency due to activation of output performance of such fuel facilitates better performance of the whole propulsion unit [3, 4].

Marine internal combustion engines are the most popular heat engines used in ships. As compared with power plants of any other types (steam turbine and gas turbine), which are used to power a marine propulsion unit, marine diesels are known for their minimum fuel consumption per unit of power (kg/kW·h) and per unit of ship mileage (kg/mile).

According to ISO DIS DP-8217, distillate fuels of two grades are used in marine combustion engines: DBM clean diesel fuel and DMC blended fuel, and also RM refined fuel. Viscosity of the DMB and DMC fuels ranges 5 to 10 sSt at 100° C and density of such fuels is 820 … 850 kg/m^3 at 15° C. Therefore, such fuel grades are called light. Viscosity of the RM (RMG, RMH, RMK) fuels is 35 … 55 sSt at 100° C and density of such fuels is 990 … 1010 kg/m^3 at 15° C, which makes them heavy fuels. Heavy grades are cheaper, as compared with light grades, which determines their usage in marine diesels to cut fuel costs. One should also mention that fuel of heavy grades is used for operation of marine diesels in all conditions, including startup and reversal. Operation of diesels under the conditions can not be reliable, unless a fuel preparation process is applied. Complex fuel preparation for marine diesels is done, starting from felling ships and finishing with fuel feeding to the engine cylinder [5, 6].

Analysis of recent researches and publications. For now, design and technology of marine internal combustion engines reached perfection, ensuring lowest fuel consumption rates by heat engines of these types, as compared to other engines (steam generators and gas turbines). Thus and so, application of fuel additives is considered a way of enhancing fuel efficiency of diesels [7].

Numerous works [8-10] were dedicated to an effect of fuel additives on heat engine performance, while application of additives even in such energy intensive and demanding power settings as nuclear power engineering was considered [11-13].

Fuel additives are designed to improve fuel performance, starting from pumpability and ending with flash point, while dispersing, enhanced lubricating power, and combustion process activation are primary functions of fuel additives. Place of introduction of additives into the fuel system (Fig. 1) depends on overall system configuration, diesel specification and tasks such additives are designed for.

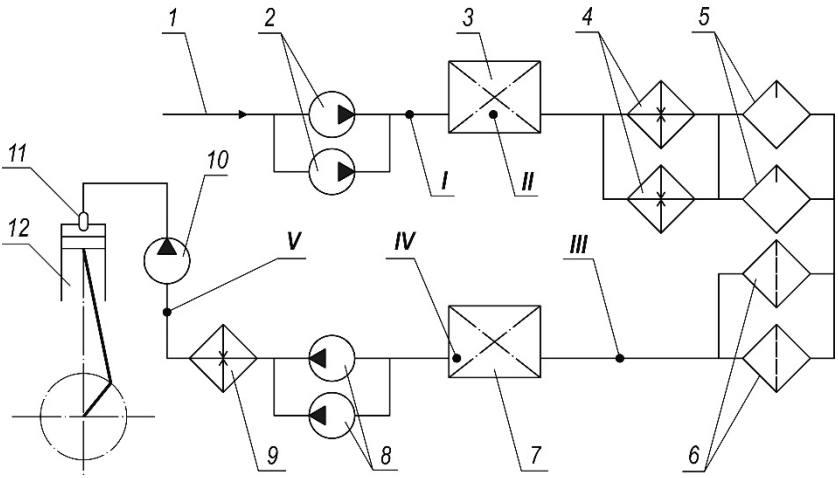


Fig. 1. Possible points of introduction of additives into a marine diesel fuel system:

1 – feeder feed line; 2 – fuel pumps; 3 – slop tank; 4 – fuel heaters 5 – fuel separators; 6 – fuel filters; 7 – service tank; 8 – buster pumps; 9 – fuel heater; 10 –fuel pump; 11 – nozzle; 12 – diesel;*I*, *II*, *III*, *IV*, *V* – recommended points of introduction of additives

Formulation of the problem. Marine fuel additives are now rather popular on ships; however, their performance is not evaluated the same way. This is due to a variety of reasons, primarily marine diesel and diesel power unit specification and ensuring right application technology of additives. Therefore, determination of an effect of fuel additives on power, economic and environmental properties of a marine internal combustion engine was the objective of this research [14, 15].

When additives are used to prevent microbiological contamination of the fuel, additive components must ensure eradication of any organisms present in the fuel. And a slop tank (item *II* in Fig. 1) is their primary place of introduction into the fuel system. When fuel additives are used as friction modifiers, contributing to reduction of hydraulic resistance in piping and other elements of the fuel unit, soft metals are freed from the additive and create a micron intermediate layer on friction surfaces, and facilitate generation of molecules of oriented structure close to the metal surface. For this purpose, additives may be introduced along the whole passage of fuel in the system (items *I*, *III*, *IV* in Fig. 1). When fuel additives are applied to reduced formation of heavy fraction deposit, they are introduced to a service tank (item *IV* in Fig. 1).

Application of additives is of special relevance to auxiliary engines that serve as electric generator drives. These engines are known for their high (as compared to main engines) crankshaft speed and continuous operation as a part of the marine power station (in cruising and harbor modes). The first parameter (high speed) reduces the time of fuel injection, and the second parameter (operation in the harbor mode in seaport waters) poses additional environmental requirements to diesels [16].

Presentation of the main research material. Studies under the conditions of a marine ship with its deadweight carrying capacity of 32,150 tons were done in a fuel system of a 6L20 diesel by Wartsila-Sulzer with the following specifications:

- type – vertical, water-cooled, 4-cycle diesel engine;
- cylinder bore – 200 mm;
- stroke – 260 mm;
- rated speed of revolution – 1000 min^{-1} (rpm);
- number of cylinder – 6;
- power – 1200 kW.

Marine power unit comprised three such diesels that served as diesel generators. This allowed for two diesels to be used for the experiments and one diesel left as the control one. Diesel fuel system schematic is given in Fig. 2. For the purpose of this experiment, the fuel system was also equipped with a flow meter 3 and additive dispenser 4. Such way of feeding the additive into the fuel system ensured the required dispersion and even dissolution in the fuel [17, 18].

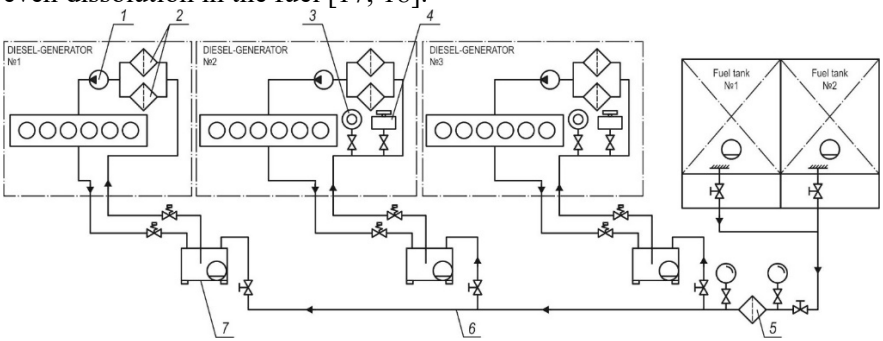


Fig. 2. Marine fuel system (a fragment):
1 – fuel pump; 2 – fine mesh fuel filters; 3 – flow meter; 4 – additive dispenser; 5 – coarse mesh fuel filter; 6 – fuel line; 7 – service tank

Operation of the engines in experiments was concurrent, which allowed for maintaining equal load on the experimental diesels and on the control diesel. Load was N_e=550 … 1100 kW.

To calculate specific fuel oil consumption (SFOC) value according to the level meter, which is located on each service tank (item 7 in Fig. 2), current fuel consumption was determined.

For the purpose of experiment equivalence, preliminary preparation was done for all diesels before testing. Operating conditions allowed for complete engine purge of the diesels one by one within 40 hours, thus preparing them for the experiment. At the same time, piston group (pistons and piston rings) and basic elements of the system (precision pairs of the fuel pump plunger-bushing and needle-nozzle) were replaced in all diesels. Moreover, power unit control and adjustment was done for both engines before the experiments. At the same time, fuel pumps were adjusted for the same fuel injection advance angle and engine nozzles were set for the same needle lifting pressure. Operation time and working load on diesels was monitored for the whole duration of the experiment. Diesels were switched to stand-by one by one to ensure equal operation time of the diesels. Power discrepancy of diesel generators under study did not exceed 10 kW by way of re-connecting power consumers, which may be considered a non-significant discrepancy and working conditions may be considered identical for such energy intensive items. Engines run on the fuel of the same grade. At the same time, automatic controls maintained continuous fuel viscosity for the duration of the experiment. The grade of circulation oil was also maintained identical, which ensured lubricating conditions and performance. These measures allowed for an assumption that the experiment was done under the same conditions [19-21].

The following parameters were primarily subjected to control and determination: specific fuel oil consumption, exit gas temperature, NO_X content in exit gases, and technical condition of power unit and diesel cylinder-piston group elements. For the experiments, diesels run on the DMB25 fuel.

Comprehensive research of the effect that additives have on power, economic and environmental properties of diesel fuel has produced the following results.

Dosing rates for the additives vary greatly and depend on the intended use of the additive and fuel system specification. Additives that are introduced into fuel tanks or individual sectors of fuel lines for biological effect on the fuel or reduction of hydraulic losses are used in the ratio of

1:8000 … 1:12500. Additives that improve the fuel combustion process are introduced in the ratio of 1:1000 … 1:8000. Dosing may vary in both cases, subject to engine configuration, operating state of the fuel system, fuel contamination rate in tanks, ultimate fuel composition (traces of vanadium, sodium and sulphur) [22-24]. Optimum additive dosing range is determined experimentally; therefore, the following additive and basic fuel ratios were selected: 1:2000, 1:3500, 1:5000, 1:6500 и 1:8000. In addition to the above, the lowest SFOC value was obtained for concentrations of 1:3500 and 1:5000, which were selected for further research. Characteristic SFOC curves for the 6L20 Wartsila-Sulzer diesel for relative power $N_e/N_{e\text{nom}}$ for various additive concentrations in the fuel are given in Fig. 3.

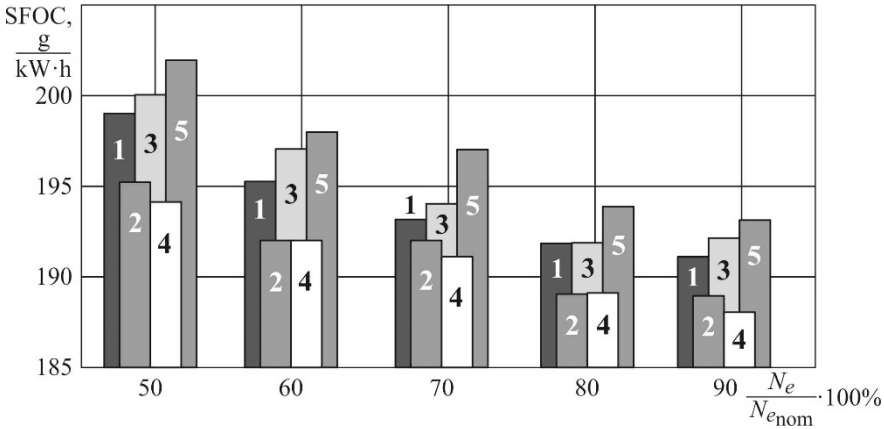


Fig. 3. SFOC and relative power Ne/Nenom ratios for a 6L20 Wartsila-Sulzer diesel for various additive concentrations in a fuel:

1 – 1:2000; 2 – 1:3500; 3 – 1:6500; 4 – 1:5000; 5 – 1:8000

These data are indicative of better carburation and combustion, and more complete use of additive-containing fuel heat content.

Determination of optimum additive concentration ranges for the fuel allowed us to conduct the next stage of our research, using the following alternative: a control diesel, an experimental diesel, running on additive concentration of 1:3500 and experimental diesel, running on additive concentration of 1:5000. At the same time, temperature of gases downstream a gas turboblower tgas, and NOX concentrations in exit gases were determined [25-26].

Gas temperature at the engine output is a parameter that determines quality of the working cycle in the diesel cylinder and degree of thermal factor of its parts. This temperature is most often measured in the output line downstream the gas turboblower. Ratios of temperature of gases at the diesel output that has been averaged for all cylinders tgas and relative diesel power Ne/Nenom are given in Fig. 4. Measurements were made for the control diesel and experimental diesels, which run on the fuel containing the additive in the optimum concentration (1:3500 and 1:5000). According to Fig. 4, application of additives to the fuel facilitates a reduction in temperature of gases at the diesel output, which is indicative of full fuel combustion and maximum use of heat energy of gases in the cylinder. One should also mark out a smaller deviation of gas temperature across cylinders from the averaged value Δtmid, when the additive is used in the fuel. Thus, for the control diesel (at relative diesel power of Ne/Nenom=78 %) at Δtmid=397 °C this value is $\Delta t^{+}_{\text{mid}}$ =13 °C, $\Delta t^{-}_{\text{mid}}$ =10 °C, and for an experimental diesel at Δtmid=380 °C – $\Delta t^{+}_{\text{mid}}$ =8 °C, $\Delta t^{-}_{\text{mid}}$ =6 °C (Fig. 5).

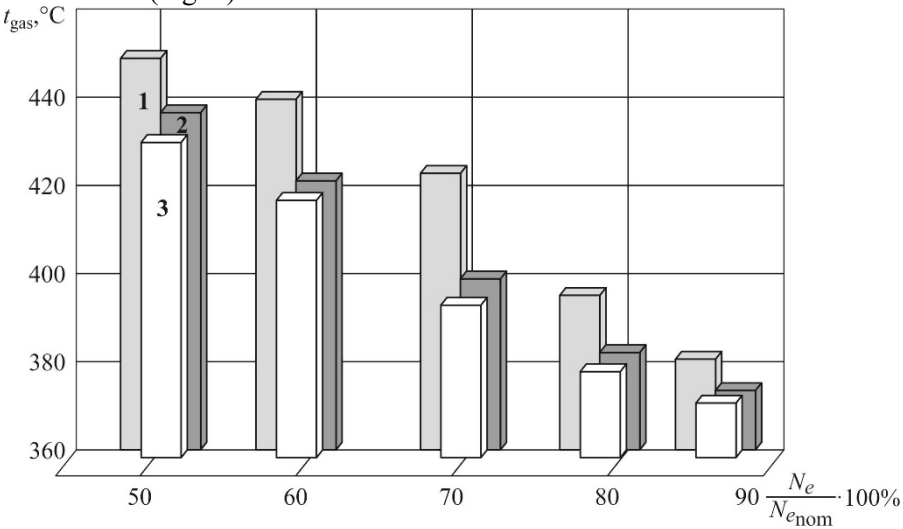


Fig. 4. Exit gas temperature tgas 6L20 Wartsila-Sulzer diesel relative diesel power Ne/Nenom:1 – control diesel; 2 – experimental diesel (fuel with additive concentration of 1:3500); 3 – experimental diesel (fuel with additive concentration of 1:5000)

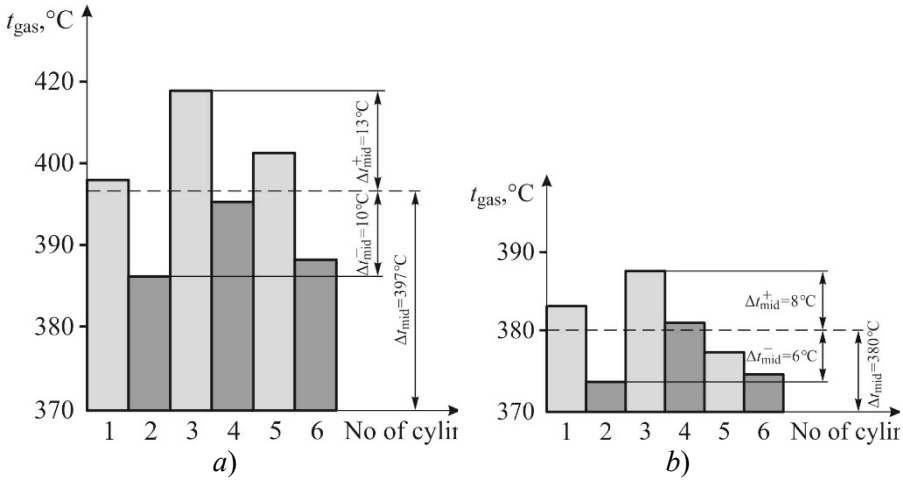


Fig. 5. Exit gas temperature discrepancy across 6L20 Wartsila-Sulzer diesel cylinders at different experiment conditions:*a*) control diesel (no fuel additive used); *b*) experimental diesel (fuel additive used)

The results given in Fig. 6 are indicative of improved environmental performance of the diesel; at the same time, the best reduction in harmful emissions between experimental and control diesels is observed in the load range of 65 to 80 %, which is most typical for operation of auxiliary marine engines [27-28].

Improved technical condition of the diesel and power units was visually determined in our experiments, when fuel additives were used. Thus, it was observed in the process of diesel engine purge that cylinder-piston group elements of the diesel that runs on the fuel additive demonstrated less carbon deposits on the heating surfaces (in particular, on the piston cap, cylinder lid and more flexible piston rings), as compared to the diesel that runs on the additive-free fuel. Moreover, almost no carbon deposits were observed around nozzle openings and injection nozzles were less worn out in the diesel that used the fuel additive. This is again indicative of intensified carburation and combustion, when the additive-containing fuel was used [29-30].

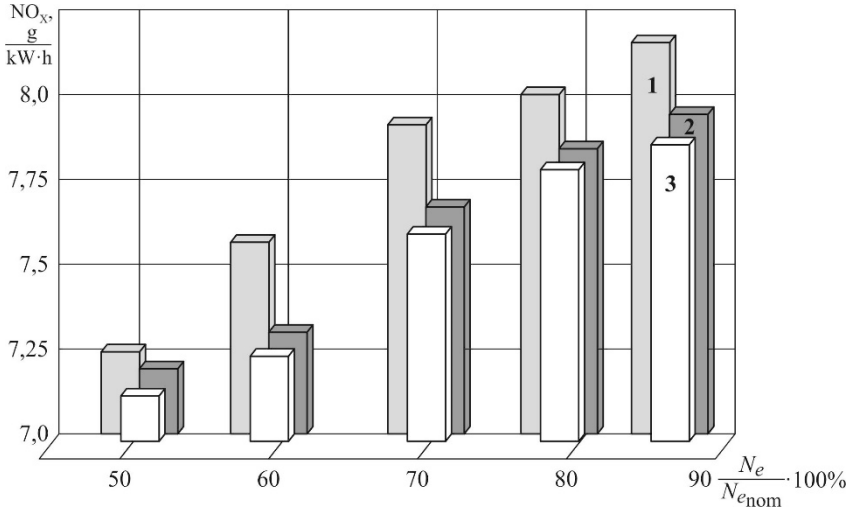


Fig. 6. NO_X concentration change in exit gases of a 6L20 Wartsila-Sulzer diesel and relative capacity of the diesel N_e/N_{enom}:

1 – control diesel; 2 – experimental diesel (fuel with additive concentration of 1:3500); 3 – experimental diesel (fuel with additive concentration of 1:5000)

Conclusions and prospects for further researches. Experimental results that prove SFOC reduction, when fuel additives are used, is indicative of intensified carburation and combustion process. At the same time, different SFOC reduction is observed for different additive concentration in the basic fuel. We contribute it to the fact that some free additive radicals remain unengaged in disruption of intramolecular bonds of the fuel and combustible ingredient activation.

Reduced exit gas temperature is also the result of improved fuel combustion process and this process offset to the isochoric heat input line. This is due to fuel additives facilitating the combustion process in the diesel cylinder along the stationary-state combustion line, instead of chain reaction line resulting in detonation.

SFOC decrease and associated full use of fuel heat content reduces the amount of fuel that is burned out in process of expansion and in the outlet collector, which is indicated by visual control of gas outlet surface state. Similar results were also observed in other studies.

Decreased gas temperature, when using an additive-containing fuel, improves environmental diesel performance. In particular, this leads to reduced NO_X concentration in exit gases.

Therefore, the following conclusions are possible, based on the results presented:

1) the use of fuel additives, which may be added to the fuel system in various points: a slop tank, a feed tank, fuel line or immediately before feed to a diesel cylinder, is a method of improving fuel performance properties;

2) the use of fuel additives leads to an improved fuel efficiency of a marine diesel. Thus, SFOC reduction by 3.5 to 5.8 % may be achieved, when using fuel additives for various four-stroke diesel conditions. At the same time, maximum increase in fuel efficiency of 50 to 60 % of the diesel load, i.e. in conditions of the longest operation and high thermal factor, is gained. By using fuel additives, not only total fuel consumption is reduced, but also exit gas temperature drop by 3.3 to 7.2 % and lesser temperature shift across diesel cylinders are facilitated, thus equalizing heat load on individual cylinders;

3) environmental diesel performance is greatly improved, when fuel additives are used. Thus, the use of additives facilitates exit gas NO_X concentration decrease by 1.4 to 4.3 %. The above facts are of special importance with view to the requirements of Annex IV MARPOL73/78 and particularly for four-stroke diesels that operate for along time in off-shore strips and seaport waters;

4) additive concentration is optimum; it is determined experimentally and depends on diesel and fuel specification.

REFERENCES

1. Kuropyatnyk O.A. The use of bypass exhaust gases to ensure the environmental performance of marine diesel engines // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – С. 217 - 228.

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.

3. 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.

4. Звєрьков 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.

5. 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.

6. 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.

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

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

9. 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.

10. 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.

11. Zablotsky Yu.V., Sagin S.V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 20. – P. 208 - 216.

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. Мацкевич Д.В., Заблоцкий Ю.В. Определение смазочной способности дизельных топлив // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С.145 - 153.

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. – Iss. 46. – P. 353 - 362.

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

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

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

18. 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.

19. 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.

20. 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.

21. 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.

22. Сагин С.В. Оптимизация расхода высокощелочного цилиндрового масла судовых малооборотных дизелей // Universum: технические науки : электрон. научн. журн. – 2016. – № 7 (28) . URL: http://7universum.com/ru/tech/archive/item/3385.

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

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

25. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей // Проблеми техніки : наук.-виробн. журнал. – 2012 . – № 4. – Одесса : ОНМУ. – С. 68 - 81.

26. 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.

27. 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.

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. Мацкевич Д. В., Заблоцкий Ю.В. Определение смазочной способности дизельных топлив // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса : ОНМА. – С.145 - 153.

30. Заблоцкий Ю.В., Солодовников В.Г. Снижение энергетических потерь в топливной аппаратуре судовых дизелей // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 3. – Одесса : ОНМУ. – С. 46 - 56.

10.31653/smf343.2021.18-24

Кривий М. О.[1], Сагін С. В.[2]
Національний університет «Одеська морська академія»
markkrivoy[1]@gmail.com[1], saginsergii@gmail.com[2],

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ВЛАСТИВОСТЕЙ МОТОРНИХ МАСТИЛ НА РОЗПОДІЛ ТИСКУ В ПАРАХ КОВЗАННЯ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Анотація. Задача визначення розподілу тиску в мастильному шарі в парах ковзання суднових дизелів зведена до краєвої задачі для диференційного рівняння Рейнольдса. Отримані точні розв'язки вказаної задачі з урахуванням фізико-хімічних властивостей мастил. Зокрема, досліджено особливості розподілу тиску в парах ковзання для неньютонівських мастил при різних залежностях динамічної в'язкості мастил від тиску і температури.

Abstract. The problem of determining the pressure distribution in the lubricating layer in the friction pairs of marine diesels is reduced to the boundary value problem for the Reynolds differential equation. Precise solutions of this problem are obtained, taking into account the physico-chemical properties of lubricants. In particular, the peculiarities of the pressure distribution in friction pairs for non-Newtonian lubricants at different dependences of the dynamic viscosity of lubricants on pressure and temperature are studied.

Постановка проблеми в загальному вигляді. Зношування в парах ковзання є однією із основних причин аварійних ситуацій під час експлуатації теплових двигунів (дизелів та газових турбін) суднових енергетичних установок [1, 2]. Процес тертя тісно пов'язаний з характеристиками мастильного шару, що поділяє поверхні контакту, та на який впливають як режими експлуатації (зокрема пуск, зупинка, зміна частоти обертання, зміна температурних режимів), так і реологічні властивості мастил [3, 4]. При цьому критичні режими експлуатації суднових дизелів (до яких ставляться термінові пуск та зупинка, реверсування, а в деяких випадках гальмування стисненим повітрям та «контрпуск») суттєво змінюють фізико-хімічні властивості моторних мастил, насамперед густину та в'язкість. Тому під час дослідження критичних режимів, а особливо проведення випробувань на цих режимах, необхідно враховувати неньютонівські властивості моторних мастил. Побудова та дослідження математичних моделей, що описують контактні напруження в парах ковзання суд-

нових дизелів та перебіг процесів мащення їх поверхонь з врахуванням неньютонівських властивостей моторних мастил є актуальним теоретичним і прикладним завданням.

Аналіз останніх результатів і публікацій. У більшості досліджень, що пов'язані з визначенням оптимальних режимів мащення пар ковзання суднових дизелів, вивчається гідродинамічне тертя, при якому мастильний матеріалу розглядається як ньютонівська рідина [5, 6]. Поруч з цим останні дослідження [7, 8] показують, що сучасні моторні мастила мають більш складні реологічні властивості, особливо це виявляється в граничних шарах мастильної плівки (наприклад, за таких умов їх в'язкість залежить від зсувних зусиль) [9, 10]. В роботах [11, 12] запропонований підхід до дослідження властивостей неньютонівського мастильного шару, коли динамічна в'язкість μ залежить від тиску p(ψ) в мастильному шарі і має місце співвідношення Баруса

$$\mu = \mu_0 e^{\xi p(\psi)},$$

де μ_0 – в'язкість мастила, яка відповідає зовнішнім тиску і температурі;

ξ – п'єзо коефіцієнт в'язкості мастил [13].

Постановка завдання. Метою роботи є визначення розподілу тиску в мастильному шарі пари ковзання судових дизелів для неньютонівських мастил при довільній залежності динамічної в'язкості від тиску $p(\psi)$ і температури T в мастильному шарі:

$$\mu = \mu_0 \mu_* (p, T).$$

Модель руху пари ковзання, поверхні якої поділені мастилом з подібними характеристиками, подана на рис. 1.

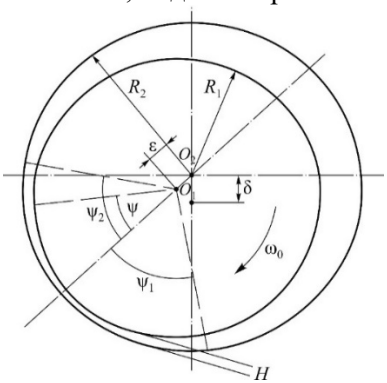


Рис. 1. Модель руху пари ковзання суднових дизелів

Викладення основного матеріалу. Для розробки математичної моделі припустимо, що процеси гідродинамічного або граничного мащення в парі ковзання суднового дизеля є сталими і не залежать від повздовжньої координати, тобто швидкість руху мастила вздовж осі обертання суттєво менше швидкості кругового обертання і нею можна знехтувати [14]. Будемо вважати густину мастила ρ і кутову швидкість $\omega(t)=\omega_0$ сталими. При таких припущеннях тиск в мастильному шарі $p(\psi)$ і його товщина $h(\psi)$ зв'язані рівнянням Рейнольдса, яке може буде подане у вигляді

$$\frac{d}{d\psi}\left(\frac{h^3}{\mu_0\mu(p,T)}\frac{dp}{d\psi}\right)=6\omega_0 R_1 R_2\frac{dh}{d\psi},\quad \psi_1<\psi<\psi_2, \tag{1}$$

де $T-$ температура в мастильному шарі;

R_1, R_2 – відповідно радіус валу і втулки пари ковзання;

ψ_1, ψ_2 – визначають початок і кінець робочої контактної зони, (рис. 1) [15].

Будемо вважати, що на початку та при кінці робочої контактної зони тиск дорівнює нулю

$$p(\psi_1)=p(\psi_2)=0. \tag{2}$$

В припущені відсутності деформації в елементах пари ковзання, товщину прошарку мастила в парі ковзання подамо так:

$$h(\psi)=\delta+\varepsilon\cos\psi,$$

де δ, ε – відповідно радіальний зазор і ексцентриситет центрів тіл пар ковзання.

Крайова задача (1), (2) служить для визначення розподілу тиску в мастильному шарі пари ковзання суднових дизелів. Після першого інтегрування рівняння (1), отримаємо

$$\frac{1}{\mu_*(p,\ T)}\frac{dp}{d\psi}=6\mu_0\omega_0 R_1 R_2 h^{-2}+Ch^{-3},\quad \psi_1<\psi<\psi_2. \tag{3}$$

Скориставшись методикою робіт [11, 13], виразимо довільну сталу C із рівняння (3) через кут

$$\psi_0 = \max_{\psi_1<\psi<\psi_2} p(\psi),$$

який задовольняє умові $\frac{dp(\psi_0)}{d\psi} = 0$ і при якому тиск досягає максимуму $p_{\max} = p(\psi_0)$, а товщина мастильного шару мінімуму $h_{\min} = h(\psi_0)$. В результаті маємо подання:

$$C = -\mu_0 6\omega_0 R_1 R_2 h_{\min}. \tag{4}$$

Порівнюючи вираз (4) з результатами робіт [11, 13, 15], в яких були визначені залежності в'язкості неньютонівських мастил, що поділяють пари тертя суднових дизелів, робимо висновок: перша стала інтегрування рівняння Рейнольдса не залежить від динамічних характеристик в'язкості. З урахуванням подання (4), диференціальне рівняння (3) подамо так

$$\frac{1}{\mu(p,\ T)}\frac{dp}{d\psi} = \frac{\Theta(\cos\psi - \cos\psi_0)}{\xi(1+\varepsilon\cos\psi)^3}, \quad \psi_1 < \psi < \psi_2,$$

в якому введені позначення

$$\Theta = 6\xi\mu_0\omega_0 \frac{\varepsilon_0(\delta_0+1)}{\delta_0^2}, \quad \varepsilon_0 = \frac{\varepsilon}{\delta}, \delta_0 = \frac{\delta}{R_1}.$$

Розглянемо випадок коли динамічна в'язкість залежить від тиску та температури за експоненціальним законом (узагальнене співвідношення Баруса), саме за таких умов працюють підшипники ковзання колінчатого валу суднових дизелів [16-18]:

$$\mu_*(p,T) = e^{\xi p(\psi) - \sigma_0(T-T_0)}, \tag{5}$$

де T_0 – температура ззовні пари ковзання;

σ_0 – стала величина, що визначається експериментально для даної пари ковзання.

З урахуванням подання (5), загальний розв'язок диференціального рівняння запишемо у вигляді

$$p(\psi) = \sigma_0 (T - T_0) - \frac{1}{\xi} \ln(1 - \Theta J(\psi)), \quad \psi_1 < \psi < \psi_2.$$

де

$$J(\psi) = \int_{\psi_1}^{\psi_2} \frac{\varepsilon_0 (\cos\psi_0 - \cos\alpha)}{(1 + \varepsilon_0 \cos\alpha)^2} d\alpha.$$

Кут ψ_0 визначимо із першої рівності умов (2). Отже, подання (5) визначає розподіл тиску в мастильному шарі пари ковзання, коли динамічна в'язкість залежить від тиску і температури.

Висновки. Як результат дослідження розроблена математична модель, що відображає точний розв'язок крайової задачі для диференціального рівняння Рейнольдса стосовно процесів мащення, що перебігають у парах ковзання суднових дизелів. Це дозволило знайти простий аналітичний вираз для визначення розподілу тиску в мастильному шарі пари ковзання для неньютонівських мастил, коли динамічна в'язкість залежить від тиску і температури. Запропоноване експоненціальне подання враховує залежність в'язкості у тонких плівках мастильного матеріалу під час зміни зсувних навантажень, що характерно в умовах граничного мащення підшипників ковзання суднових дизелів.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

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

2. Serbin S.I., Kozlovskyi A.V., Burunsuz K.S. Investigations of non-stationary processes in low emissive gas turbine combustor with plasma assistance // IEEE Transactions on Plasma Science. – 2016. –Vol. 44. – № 12. – P. 2960 - 2964.

3. 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.

4. 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.

5. Захаров С. М. Гидродинамическая смазка : состояние и перспективы // Трение и износ. – 2010. – Т. 31. – № 1. – С. 78 - 92.

6. Хрулев А. Э., Кротов М. В. Влияние неисправностей в системе смазки на характер повреждения подшипников ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. – 2018. – № 1. – С. 74 - 81. DOI: 10.20998/0419-8719.2018.1.1.

7. Кривой М. А. Обеспечение режимов смазывания подшипниковых узлов малооборотных дизелей при режимах пуска и реверса // Суднова енергетика: стан та проблеми : Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв : Національний університет кораблебудування, 2017. – С. 74 - 78.

8. 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.

9. 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. – Iss. 2. – P. 200 - 208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208.

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

11. Кривий М. О. Особливості реології моторних мастил при забезпеченні режимів змащення пар тертя суднових мало-обертових дизелів // Матер. наук.-техн. конференції «Річковий та морський флот : експлуатація і ремонт», 23.03.2017 – 24.03.2017. Частина 1. – Одеса : НУ «ОМА», 2017. – С. 31 - 34.

12. Кривой М. А. Исследование явления стратификации вязкости моторного масла в узлах трения судовых дизелей // Сучасні інфор-

маційні та інноваційні технології на транспорті : Матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції MINTT-2018, 29-31 травня 2018 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія, 2018. – С. 321 - 324.

13. Кривий М. О., Сагін С. В. Математична модель мастильного шару в парах ковзання в суднових енергетичних установках // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференцій «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика» 05.11.2019 –06.11-2019 р. Одеса, НУ «ОМА». – С. 144 - 148. dx.doi.org/10.31653/2706-7874.

14. Сагін С. В., Кривий М. О. Визначення розподілу тиску в шарі неньютонівських мастил у суднових енергетичних установках // Вісник Одеськ. нац. морськ. ун-ту: зб. наук. праць. – 2020. – № 2(62). – С. 160 - 170. DOI 10.47049/2226-1893-2020-1-160-170.

15. Sagin S.V., Solodovnikov V.G. Estimation of Operational Properties of Lubricant Coolant Liquids by Optical Methods // International Journal of Applied Engineering Research. – 2017. – Vol. 12. – № 19. – P. 8380 - 8391.

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

17. Сагин С. В., Заблоцкий Ю. В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей // Проблеми техніки : наук.-виробн. журнал. – 2012. – № 4. – Одесса : ОНМУ. – С. 68 - 81.

18. 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.

10.31653/smf343.2021.25-40

Kuropyatnyk O.A.[1], Sagin S.V.[2]
National University "Odessa Maritime Academy"

ENSURING EFFICIENCY AND ENVIRONMENTAL OF MARINE DIESEL ENGINES WHICH USING EXHAUST GAS BYPASS SYSTEM

e-mail: kuropyatnyk83@gmail.com[1], saginsergii@gmail.com[2]

Abstract. *The mechanism of formation toxic components in exhaust gases during oxidation and combustion of fuel in marine internal combustion engines is considered. The system of ship engine by-pass exhaust gases 6L20 Wartsila has been observed.* Upon experimental results it has been stated that the by-pass exhaust gases usage favor the ecological parameters of ships engine operation modes – by this at the range of exploitation load 0.55 … 0.85 % from nominal power the nitrogen oxide concentration in exhaust gases is decreased on 1.32 ... 12.97 %, but the specific effective fuel oil consumption is increasing to 4.13 %.

Анотація. *Розглянуто механізм утворення токсичних компонентів випускних газів під час окислення та згоряння палива в суднових двигунах внутрішнього згоряння. Розглянуто систему перепуску випускних газів суднового дизеля 6L20 Wartsila. Експериментально встановлено, що використання перепуску випускних газів сприяє поліпшенню екологічних показників роботи суднових дизелів – при цьому в діапазоні експлуатаційних навантажень 0,55 ... 0,85% номінальної потужності на 1,32 ... 12,97 % знижується концентрація оксидів азоту в випускних газах, але питома ефективна витрата палива збільшується до 4,13 %.*

Statement of the problem in general. The sea transport is an essential part of the all developed countries all over the world, possessive exit to the global ocean aquatic area. According to "United Nations 2019 Maritime Report", the volume of the sea transportation in 2019 has reached 116 billion tons, thus even the after world crisis in 2008-2010 the sustainable growth of the world maritime trade has been confirmed (Fig. 1) [1].

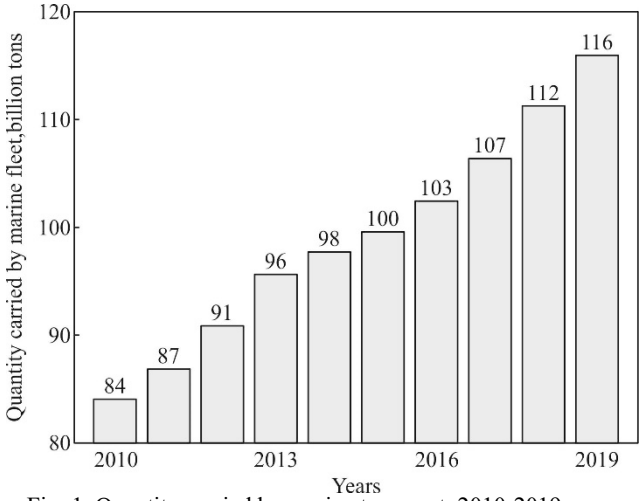


Fig. 1. Quantity carried by marine transport, 2010-2019 years

The diesel, fixed at the sea and river vessels, generate mechanical energy by fuel air ratio, assuring during this operation the permanent heat and mass exchange with the atmosphere [2]. It takes the air and consume the fuel, then exhaust the gases, containing partially the air and the product of fuel oxidation. In this matter of fact the air, incoming to diesel cylinder, performs certain thermodynamic cycle, and as a result is transforming into exhaust gases – a complex gas mixture with numerous components [3].

During combustible fuel elements are oxidized by oxygen in the air (carbon C, hydrogen H and sulphur S) as well a nitrogen N and further burning of fuel air mixture, the next toxic components appear: carbon dioxide gas CO, carbon oxide and hydrocarbon C_nH_m, soot C, nitrogen oxide NO_X, sulphur oxide SO_X, as well the high-density metals combination, containing into fuel (Fig.2).

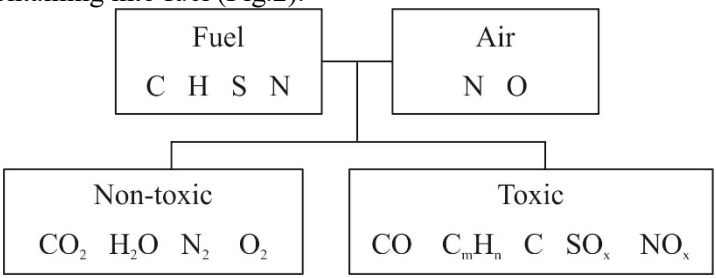


Fig. 2. The mechanism of toxic components exhaust gases formation during fuel oxidation and combustion

The diesel engines ecological characteristics are specified essentially by the containing of nitrogen oxide NO_X into combustion products, that significantly dominate the others harmful components of exhaust gases as per toxic index. In this respect a range of international organizations (namely International Maritime Organization – IMO) incorporate strict requirements, witch implementation assure ecological parameters of ship diesel engine operation [4].

The nitrogen oxide concentration into ships' diesel exhaust gases are determined by the requirements of Annex VI MARPOL depending on ships' building and diesel revolution per minute. According to the standards Tier-I, Tier-II, Tier-III, (related to the diesel vessels built after 2000, 2011 and 2016) the maximum quantity of NO_X into exhaust gases should not be over the limits determined by specific formula (Fig. 3) [5].

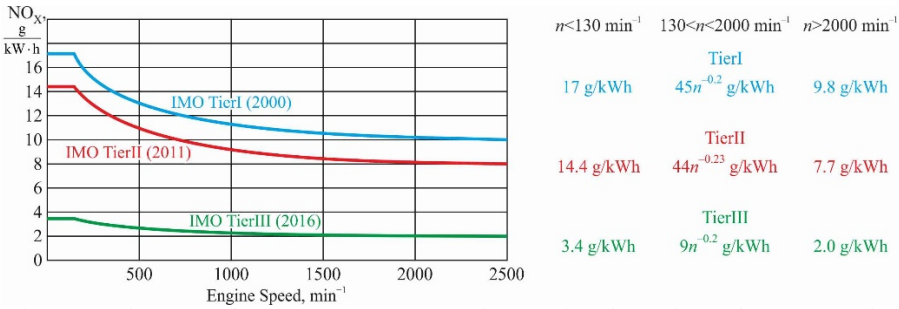


Fig. 3. Requirements of Annex VI MARPOL to the quantity of NO_X into exhaust gases of diesel engines

Analysis of recent researches and publications. At the present time beyond controlled sea and river transport diesel parameters the high profile is given to such ecological parameters as nitrogen oxide concentration in exhaust gases [6]. This parameter is controlled by the international requirements and its supporting into necessary range is mandatory for ship power plants operation, both into world ocean aquatic areas and into territorial waters of seafaring countries [7].

Nitrogen oxide formation during fuel combustion is occurred when temperature into diesel cylinder increase 1500 K and high oxygen concentration condition during atmospheric nitrogen oxidating is controlled at burning process. In this respect all methods, assured decreasing NO_X emission are focused on changes of stoichiometric proportion fuel-air, that leading to deterioration of mixing process, of oxidation and burning [8].

The decreasing NO_X concentration into exhaust gases is achieved by means of:

- by influence to the operation process into engine cylinder [9];
- construction and operation parameters changes of high pressure fuel equipment[10];
- infusion of reagents into exhaust gases during their passing through special reactors [11];
- by usage of exhaust gases system operation assured either their recirculation or (Exhaust gas recirculation – EGR) [12], or their bypassing (Exhaust gas wastegate – EWG) [13].

Exhaust gases recirculation systems (EGR) are used, as a rule, for low speed diesels [14]. For the medium speed diesels the operation of exhaust gases flow could be performed by their bypassing (EWG) [15]. In this case a part of engine exhaust gases immediately fall into exhaust gas manifold besides exhaust gas turbocharger (TC). At this the rotation rate is decreased as well as pressure and quantity of pressurized air into cylinder. The gases bypassing is assured by special valve permitting direct a part of gases not into TC but specifically into to the exhaust pipe [16]. At the present time the EWG systems are installed into medium speed diesels, assured the functions of main and auxiliary engines [17].

Formulation of the problem. The purpose of the research was the determination of optimum exhaust gases by-pass of medium speed engine 6L20 Wartsila. As this, from one side, the best ecological parameters should be assured for provided diesel operating mode (NO_X concentration in exhaust gases) and from the other side – minimal increase (comparing with engine operating mode without by-pass system) of specific effective fuel consumption at simultaneous maintenance of necessary diesel cylinders thermal factor range [18, 19].

Main characteristics of a diesel engine 6L20:
number of cylinders – 6;
cylinder diameter – 0.2 m;
piston stroke – 0.26 m;
maximum combustion pressure – 16.3 MPa;
engine speed – 1000 min^{-1};
nominal power – N_{enom}=1200 kW;
specific effective fuel oil consumption (SFOC) – 193 g/(kWh).

Presentation of the main research material. The researches have been performed on three similar types of medium speed engine 6L20 of Wartsila with electronical operating system of fuel supplying phases, air

and gas assignment, being part of ship's power plant as diesel generators. The nominal power of diesels was N_{enom}=1200 kW at engine speed 1000 min^{-1}. The diesels have had almost the same running hours and have been used on the equal loads [20, 21]. As operation system of exhaust gases on these diesels the system EWG has been installed [22, 23]. The appliance of this system is recommended by Wartsila firstly to limit the pressure of charge air and to prevent surging effects at high load and as additional option – to reduce NO_X. According to project documentation the EWG system assure gases by-pass system in the range 0 … 10 % [24, 25]. The principal scheme of EWG system of diesel 6L20 Wartsila is shown on the Fig.4.

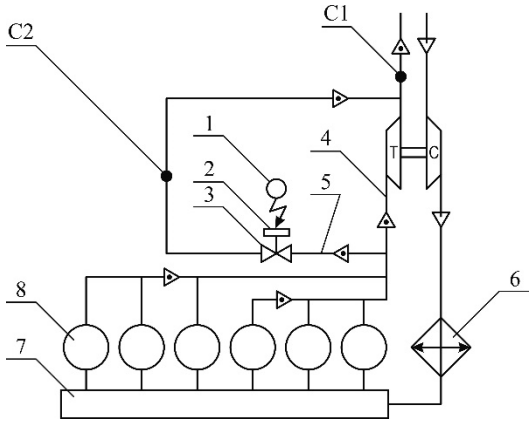


Fig. 4 Principal scheme of medium speed diesel engine 6L20 Wartsile with exhaust gases operating system EWG:

1 – controller of bypass valve position; 2 – pneumatic drive of by-pass valve; 3 – bypass valve (wastegate); 4,5 – main and by-pass gases flow pipeline; 6 – air cooler; 7 – scavenging air receiver;8 – engine cylinders;C1, C2 – control points of gas flow; T,C – gas turbine and air compressor of turbocharger

The air pressurized by air compressor, cooling in air cooler of TC compressor 6 and going into cylinder 8 through scavenging air receiver 7. In diesel (traditionally for medium speed diesel Wartsila) the impulse system of TC is realized, at which the exhaust gases from the cylinder 8 per separate gas pipes going into the blades of gas side turbocharger. Depending on by-pass valve position 3 (the transposition is assured by pneumatic actuator 2 and regulated by controller 1) the exhaust gases are going either to TC gas side 4, or to by-passing 5.

The consumption of exhaust gases into line 4 and 5 are determined in points C1 and C2 by using flowmeter MT100s of “Siemens AG” (Germany). The sensibility of flowmeters MT100 is determine as 0.07 … 0.2 nm^3/s, the operation temperature is up to 454 °C, assuring their functionality at all range of diesel engine operation loads [26, 27]. The flow meters MT100 are in comply to the requirements of the Environmental Protection Agency (EPA) Continuous Emission Monitoring System.

During experiment in point C1 by means of gas detector Testo350XL the concentration of NO_X in exhaust gases has been determined [28].

SFOC b_e has been determined by means of ships’ measuring tools – the flowmeters, installed on the fuel line of fuel inlet to the high pressure of fuel pumps, and timer [29, 30].

The degree of exhaust gases by pass δ_{EWG} is analyzed as per formula:

$$\delta_{EWG} = \frac{G_{wg}}{G_{\Sigma}} \cdot 100\%, \qquad (1)$$

where G_{wg} – the volume of exhaust gases, passing through by pass valve, kg/s (has been measuring in point C2 by means flow meter MT100S);

G_{Σ} – a summary quantity of exhaust gases coming into blowoff pipeline from TC at dully closed by pas valve, kg/s (measured at point C1 by means flow meter MT100S).

The inaccuracy during measuring of gases consumption, determined by flow meter MT100S, did not exceed ±0.5 %, the inaccuracy during measuring of exhaust gases NO_X emission by gas analyzer Testo350XL has been fixed as ±3.5 %, the inaccuracy in checking of specific effective fuel consumption did not exceed ±2.5 % [31].

The engine, where all experimental researches have been performed, has assured the power the constant consumer groups. At this (depending on researched modes) its power was 660, 780, 900, 1020 kW, that was in comply to 55, 65, 75 and 85 % from nominal load – $N_{e\text{work}}=0.55N_{e\text{nom}}$, $N_{e\text{work}}=0.65N_{e\text{nom}}$, $N_{e\text{work}}=0.75N_{e\text{nom}}$, $N_{e\text{work}}=0.85N_{e\text{nom}}$. The inaccuracy in power changing did not exceed ±1.5 %.

The ship’s power plant contained three single type engines, in this respect in case if the quantity of energy consumers and its power was changing, the required load has been redirected on engine which is not

engaged in experiment, thus the engine engaged for the experiment has been used under permanent load. Besides this, during experiment on engine the permanent temperature mode were hold in lubricate and cooling systems. During experiment, engine has been under permanent load within 2.5 … 3 hours and stable position of by-pass valve on each of experiment mode. In consideration to long period of experiment performance the gases consumption checking persistence has been fully neutralized and has no impact to results.

To identify the degree of by-pass valve (wastegate) opening, initially, in point C1 the general consumption of gases has been identify G_{Σ}, outgoing from engine cylinder and going through the main gas manifold 4 (at dully closed valve 3). After that, at changed position of wastegate 3 in point C2 the gas consumption G_{wg} has been identified through by-pass pipeline 5 and degree of gases by-passing δ_{EWG}. has been rated per formula (1). The following measurements have been performed as per two schemes (Fig. 5):

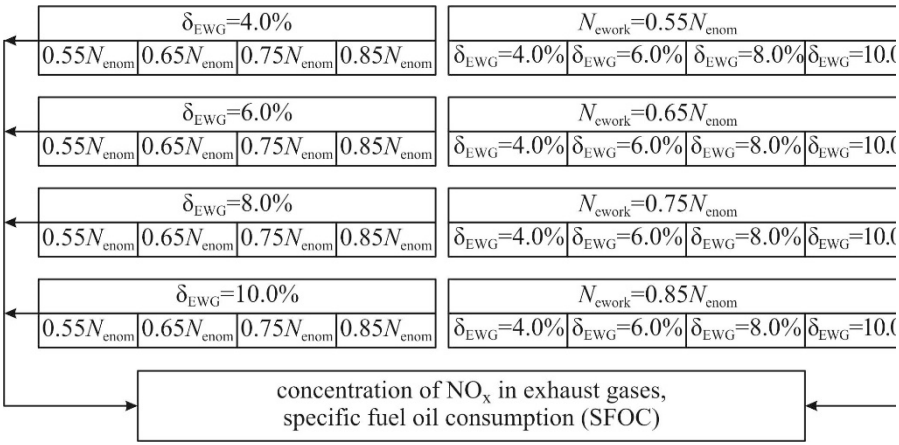


Fig. 5. The succession of experimental researches performance

1) at constant position of by-pass valve the load to engine has been changed and then the NO_X ratio concentration in exhaust gases and SFOC b_e, have been determined, for example at constant ratio δ_{EWG}=10.0 % and different exploitation meaning N_{ework}, corresponding to 55, 65, 75, 85 % from nominal power; further the position of by-pass valve has been changed (δ_{EWG}=8.0, 6.0, 4.0 %) and for every ratio δ_{EWG} in mentioned

diapason the loading to engine has been changed again and the checking of NO_X and b_e has repeated;

2) at constant engine load the by-pass valve position has been changed and then the NO_X emission has been determined and the economic parameter of engine – b_e, for example, at constant ratio $N_{e\text{work}}=0.85N_{e\text{nom}}$ and different meanings δ_{EWG} (δ_{EWG}=10.0, 8.0, 6.0, 4.0 %)); then the engine load meaning has been changed ($0.55N_{e\text{nom}}$, $0.65N_{e\text{nom}}$, $0.75N_{e\text{nom}}$) and for every meaning in mentioned diapason the position of by-pass valve has been changed again and the measurement of NO_X and b_e has repeated. This helped to get more experimental meanings and to increase their informative content. Receipt in that way experimental meanings have shown good convergence that confirmed corrective way of the performed measurements.

As criteria of engine thermal factor the temperature average value of exhaust gases on diesel cylinders have been taken – t_g, measuring of that value has been assured by ships diagnostic system Doctor. The temperature value of exhaust gases are recommended by manufacture of the engine as well by Scientifics used as evaluation criteria of working process and condition of high pressure fuel equipment [32, 33].

The results of researches are generalized in table 1 and provided on Fig. 6.

Table 1 The parameters changes of ships diesel 6L20 Wartsila for different condition of experiment

Load ratio, %	Bypass degree of exhaust gases, δ_{EWG}, %				
	0	4.0	6.0	8.0	10.0
	emission NO_X, g/(kW·h)				
55	7.58	7.48	7.43	7.33	7.28
65	7.81	7.62	7.52	7.43	7.32
75	8.21	7.82	7.71	7.52	7.34
85	8.48	8.19	7.78	7.64	7.38
	specific effective fuel oil consumption, b_e, g/(kW·h)				
55	198.6	200.7	201.6	203.5	206.8
65	196.9	198.9	199.6	201.3	202.6
75	195.5	196.3	196.8	197.3	198.1
85	191.6	192.5	193.6	195.1	195.7
	exhaust gases temperature t_g, °C				
55	285	294	298	312	318
65	279	285	294	304	308
75	278	283	291	293	297
85	273	281	288	290	293

The relative change in the economic (Δb_e) and environmental (ΔNO_X) performance of a diesel engine in the case of using the EWG system can be determined by the expressions

$$\Delta b_e = \frac{b_e^0 - b_e^{EWG}}{b_e^0} \cdot 100\%, \quad \Delta NO_X = \frac{NO_X^{EWG} - NO_X^0}{NO_X^0} \cdot 100\%,$$

where b_e^0, b_e^{EWG} – specific effective fuel oil consumption without using EWG system and by using EWG system with different degree of bypassing , g/(kW·h);

NO_X^{EWG}, NO_X^0 – NO_X emission without using of EWG system and by using EWG system with different degree of bypassing, g/(kW·h) [34].

The meanings b_e^0, b_e^{EWG} and NO_X^{EWG}, NO_X^0 are taken from table 1 for relevant load meanings and bypass degree δ_{EWG}. The changes Δb_e and ΔNO_X for different diesel loads and different degree of exhaust gases bypass are shown on the Fig. 7.

Conclusions and prospects for further researches. For marine medium-speed diesels with electronical operation, as a method assured the compliance of Annex VI MARPOL requirements, the exhaust gases bypass system can be used – namely EWG system, at which a part of combustion products are going to exhaust funnel passing by TC. The diesel electronic operating allow to assure this process in smooth mode at range 0 … 10 % from total gases from total gases volume, going out from the engine cylinder.

The analysis of researches results, performed for ships' medium-speed diesel 6L20 Wartsila (used at sea and river ships as auxiliary generator engine) allow to conclude the following:

1) the increase of exhaust gases bypassing level at diapason 4 ... 10 % and favor the decreasing of nitrogen oxides emission from 8.48 g/(kW·h) to 7.28 g/(kW·h) and depend on engine load; at this the relevant decreasing of ΔNO_X emission is within the limits 1.32 … 12.97 %;

2) the utmost level of nitrogen oxide concentration decreasing in exhaust gases correspond to maximum level of gases' bypassing and maximum load of engine mode (in performed experiments 10 % and $0.85N_{enom}$ consequently);

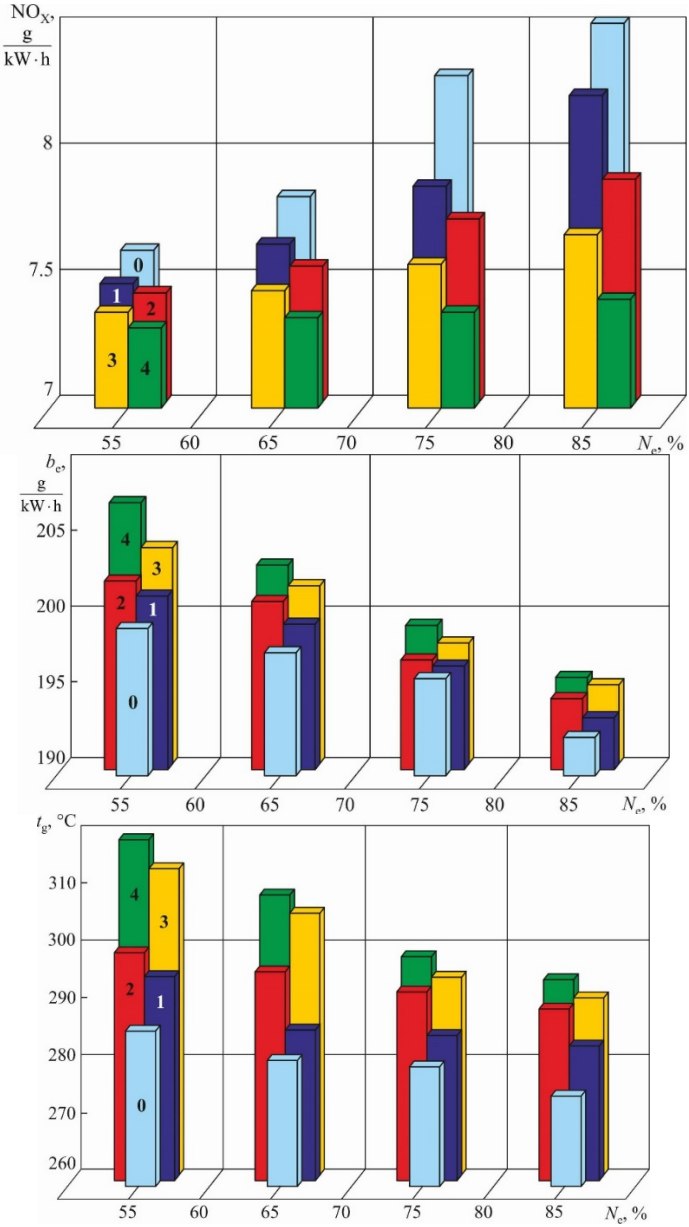


Fig. 6. Emissions NO_X, g/(kW·h), exhaust gas temperature t_g, °C, specific fuel oil consumption b_e, g/(kW·h) for different loads N_e, %, of the 6L20 Wartsila marine diesel engine and different degrees of gas bypass δ_{EWG}:

0 – without bypass; 1 – 4.0 %; 2 – 6.0 %; 3 – 8.0 %, 4 – 10.0 %

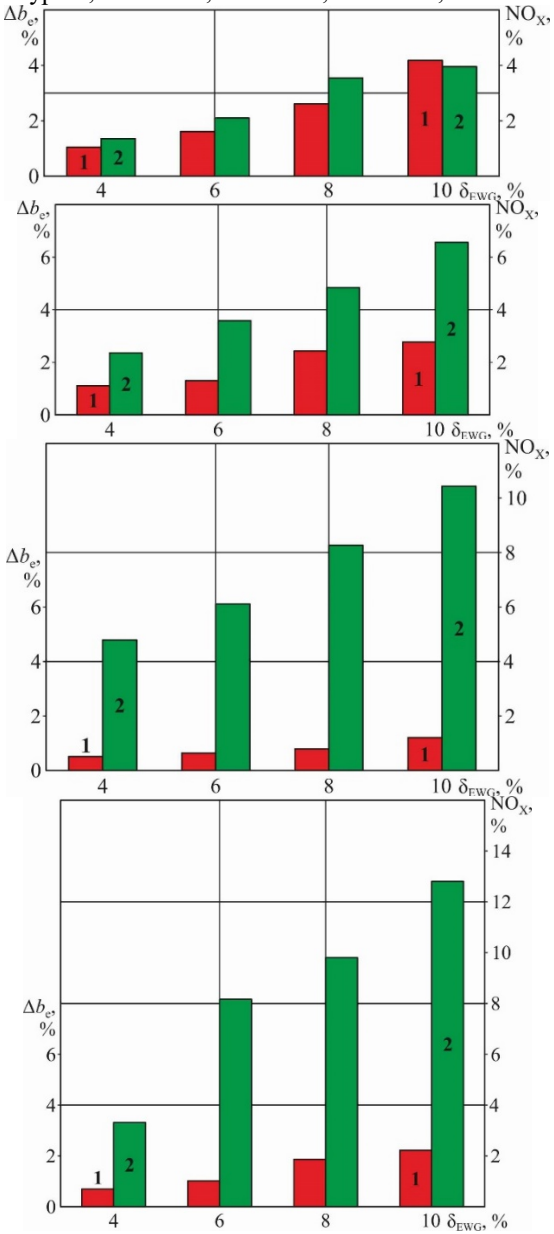


Fig. 7. he relevant changes of ecological and economical engine 6L20 Wartsila operation parameters by different degree of exhaust gases by-pass:

a – 55 %; *b* – 65 %; *c* – 75 %; *d* – 85 %

3) the usage of EWG system decrease the gases emission, going to gas TC, that lead to turbocharging capacity, to the decreasing of air quantity, going to engine cylinder, and growth the specific effective fuel consumption;

4) for the operative diesel modes close to nominal ones (in performed researches $N_{e\text{work}}$=(0.75 … 0.85)$N_{e\text{nom}}$) by using if exhaust gases by-pass the relevant increase of specific effective fuel consumption is determined as 0.41 … 2.14 %; at this taking into consideration the maximum (up to 4.74 … 12.97 %) NO_X emission decrease at current exploitation modes, the improvement of diesel ecological operation parameters is a prevalent factor for current charges diapason, that's why the usage of EWG system is effectual and can be recommended as a method to assure the ecological compliance of ships' diesels.

5) at load $N_{e\text{work}}$=(0.55 … 0.65)$N_{e\text{nom}}$ the increase of fuel consumption at use of EWG system can reach 1.06 … 2.89 %; taking into consideration that in current load option the EWG usage assure the NO_X emission on 1.32 … 6.27 %, the appliance of gases by-pass for current diapason is not reasonable;

6) the estimation of EWG system effectivity as one of measure the comply to the Annex VI MARPOL requirements on NO_X emission reducing, should be performed by complex estimation of the following parameters of engine operation: NO_X quantity in exhaust gases, the increasing of specific effective fuel consumption Δb_e, the exhaust gases temperature t_g. As optimal exhaust gases bypassing the values corresponding to maximum NO_X emission decreasing at minimum increase of fuel consumption and simultaneous maintaining of t_g within the limits, not exceeding the thermal factor acceptable level;

7) for the considered ship diesel 6L20 Wartsila (where the researches have been performed) the usage of EWG system is reasonable for load increasing the value $N_{e\text{work}}$=0.75$N_{e\text{nom}}$. At this decreasing of nitrogen oxide emission on 8.40 … 12.47 %, assured the NO_X concentration in exhaust gases at level 7.34 … 8.19 g/(kW·h). The increase of specific effective fuel oil consumption at current modes are within the limits 0.41 … 2.14 %. For the load $N_{e\text{work}}$=(0.55 … 0.65)$N_{e\text{nom}}$ the NO_X emission decrease also is relevant (on 1.32 … 6.27 %), but the specific effective fuel oil consumption is increasing on 2.89 … 4.13 %, besides this at

8 … 10 % bypassing of exhaust gases the level of diesel thermal factor increase the acceptable limits.

The usage of EWG change the stochiometric proportion of fuel-air ration that degradant the combustion process and favor the increasing of specific effective fuel consumption. Notwithstanding the specific increase of fuel consumption, the usage of EWG system could be recommended in specific region of world ocean, when the dominant parameter during ship power plant exploitation became their ecological parameters.

The provided results confirm the usage of EWG system to decrease the NO_X emission level. But the most reasonable usage could be its appliance as additional measure in complex with exhaust gas recirculation system EGR that required additional researches.

REFERENCES

1. Review of Maritime Transport 2020 // United Nations Conference on Trade and Development (UNCTAD/RMT/2020). – New York, 2020. – 159 p.

2. 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.

3. Kuropyatnyk O.A. Reduction of NO_x emission in the exhaust gases of low-speed marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. – 2018. – № 7-8. – P. 37 - 42. doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-37-42.

4. Kuropyatnyk O.A. Reducing the emission of nitrogen oxides from marine diesel engines // International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration. – 2020. Beijing. Part 2.– P. 154-160. DOI. 10.34660/INF. 2020.24.53689.

5. Kuropyatnyk O. A. Ensuring environmental performance indicators of marine diesel engines // International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”. – 2019. – Beijing, August 31. – Part 1.– P. 146 - 153. DOI. 10.34660/INF. 2019.15.36259.

6. Van T.G., Ramirez J., Ristovskim Z., Brown R. J. Global impact of recent IMO regulation on marine fuel oil refining processes and ship emissions // Transportation Research Part D: Transport and Environment. – 2019. – Vol. 70. –P. 123-134. DOI: 10.1016/j.trd.2019.04.001.

7. Kuropyatnyk O.A. Selection of optimal operating modes of exhaust gas recirculation system for marine low-speed diesel engines // International Conference “Process Management and Scientific Developments”. – 2020. – Birmingham, January 16. – Part 4. – P. 203 - 211. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52992.

8. Likhanov V.A., Lopatin O.P. Dynamics of soot formation and burnout in a gas diesel cylinder // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020 – 862 (2020) 062033. doi:10.1088/1757-899X/862/6/062033.

9. 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.

10. 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.

11. 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.

12. Kuropyatnyk O.A., Sagin S.V. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NOx Emissions from Marine Diesel Engines // Naše more. – 2019. – Vol. 66. – № 1. – P. 1 - 9. https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1.

13. Lopatin O.P. Study of the influence of the degree of exhaust gas recirculation on the working process of a diesel // Journal of Physics: Conference Series. – 2020. – 1515 (2020) 042021. doi:10.1088/1742-6596/1515/ 4/042021.

14. 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. – Vol 15. – № 2. P. 67 - 71.

15. Bendrich M., Hayes R.E., Scheuer A., Votsmeier M. Unified mechanistic model for standard SCR, fast SCR and NO_2 SCR over a copper chabazite catalyst // Applied catalysis B : Environmental. –2018. – Vol. 222. – P. 76 - 87. DOI: 10.1016/j.apcatb.2017.09.069.

16. Manieniyan V., Vinodhini G., Senthilkumar R., Sivapkarasam S. Wear element analysis using neural networks of a DI diesel engine using biodiesel with exhaust gas recirculation // Energy. – 2016. – Vol. 114. – P. 603 - 612. DOI: 10.1016/j.energy.2016.08.040.

17. Kuropyatnyk O. A. The use of bypass exhaust gases to ensure the environmental performance of marine diesel engines // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – С. 217 -228.

18. Звєрьков 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.

19. 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.

20. Заблоцкий Ю.В., Солодовников В.Г. Снижение энергетических потерь в топливной аппаратуре судовых дизелей // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 3. – Одесса: ОНМУ. – С. 46-56.

21. Куропятник А. А. Снижение концентрации оксидов азота в выпускных газах судовых дизелей // Universum: Технические науки. – 2018. – Вып. 3(48). – С. 63 - 66.

22. Мацкевич Д.В., Заблоцкий Ю.В. Определение смазочной способности дизельных топлив // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С.145 - 153.

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. 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.

25. 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.

26. 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.

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

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

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

30. Сагин С.В. Оптимизация расхода высокощелочного цилиндрового масла судовых малооборотных дизелей // Universum: Технические науки : электрон. научн. журн. – 2016. – № 7 (28) . URL: http://7universum.com/ru/tech/archive/item/3385.

31. 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.

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

33. 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.

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

10.31653/smf343.2021.41-53

Мадей В.В.
Національний університет «Одеська морська академія»,

ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ПАЛИВА В СУДНОВИХ СЕРЕДНЬООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛЯХ

v.madey@gmail.com

Анотація. Розглянута можливість ***використання палива біологічного походження в суднових середньообертових дизелях. Експерименти підтвердили можливість використання біопалива (у складі паливної суміші палива DMA і 5 ... 15 % біодизельного палива) для забезпечення робочого циклу і передачі потужності на споживачі енергії. Використання біопалива підвищує екологічність роботи суднового дизеля – при цьому на 5,1 ... 23,3% (залежно від навантаження дизеля і вмісту біопалива в паливній суміші) знижується емісія оксидів азоту. Під час використання біопалива відбувається 1 ... 5,1 % збільшення питомої витрати палива, що знижує економічність роботи дизеля.***

Abstract.The possibility of using fuel of biological origin in marine medium-speed diesels is considered. Experiments have confirmed the possibility of using biofuels (as part of a fuel mixture of DMA fuel and 5 ... 15 % biodiesel) to ensure the work cycle of the diesel and power transmission to energy consumers. The use of biofuels increases the environmental friendliness of marine diesel - with 5.1 ... 23.3 % (depending on the diesel load and the content of biofuels in the fuel mixture) reduces the emission of nitrogen oxides. When using biofuels there is a 1 ... 5.1% increase in specific fuel consumption, which reduces the efficiency of the diesel engine.

Постановка проблеми в загальному вигляді. Основним джерелом енергії теплових двигунів (газових турбін, котлів, дизелів) є паливо нафтового походження [1]. За даними транснаціональної компанії British Petroleum за 2020 рік, доведені світові запаси нафти оцінюються в 244,6 мільярдів тонн. З огляду на щорічні обсяги споживання палива, подібних запасів світової енергетики вистачить на 40...45 найближчих років [2]. Це, а також сучасні екологічні вимоги до теплових двигунів, є поштовхом для розвитку альтернативної енергетики і розроблення альтернативних палив [3].

У даний час одночасно з проблемою поступового виснаження нафтових ресурсів актуальною є проблема забезпечення екологічності роботи суднових енергетичних установок і насамперед дизелів як найпоширеніших на морському і річковому транспорті теплових двигунів. Палива для морських дизелів традиційно поділяють на важкі і легкі. До першої категорії відносяться палива, в'язкість яких за 50°С перевищує 50 сСт (у сучасних дизелях використовуються палива з в'язкістю до 500 ... 700 сСт). Легкі палива характеризуються в'язкістю 2 ... 40 сСт. До складу важкого палива (порівняно з легким) входить підвищений вміст сірки (до 0,5 %) та азоту (до 1,0 %). Під час їх згоряння утворюються токсичні компоненти – оксиди сірки SO_X і азоту NO_X, які негативно впливають на екологію і людину. Саме тому до специфічних завдань експлуатації суднових енергетичних установок відносяться запобігання утворенню і нейтралізація екологічно небезпечних речовин, які є невід'ємною частиною процесу використання нафтових дизельних палив. У зв'язку з цим останнім часом велика увага приділяється зниженню в продуктах згоряння шкідливих речовин, особливо оксидів азоту NO_X [4, 5]. З метою зниження концентрації цих речовин, використовують різні методи і технології: уприскування води в повітряний і випускний колектор і безпосередньо в циліндр дизеля; рециркуляція випускних газів, використання альтернативного палива – дешевого, з високими теплотворними характеристиками та екологічно чистого [6, 7].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Інтенсивні дослідження можливості використання альтернативних палив ведуться протягом останніх десятиліть [8, 9]. При цьому найкращим вважається часткове заміщення традиційних видів моторного палива синтетичними рідкими вуглеводнями, які отримують з природного газу, а також біодизельного палива, яке отримують з рослинних мастил [10, 11]. Це пояснюється простотою та екологічністю технології отримання рослинних мастил, їх порівняно невисокою вартістю і прийнятним займанням в умовах здійснення робочого циклу суднового дизеля.

Як правило, експлуатація дизелів виключно на альтернативних паливах не проводиться. Їх в'язкість перевищує в'язкість дизельного палива, що (в разі організації робочого циклу тільки на альтернативному паливі) призводить до трансформації процесів подачі палива, впорскування і розпилювання палива. Крім того, знижена теплотворна здатність альтернативних палив не дозволяє отримати необхідну

для переміщення поршня і обертання вала енергію. Тому в судновій енергетиці використовуються суміші традиційного та альтернативного палива. Найбільш простий спосіб додавання альтернативного палива до традиційного – безпосередньо в судновій паливній системі, перед подачею паливної суміші в циліндр дизеля. Концентрація альтернативного палива в паливній суміші становить 5 ... 30 % [12].

Дослідження щодо можливості використання альтернативних палив у теплових двигунах у даний час найбільш поширені для стаціонарної енергетики, а також для автомобільного транспорту [13]. Стосовно дизелів суден морського та річкового транспорту подібні дослідження ще не набули широкого розповсюдження. Це пояснюється автономністю морських суден і неможливістю безперешкодного відновлення запасів палива (у тому числі альтернативного) [14]; високою потужністю суднової енергетичної установки [15]; необхідністю в узгодженні всіх робіт із удосконалення паливної системи з кваліфікаційними товариствами, що здійснюють технічний контроль над судном та енергетичною установкою [16].

Також необхідно відзначити, що використання альтернативних палив для суднових дизелів підвищеної потужності (з діаметром циліндра понад 0,4 ... 0,42 м і номінальною потужністю понад 5000 кВт) обмежене у зв’язку з тим, що при цьому відбувається:

• неконтрольоване погіршення екологічних показників (через коливання відношення паливо-повітря) [17];

• зменшення крутного моменту (через падіння максимального тиску циклу) [18];

• зниження ефективної потужності на номінальному навантаженні (через зміни періоду подачі палива) [19].

Наведений аналіз підтверджує, що вивчення можливості використання альтернативних сортів палива (зокрема біодизельного) у суднових дизелях є актуальним завданням, розв’язання якого в даний час не знайдено. При цьому необхідно:

• встановити оптимальні схеми комплектації суднових паливних систем, що використовують альтернативні сорти палива;

• визначити критерії, за якими необхідно здійснити оцінку ефективності використання альтернативних палив;

• встановити оптимальний склад паливної суміші, що містить альтернативне паливо.

Постановка завдання. Суднові двигуни внутрішнього згоряння середньої і малої потужності (з діаметром циліндра до 0,32 ... 0,36 м і

номінальною потужністю, що не перевищує 3000 кВт) використовуються як допоміжні двигуни (такі, що передають потужність на електричний генератор). Подібні двигуни встановлюються на суднах у кількості 2 ... 4, мають кожен свою паливну систему, тому дозволяють використовувати для забезпечення робочого циклу палива з різними характеристиками (у тому числі альтернативні) [20, 21].

Завданням досліджень було визначення впливу альтернативного палива на економічні та екологічні показники суднового дизеля.

Виклад основного матеріалу. Дослідження виконувалися на суднових середньообертових 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.

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 однаковому навантаженні, підтримка якого вимагалась 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 і усереднення отриманих значень. Це забезпечувало коректність проведення досліджень і можливість зіставлення вимірів, виконаних на різних дизелях.

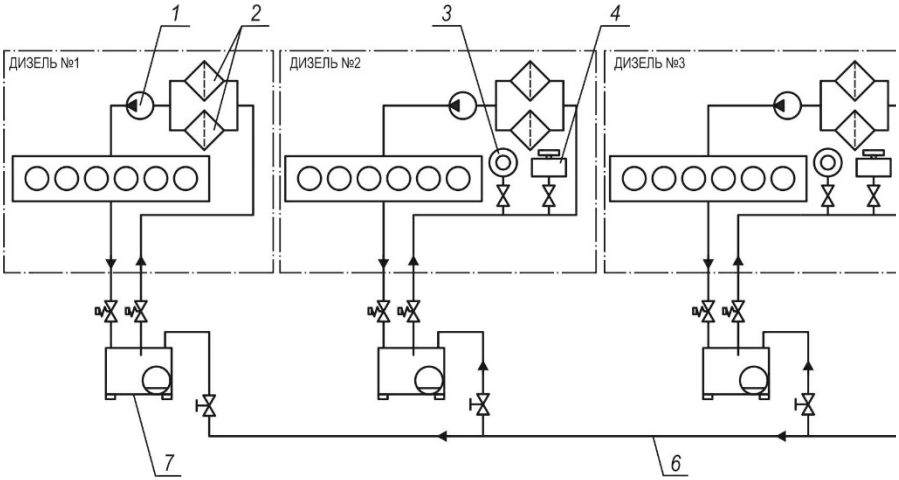


Рис. 1. Принципова схема паливної системи суднових дизелів 6H17/28 Hyundai Heavy Industries:

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

Контур подачі палива до першого дизеля не змінювався та дизель експлуатувався на паливі DMA (з в'язкістю 6 сСт і вмістом сірки 0,08 %). В'язкість палива дозволяє додавати в нього біодизельне паливо (з в'язкістю 8 сСт і вмістом сірки 0,005 %). Вміст біодизельного палива в паливній суміші змінювався в інтервалі 5 ... 15 %. 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) [22, 23].

Основними величинами, які вимірювалися під час проведення експерименту, були питома ефективна витрата палива і концентрація оксидів азоту у випускних газах. Навантаження на дизелі під час проведення експериментів змінювалося в інтервалі 25 ... 75 % від номінального значення.

Оксиди азоту NO_X є одними з найбільш токсичних компонентів випускних газів [4, 5]. За нормальних атмосферних умов азот являє собою інертний газ. При високому тиску й особливо температурах азот активно вступає в реакцію з киснем. У випускних газах двигунів понад 90 % усієї кількості NO_X становить оксид азоту NO, який у системі випуску і в атмосфері легко окислюється в діоксид NO_2, а далі перетворюється в азотну кислоту HNO_3. Згодом азотна кислота

конденсується в повітрі, повертається на поверхню Світового океану або острівну і материкову частину Землі у вигляді кислотних дощів і негативно впливає на навколишнє середовище і людину [2, 7].

Екологічні характеристики дизельних двигунів визначаються головним чином вмістом у продуктах згоряння оксидів азоту NO_X, які за індексом токсичності значно перевершують інші шкідливі компоненти випускних газів. У зв'язку з цим ціла низка міжнародних організацій (зокрема International Maritime Organization – IMO) вводить суворі вимоги, виконання яких дозволяє забезпечити екологічні параметри роботи суднових дизелів [14, 23].

Концентрація оксидів азоту у випускних газах суднових дизелів регламентується вимогами Annex VI MARPOL. Згідно з цими вимогами концентрація NO_X у випускних газах для дизелів, аналогічних розглянутим у роботі, не повинні перевищувати значення

$$C_{NO_X} \le 44n^{-0,23}, \qquad (1)$$

де n – частота обертання вала дизеля, об/хв.

Для суднового середньообертового дизеля 6H17/28 Hyundai Heavy Industries отримаємо:

$$C_{NO_X} \le 44 \cdot 900^{-0,23} = 9,2\ \text{г/(кВт} \cdot \text{год)}.$$

Вимірювання концентрації NO_X у випускних газах суднових дизелів виконувалося за допомогою газоаналізатора Testo350XL виробництва Німеччини, який дозволяє виконувати вимірювання в діапазоні температур -40 ... 1200°C. Газоаналізатори Testo350XL відповідають вимогам Системи безперервного моніторингу викидів (Continuous Emission Monitoring System – CEMS) Агентства з охорони навколишнього середовища (Environmental Protection Agency – EPA) [24, 25]. Питома ефективна витрата палива b_e визначалася за допомогою суднових вимірювальних засобів [26]. Потужність дизелів визначалася за допомогою електронного обладнання, розташованого в центральному посту управління машинного відділення [27].

Результати дослідження наведені в табл. 1.

Таблиця 1.Результати експерименту

Вид палива	Навантаження на дизель, %		
	25	50	75
	Концентрація NO_X у випускних газах, г/(кВт·год)		
DMA	6,28	7,17	8,27
DMA+5 % біодизельного палива	5,96	6,16	7,47
DMA+10 % біодизельного палива	5,36	5,86	6,34
DMA+15 % біодизельного палива	5,21	6,32	7,63
	Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год)		
DMA	196	189	185
DMA+5 % біодизельного палива	198	191	187
DMA+10 % біодизельного палива	200	193	191
DMA+15 % біодизельного палива	201	194	195

Зазначимо, що на всіх досліджуваних режимах і за будь-яких умов проведення експерименту концентрація оксидів азоту у випускних газах не перевищувала значення, визначеного за виразом (1), таким чином експлуатація дизелів проводилася із забезпеченням вимог Annex VI MARPOL [28, 29].

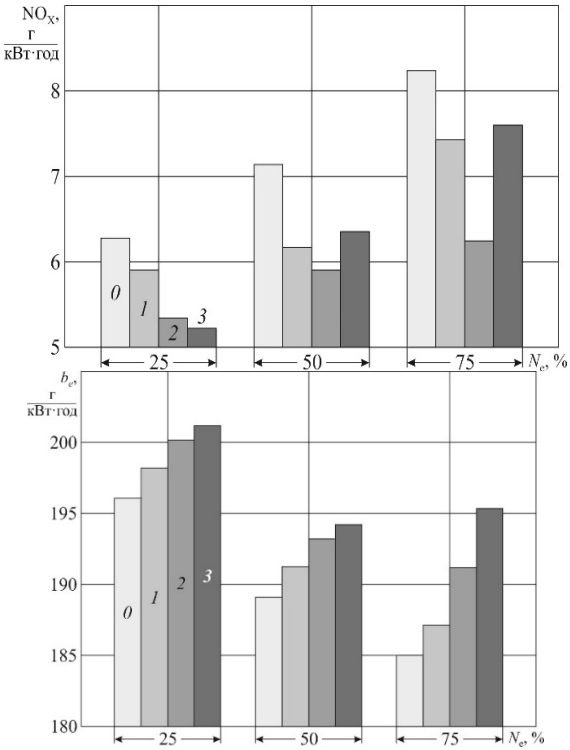
За результатами таблиці 1 побудовані діаграми, що відображають зміни емісії NO_X (рис. 2, *а*) і питомої ефективної витрати палива (рис. 2, *б*) для різних навантажень суднового дизеля 6H17/28 Hyundai Heavy Industries.

Відносні зміни концентрації оксидів азоту у випускних газах ΔNO_X і питомої ефективної витрати палива Δb_e розраховувались за виразами

$$\Delta NO_X = \frac{NO_X^{DMA} - NO_X^{Bio}}{NO_X^{DMA}} \cdot 100\%, \quad \Delta b_e = \frac{b_e^{Bio} - b_e^{DMA}}{b_e^{Bio}} \cdot 100\%,$$

де NO_X^{DMA}, b_e^{DMA} – концентрація і питома ефективна витрата палива під час експлуатації дизеля на паливі DMA, г/ (кВт·год) [30, 31];

NO_X^{Bio}, b_e^{Bio} – концентрація і питома ефективна витрата палива під час експлуатації дизеля на суміші палива DMA і біодизельного палива, г/(кВт·год) [32, 33].



а) *б*)

Рис. 2. Концентрації NO_X у випускних газах, г/(кВт·год), питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год), для різних навантажень суднового дизеля 6H17/28 Hyundai Heavy Industries і різних видів палива:

0 – паливо DMA; 1 – DMA+5 % біодизельного палива; 2 – DMA+10 % біодизельного палива;3 – DMA+15% біодизельного палива

Отримані значення узагальнені у вигляді таблиці 2, а також відображені на діаграмах, наведених на рис. 3.

Таблиця 2. Результати експерименту

Вид топлива	Навантаження на дизель, %		
	25	50	75
	Відносна зміна концентрації NO_X в випускних газах, %		
DMA+5 % біодизельного палива	5,10	14,09	9,67
DMA+10 % біодизельного палива	14,65	18,27	23,34
DMA+15 % біодизельного палива	17,04	11,85	7,74
	Відносна зміна питомої ефективної витрати палива, %		
DMA+5 % біодизельного палива	1,01	1,05	1,07
DMA+10 % біодизельного палива	2,00	2,07	3,14
DMA+15 % біодизельного палива	2,49	2,58	5,13

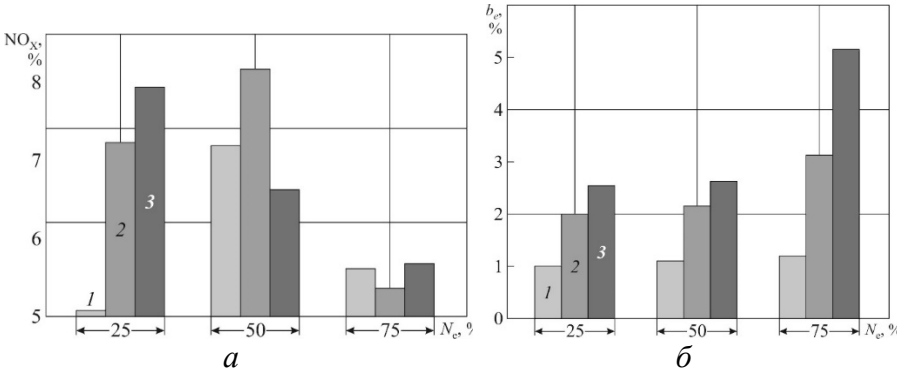


Рис. 3. Відносна зміна концентрації оксидів азоту у випускних газах (*а*) і питомої ефективної витрати палива (*б*) для різних навантажень суднового дизеля 6H17/28 Hyundai Heavy Industries і різних видів палива:

1 – DMA+5 % біодизельного палива; 2 – DMA+10 % біодизельного палива;

3 – DMA+15% біодизельного палива

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

1. Енергетичні установки суден морського та річкового транспорту є великими споживачами палива нафтового походження, запаси якого поступово виснажуються. Одним із джерел енергії, дослідження про можливості використання якого в судновій енергетиці ведуться в даний час, є альтернативне паливо, зокрема біопаливо (метиловий ефір рослинного мастила). Безпосереднє використання тільки

біопалива для забезпечення робочого циклу суднового дизеля неможливе (передусім через його низьку теплотворну здатність), проте паливні суміші, що складаються з дизельного палива (як основного компонента) і біопалива з концентрацією до 20 ... 25% (як домішки) отримали впровадження як в стаціонарній енергетиці, так і в судновій.

2. Експерименти, що виконані на суднових середньообертових дизелях 6H17/28 Hyundai Heavy Industries, підтвердили можливість використання біопалива (у складі паливної суміші палива DMA і 5 ... 15 % біодизельного палива) для забезпечення робочого циклу і передачі потужності на споживачі енергії.

3. Використання біопалива підвищує екологічність роботи суднового дизеля – при цьому на 5,1 ... 23,3% (залежно від навантаження дизеля і вмісту біопалива в паливній суміші) знижується емісія оксидів азоту.

4. Під час використання біопалива відбувається 1 ... 5,1 % збільшення питомої витрати палива, що знижує економічність роботи дизеля.

5. Оптимальний склад паливної суміші, що містить біопаливо, доцільно визначати для кожного навантаження дизеля з урахуванням його екологічних та економічних показників роботи.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Sagin S.V., Solodovnikov V.G. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines // Modern Applied Science. – 2015. – Vol. 9. – №. 5. – P. 269 - 278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269.

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

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

4. 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.

5. 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.org/10.17818/NM/2018/2.3.

6. Kuropyatnyk O.A. The use of bypass exhaust gases to ensure the environmental performance of marine diesel engines // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – С. 217 - 228.

7. 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.

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

9. 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. – Iss. 2. – P. 200 - 208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208.

10. Заблоцкий Ю.В., Солодовников В.Г. Снижение энергетических потерь в топливной аппаратуре судовых дизелей // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 3. – Одесса: ОНМУ. – С. 46 - 56.

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

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

13. Мацкевич Д.В., Заблоцкий Ю.В. Определение смазочной способности дизельных топлив // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С.145 - 153.

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

15. Звєрьков 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.

16. 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.

17. 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.

18. 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.

19. 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.

20. 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.

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

22. 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.

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

24. 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.

25. Сагин С.В. Оптимизация расхода высокощелочного цилиндрового масла судовых малооборотных дизелей // Universum: Технические науки : электрон. научн. журн. – 2016. – № 7 (28) . URL: http://7universum.com/ru/tech/archive/item/3385.

26. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей // Проблеми техніки : наук.-виробн. журнал, 2012 . – № 4. – Одесса : ОНМУ. – С. 68 - 81.

27. 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.

28. 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.

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

30. 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.

31. Sagin A. S., Zablotskyi Yu. V. Reliability maintenance of fuel equipment on marine and inland navigation vessels // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7 - 8 (July – August). – P. 14 - 17. https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-14-17.

32. Будашко В.В., Онищенко О.А., Юшков Е.А. Физическое моделирование многофункционального пропульсивного комплекса // Зб. наук. праць Військової академії (м. Одеса): технічні науки. – 2014. – № 2. – С. 88 - 92.

33. Malakhov O., M Kolegaev., Malakhova D., Maslov I., Brazhnik I., Gudilko R. Improvement of working parameters of ships with the use of water-fuel emulsions // Technology audit and production reserves. – 2018. – № 6/3 (44). – P. 14 - 20.

10.31653/smf343.2021.54-68

Мар'янов Д.М.
Національний університет «Одеська морська академія»,

УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ЗБЕРІГАННЯ ТА ЦИРКУЛЯЦІЇ БУРИЛЬНОЇ СУСПЕНЗІЇ НА СУДНАХ ТИПУ PLATFORM SUPPLY VESSEL

denismaryanovv@gmail.com

Анотація. Розглянута система зберігання та циркуляції бурильної суспензії на суднах класу Platform Supply Vessel. Експериментально встановлено, що для часу транспортування 6 … 36 годин стратифікація густини бурильної суспензії за глибиною вантажного танку становить 3,04 … 32,04 %. Як спосіб, що забезпечує мінімальну стратифікацію густини бурильної суспензії під час її транспортуванні, запропоновано використання додаткової Х-подібної циркуляції бурильної суспензії в обсязі сусідніх вантажних танків. Дослідженнями підтверджено, що при цьому стратифікація густини за часовий період 6 … 36 годин знижується до діапазону 2,30 … 9,01 %. Комплексне використання додаткової Х-подібної циркуляції та одночасної подачі повітря у донну частину вантажного танку забезпечує значення стратифікації густини 0,73 … 2,93 %.

Abstract. The system of storage and circulation of drilling fluid on Platform Supply Vessel class vessels is considered. It was experimentally established that for the transport time of 6 … 36 hours the stratification of the density of the drilling fluid by the depth of the cargo tank is 3.04 … 32.04 %. As a method that ensures minimal stratification of the density of the drilling fluid during its transportation, it is proposed to use additional X-shaped circulation of the drill slurry in the volume of adjacent cargo tanks. Studies have confirmed that the density stratification for the time period of 6 … 36 hours decreases to the range of 2.30 … 9.01 %. The integrated use of additional X-shaped circulation and simultaneous air supply to the bottom of the cargo tank provides a value of density stratification of 0.73 … 2.93 %.

Постановка проблеми в загальному вигляді. Щорічне збільшення споживання вуглеводневої сировини, превалювання використання рідкого і газоподібного палива над твердим, відсутність реальних альтернатив нафти і газу як основного джерела теплової енергії призводить до поступового виснаження їх континентальних родо-

вищ. Подальше зростання споживання енергії в промисловості, на транспорті та в повсякденному житті підвищує дефіцит палива нафтового походження, який може бути забезпечений тільки континентальними запасами. Тому останнім часом велика кількість країн розвиває і розширює освоєння ресурсів континентального шельфу та Світового океану. При цьому видобуток вуглеводневої сировини здійснюється на автономних бурових платформах, розташованих поза материкових територій, а тому вимагаютьдоставки на них спеціального обладнання, техніки та матеріалів. З цією метою використовуються судна класу PSV – Platform Supply Vessel, які характеризуються підвищеною маневреністю, високою енергооснащеністю, а також включають до свого складу ряд спеціальних, характерних тільки їм систем. Однією з таких систем є система транспортування бурильної суспензії, яка згодом перекачується на нафтовидобувну платформу і використовується для виконання робіт з буріння морського шельфу [1]. У функціональні властивості бурильних суспензій входять забезпечення мащення, охолодження та антикорозійної дії на буровий інструмент, а також промивання свердловин у процесі буріння (рис. 1). [2, 3].

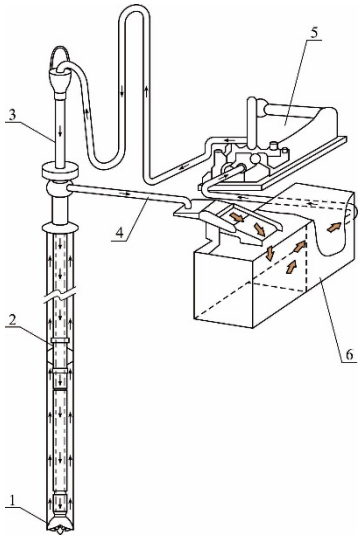


Рис. 1. Технологічна схема використання бурильної суспензії:

1 – бур, 2 – бурильна труба, 3 – поворотна труба, 4 – магістраль бурильної суспензії, 5 – насос подачі бурильної суспензії, 6 – танк бурильної суспензії

Бурильні суспензії являють собою складні багатокомпонентні дисперсні системи суспензійних, емульсійних та аєрованих рідин, основу яких складає мастильний матеріал. У бурильних суспензіях

(які використовують для видобутку нафти на морських та океанських платформах) дисперсним середовищем є малов'язке мінеральне мастило, дисперсною фазою – метали (наприклад, Ca, Mg, Cu), солі металів (наприклад, NaCl, KCl, $MgCl_2$), а також різні кремнійорганічні сполуки.Дисперсна фаза бурильної суспензії забезпечує процес мащення та охолодження бурильного обладнання, дисперсне середовище – покращує його триботехнічні характеристики [3-5]. Дисперсні компоненти бурильної суспензії (метали і солі металів) мають більш високу питому масу порівняно з дисперсною фазою (мінеральним мастилом), тому в процесі транспортування бурильної суспензії відбувається їх осадження на дно вантажного танка, в якому відбувається їх перевезення з берега на нафтову платформу. Це призводить до зміни експлуатаційних характеристик бурильної суспензії, зокрема виникнення стратифікації густини за глибиною вантажного танка [6, 7]. Осадження важких компонентів бурильної суспензії є причиною підвищення гідравлічного опору при її перекачуванні з вантажного танка судна на бурову платформу, а в деяких випадках може привести до пошкодження вантажних насосів. Крім того, видалення осаду з вантажних танків проводиться механічним способом і вимагає додаткових витрат енергії та часу, і перше, і друге збільшує фінансові витрати і знижує економічні показники роботи PSV. Тому підтримання експлуатаційних характеристик бурильних суспензій під час їх транспортування морськими суднами класу PSV є актуальним прикладним науково-технічним завданням, оптимальне розв'язання якого в даний час не знайдено [8-9].

Постановка завдання. Мета дослідження – розробка технології, що забезпечує підтримку постійного значення густини бурильної суспензії за глибиною танка, в якому відбувається її перевезення. Це забезпечить:

- • підтримання експлуатаційних характеристик бурильної суспензії;
- • мінімізацію утворення осаду важких компонентів, якими легована бурильна суспензія;
- • зниження енергетичних витрат на процес перекачування бурильної суспензії з судна PSV на бурову платформу;
- • підтримання технічного стану суднової системи перевезення бурильної суспензії.

Поставлена мета може бути досягнута за рахунок розв'язання наступних допоміжних завдань:

1) моніторингу густини бурильної суспензії за глибиною вантажного танка;

2) модернізації суднової системи зберігання і транспортування бурильної суспензії;

3) забезпечення примусової циркуляції бурильної суспензії;

4) підтримання реологічних характеристик бурильної суспензії під час її транспортування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для підтримки і відновлення реологічних характеристик (зокрема, в'язкості і густини) технічних рідин використовується їх гідродинамічна, ультразвукова і хімічна обробка [10].

Гідродинамічний вплив на потік рідини здійснюється шляхом створення підвищеного тиску і збільшення швидкості її руху. При цьому за рахунок роздроблення елементів дисперсної фази збільшується їх дисперсність і однорідність усього об'єму рідини [11, 12].

Під час ультразвукової обробки в потоці рідини відбувається імпульсне підвищення і зниження тиску в локальних обсягах рідини. Це, а також забезпечення турбулентного руху, призводить до підвищення однорідності рідини і запобігання осаду важких компонентів, що входять до її складу [13, 14].

Підтримка і відновлення реологічних характеристик технічних рідин також можливі шляхом хімічної обробки. При цьому в об'єм рідини вводяться додаткові реагенти, які за рахунок міжмолекулярних взаємодій забезпечують підтримку однорідності рідини на потрібному рівні протягом періодів зберігання і транспортування [15, 16].

Виклад основного матеріалу. Для визначення технології, що забезпечує підтримку постійного значення густини бурильної суспензії за глибиною танка, у якому відбувається її перевезення, проводилися експериментальні дослідження на морському судні PSV дедвейтом 5850 тонн. Судна типу PSV відносяться до середньошвидкісного класу (їх максимальна швидкість, як правило, не перевищує 12 ... 13 вузлів), тому тривалість їх переходу (а, відповідно, і час транспортування бурильної суспензії) від порту до нафтової платформи становить 2 ... 3 дні. Крім того, можливі випадки, коли деякі експлуатаційні та технологічні причини спричиняють необхідність дрейфу або стоянки біля бурових платформ [17]. Цей часовий проміжок сприяє поступовому осадженню важких компонентів, якими леговані суспензії, і збільшує стратифікацію густини бурильної суспензії по глибині вантажного танка, в якому вона знаходиться [18, 19].

Перевезення суспензії здійснювалося в шести однотипних вантажних танках, розташованих симетрично з лівого і правого борту. У системі передбачені технологічні операції з прийому на борт і видачі на нафтову платформу бурильної суспензії, які забезпечуються вантажними насосами. З метою мінімізації процесу стратифікації густини бурильної суспензії, запобігання її розшарування та утворення осаду з важких компонентів суднова система перевезення бурильної суспензії модернізувалася за рахунок:

- • установки додаткових трубопроводів (які забезпечували Х-подібну циркуляцію суспензії в танках);
- • установки в нижню частину вантажного танка аеродинамічних вставок (за якими подавалося повітря).

Зміни, внесені в систему, наведені на рис. 2.

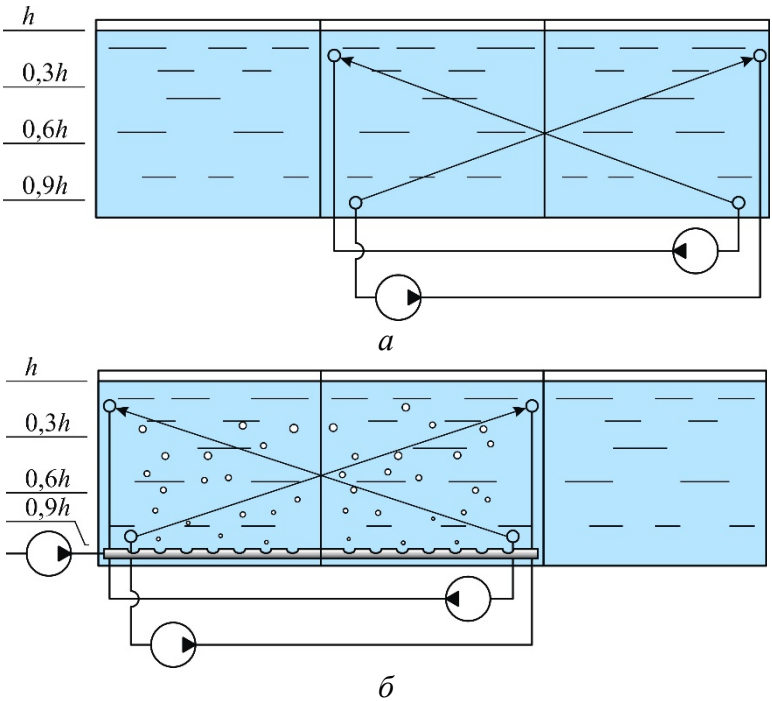


Рис. 2. Принципова схема включення додаткових блоків у суднову систему транспортування бурильної суспензії: *а* – забезпечення Х-подібної циркуляції бурильної суспензії в танках; *б* – забезпечення Х-подібної циркуляції бурильної суспензії з одночасною подачею повітря у нижню частину вантажних танків

Виконання робіт з модернізації системи транспортування бурильної суспензії виконувалося судновим екіпажем під час стоянки судна. Їх тривалість становила 72 години, технологія їх виконання була узгоджена з технічним департаментом компанії.

Час переходу судна PSV від порту до початку видачі бурильної суспензії на бурову платформу становив 56 годин, що давало можливість здійснювати відбір проб бурильної суспензії для всіх умов експерименту протягом 48 годин з проміжком між вимірами густини 6 годин. Як контрольний параметр, за яким оцінювався дисперсний стан бурильної суспензії, приймалася густина. Її визначення виконувалося електронним ареометром Anton Paar DMA35 Tag&Log компанії LEMIS Baltic (Латвія-Німеччина), що дозволяв виконувати вимірювання в діапазоні 650 ... 1630 кг/м^3 з точністю ±1 кг/м^3 при одночасному контролі температури вимірюваних зразків. Проби для визначення густини бурильної суспензії відбиралися в різних точках танка, відповідних 30-ти, 60-ти і 90 % його глибини (0,3*h*, 0,6*h*, 0,9*h* на рис. 2), а також на поверхні танка.

Для проведення експерименту перевезення бурильної суспензії здійснювалось за наступних умов:

1) два танки без зміни конструкції системи;

2) два танки, у яких додатково забезпечувалась Х-подібна циркуляція бурильної суспензії – рис. 2, *а*;

3) два танки, в яких додатково забезпечувалась Х-подібна циркуляція бурильної суспензії і примусова подача повітря – рис. 2, *б*.

Результати досліджень наведені в табл. 1.

Стратифікація густини бурильної суспензії Δρ визначалася як відносна зміна густини на поверхні вантажного танка і на глибині 90 %

$$\Delta\rho = \frac{\rho_{90} - \rho_0}{\rho_{90}} 100\%,$$

Таблиця 1. Густина бурильної суспензії (ρ, кг/м^3) і стратифікація густини бурильної суспензії (Δρ, %) за глибиною вантажного танка залежно від часу і способу її транспортування

	Час транспортування, години								
	0	6	12	18	24	30	36	42	48
	Транспортування без зміни конструкції системи								
Густина, (ρ, кг/м^3) на поверхні	1162	1135	1128	1117	1085	1052	1008	962	922
на глибині: 0,3*h*	1162	1142	1139	1128	1102	1088	1028	1011	978
0,6*h*	1163	1165	1188	1209	1218	1225	1231	1239	1252
0,9*h*	1164	1178	1208	1234	1243	1258	1283	1302	1322
Стратифікація густини (Δρ, %) за глибиною танку	0,17	3,79	7,09	10,47	14,56	19,58	27,28	35,34	43,38
	Транспортування з додатковою Х-подібною циркуляцією								
Густина, (ρ, кг/м^3) на поверхні	1162	1148	1135	1128	1122	1118	1111	1110	1108
на глибині: 0,3*h*	1163	1160	1157	1152	1148	1143	1140	1137	1136
0,6*h*	1163	1166	1172	1176	1180	1182	1188	1208	1225
0,9*h*	1164	1168	1174	1179	1185	1193	1202	1228	1255
Стратифікація густини (Δρ, %) за глибиною танку	0,17	1,74	3,44	4,52	5,61	6,71	8,19	9,61	11,71
	Транспортування з додатковою Х-подібною циркуляцією та подачею повітря								
Густина, (ρ, кг/м^3) на поверхні	1163	1160	1157	1156	1155	1154	1153	1153	1152
на глибині: 0,3*h*	1163	1164	1165	1167	1169	1172	1175	1178	1181
0,6*h*	1165	1166	1168	1172	1176	1178	1183	1187	1191
0,9*h*	1165	1168	1172	1176	1180	1183	1187	1191	1202
Стратифікація густини (Δρ, %) за глибиною танку	0,17	0,68	1,28	1,70	2,12	2,45	2,86	3,19	4,16

Значення стратифікації густини бурильної суспензії залежно від часу і способу її транспортування наведено в табл. 1. Результати досліджень також відображені на рис. 3, 4 (на яких показані залежності зміни густини бурильної суспензії і стратифікації густини бурильної суспензії від часу).

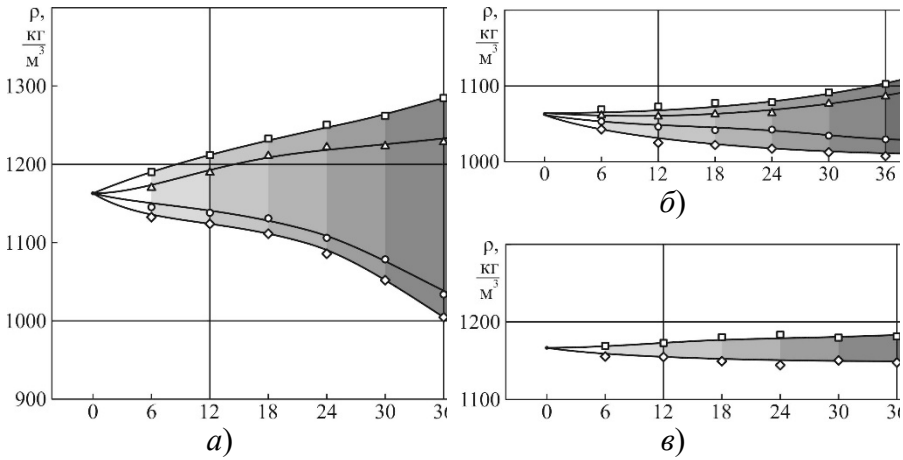


Рис. 3. Зміна густини бурильної суспензії від часу для різних умов її транспортування суднами класу PSV: ρ_0, ρ_{30}, ρ_{60}, ρ_{90} – густина на поверхні, на глибині 30, 60, 90 % загальної глибини вантажного танка; *а* – транспортування без зміни конструкції системи; *б* – транспортування з додатковою Х-подібною циркуляцією; *в* – транспортування з додатковою Х-подібною циркуляцією та подачею повітря

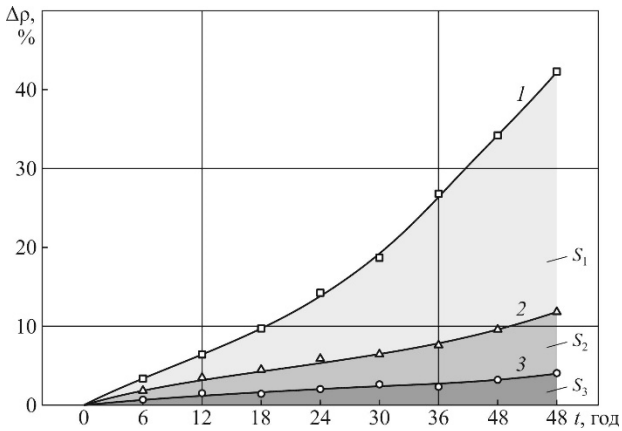


Рис. 4. Стратифікація густини бурильної суспензії від часу для різних умов її транспортування суднами класу PSV: *1* – транспортування без зміни конструкції системи; *2* – транспортування з додатковою Х-подібною циркуляцією; *3* – транспортування з додатковою Х- подібною циркуляцією і подачею повітря

Ефективність системи збереження і циркуляції бурильної суспензії може бути оцінена як інтеграл залежності $\Delta\rho=f(t)$ [23, 24]. Для залежностей, поданих на рис. 4, це значення може бути визначено як площа під кривими *1*, *2*, *3*. Значення площі доцільно представити як суму трапецій, обмежених значеннями часу (0-6-...-42-48) і стратифікації густини

$$\int_0^{48} \Delta\rho(t)dt \approx \frac{h}{2}\left[\Delta\rho_0^6 + 2\Delta\rho_6^{12} + ... + 2\Delta\rho_{36}^{42} + \Delta\rho_{42}^{48}\right], \qquad (1)$$

де h – крок інтегрування (для розглянутого випадку h=6);

$\Delta\rho_0^6, \Delta\rho_6^{12} ... \Delta\rho_{36}^{42}, \rho_{42}^{48}$ – величина стратифікації густини на відповідних тимчасових інтервалах [25, 26].

Що більше значення площі, то вище рівень стратифікації густини бурильної суспензії під час її транспортування. Зменшення площі свідчить про підвищення ефективності обраного способу вдосконалення системи збереження і циркуляції бурильної суспензії [27-29]. Значення площі має розмірність [%·час], однак для зручності сприйняття будемо враховувати тільки чисельні значення. Для залежностей, поданих на рис. 4, відповідно до (1) отримаємо: S_1=224,3; S_2=58,2; S_3=19,5.

Порівняльну оцінку способів транспортування бурильної суспензії здійснимо як відношення площ

$$\frac{S_1}{S_2} = 3{,}85; \qquad \frac{S_1}{S_3} = 11{,}5.$$

Наведені результати підтверджують ефективність використання додаткової Х-подібної циркуляції і подачі повітря в нижню частину вантажного танка при транспортуванні бурильної суспензії та кореспондуються з науковими роботами, що виконувались в цьому напрямку [30-36].

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

1. Морські судна спеціального призначення типу Platform Supply Vessel характеризуються наявністю в складі їх енергетичної установки властивих тільки їм систем. Однією з таких систем є система збе-

реження і циркуляції бурильної суспензії – спеціальної технічної рідини, яка перевозиться на бурову платформу і використовується для технологічного процесу видобутку нафти. Бурильні суспензії є дисперсними системами, які складаються з рідкої фази (мінерального мастила) і неорганічних компонентів, питома маса яких перевищує питому масу рідкої фази. Це призводить до латентної стратифікації густини і розшарування бурильної суспензії за глибиною вантажного танка, в якому проводиться її транспортування. Наслідком цього негативного процесу є погіршення функціональних характеристик бурильної суспензії, утворення осаду у вантажних танках, збільшення гідравлічних опорів у системі циркуляції бурильної суспензії, підвищення навантаження на циркуляційні насоси, неможливість перекачування бурильної суспензії на бурову платформу.

2. Досвід експлуатації системи збереження та циркуляції бурильної суспензії на суднах типу Platform Supply Vessel свідчить про те, що при 2 ... 3 денних переходах судна від порту до бурової платформи стратифікація густини бурильної суспензії за глибиною вантажного танка (під якою розуміється відносна зміна густини у верхній і донній частинах танка) може перевищувати 40 %.

3. Удосконалення системи збереження та циркуляції бурильної суспензії, що призводить до зниження рівня стратифікації її густини, може бути забезпечено за допомогою додаткової Х-подібної циркуляції бурильної суспензії між вантажними танками, що знаходяться поряд, а також за рахунок подачі повітря в нижню частину вантажного танка. При цьому величина стратифікації густини знижується до значень: 11,7 % (для першого варіанту вдосконалення системи) і 4,2 % (для другого).

4. Зниження стратифікації густини при цих випадках транспортування пояснюється штучним створенням ламінарного потоку бурильної суспензії (за рахунок її примусової циркуляції між сусідніми вантажними танками), а також її локальними турбулентними течіями (за рахунок додаткової подачі повітря в нижню частину вантажних танків). Перехресний рух бурильної суспензії (який здійснюється як під дією гравітаційних сил, так і за допомогою додатково встановлених циркуляційних насосів) і повітря, що подається у вантажний танк, може сприяти виникненню явища кавітації. Це призводить до силового впливу на органічні і неорганічні сполуки, які знаходяться в об’ємі бурильної суспензії. Це перешкоджає їх осадженню і підтримує їх в підвішеному стані.

5. Ефективність способу циркуляції бурильної суспензії доцільно оцінювати за інтегральним показником – площею під кривою залежності $\Delta\rho=f(t)$, де $\Delta\rho$ – стратифікація густини, t – час транспортування. Збільшення площі характеризує підвищення стратифікації густини бурильної суспензії під час її транспортування. Зменшення – більш високу однорідність бурильної суспензії і підтримку її експлуатаційних характеристик.

6. Удосконалення системи транспортування бурильної суспензії може бути виконано безпосередньо на судні Platform Supply Vessel силами суднової машинної команди після узгодження документації та технології проведення робіт із технічним департаментом судноплавної компанії.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Karianskyi S.A., Maryanov D.M. Features of transportation of high-density technical liquids by marine specialized vessels // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”. – January 25, 2020. Part 2. Beijing, PRC. – P. 150-153. DOI. 10.34660/INF. 2020.24.53688.

2. Марьянов Д.Н. Повышение эффективности функционирования специальных систем специализированных морских судов // Universum : Технические науки : электрон. научн. журн. – 2020. – № 4(73). URL: http://7universum.com/ru/tech/archive/item/9291.

3. Lipin A.A., Kharlamov Y.P., Timonin V. V. Circulation system of s pneumatic drill with central drilling MUD removal. Journal of Mining Science. –2013. – Vol. 49. – № 2. – P. 248-253. DOI: 10.1134/ S1062739149020068.

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

5. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей // Проблеми техніки : наук.-виробн. журнал, 2012 . – № 4. – Одесса : ОНМУ. – С. 68-81.

6. 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.

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

8. 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.

9. Карьянский С.А., Марьянов Д.Н. Обеспечение эксплуатационных характеристик высокоплотных технических жидкостей при их транспортировке морскими судами // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту : зб. наук. праць. – 2020. – Вип. 1(61). – С. 97-105. doi.org/10.47049/2226-1893-2020-1-97-105.

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

11. 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. – Iss. 2. – P. 200-208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208.

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

13. 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.

14. 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.

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

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

17. Карьянский С.А., Марьянов Д.Н. Поддержание реологических характеристик технических жидкостей при их длительной транспортировке // Матеріали II Міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри СЕУ і ТЕ Одеського національного морського університету (MPP&O-2020 –Marine Power Plants and Operation), квітень 2020. – Одеса : Одеськ. нац. мор. ун-т. – С. 202-206.

18. 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.

19. Карьянский С.А., Марьянов Д.Н. Обеспечение эксплуатационных характеристик высокоплотных технических жидкостей при их транспортировке морскими судами // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту : зб. наук. праць. – 2020. – Вип. 1(61). – С. 97-105. doi.org/10.47049/2226-1893-2020-1-97-105.

20. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоев углеводородных жидкостей // Проблеми техніки : наук.-виробн. журнал. – 2011. – № 3. – Одеса : Одеськ. нац. мор. ун-т. – С. 78-88.

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

22. 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.

23. 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.

24. 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

25. 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.org/10.17818/NM/2018/2.3

26. Kuropyatnyk O.A. The use of bypass exhaust gases to ensure the environmental performance of marine diesel engines // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – С. 217-228.

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

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. Звєрьков 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.

30. Голіков В.А., Онищенко О.А. Розвиток сучасної теорії і практики технічної експлуатації морського і річкового флоту: концепції, методи, технології // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2017. – Вип. 37. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 13 - 27.

31. Kolegaev M.O., Brazhnik I.D. Main ways of tanker inert gas system modernization // // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2019. – Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 200 - 216.

32. 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.

33. Maryanov D. Development of a method for maintaining the performance of drilling fluids during transportation by Platform Supply Vessel // Technology Audit and Production Reserves. – 2021. – № 5 (2 (61)). – P. 15-20. http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239437.

34. Заблоцький Ю. В. Підвищення паливної економічності суднових дизельних установок / Ю. В. Заблоцький // Вісник Одеськ. нац.

морськ. ун-ту : зб. наук. праць. – 2020. – № 2(62). – С. 106-119. DOI 10.47049/2226-1893-2020-1-106-119.

35. Сагін С.В. Зниження механічних втрат у суднових середньообертових дизелях за рахунок оптимізації роботи циркуляційних систем мащення / С. В. Сагін // Вісник Одеськ. нац. морськ. ун-ту : зб. наук. праць. – 2020. – Вип. 1(61). – С. 87 - 96. doi.org 10.47049/2226-1893-2020-1-87-96.

36. Малахов О.В., Колегаєв М.О., Бражнік І.Д., Ліхогляд К. А. Характеристики процессу тепло-масопереносу в застосуванні до вентиляції інертними газами вантажніх трюмів танкерів // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2019. – Вип. 39. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 56 - 68.

10.31653/smf343.2021.69-80

Сагін С.В.[1], Столярик Т.О.[2]
Національний університет «Одеська морська академія»,

АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МОТОРНИХ МАСТИЛ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

saginsergii@gmail.com[1], tymir@gmail.com[2]

Анотація. ***Виконано аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил, що використовуються в системах мащення суднових дизелів. Наведені вимоги, які висуваються для мастил різного призначення. Запропоновано рекомендації щодо вибору моторних мастил для лубрікаторних та циркуляційних систем мащення суднових мало- і середньообертових дизелів.***

Abstract. The analysis of the performance characteristics of engine oils used in the lubrication systems of marine diesel engines is carried out. The requirements for oils for various purposes are given. Recommendations on the choice of engine oils for lubricating and circulating lubrication systems of marine low- and medium-speed diesel engines are proposed.

Постановка проблеми в загальному вигляді. Проблеми довговічності, експлуатаційної надійності та мастила двигунів, механізмів та іншого обладнання є в даний час настільки актуальними і важливими у всьому світі, що дослідження в області створення, випробування, техніки і технології застосування мастильних матеріалів сформувалися в велике наукове напрямок. Досягнення в цій області найбезпосереднішим чином впливають на технічну та економічну ефективність використання техніки, в тому числі і судновий [1-3]. Суднові енергетичні установки (як головні, так і допоміжні) є порівняно невеликими споживачами мастильних матеріалів в загальному обсязі світового транспортно-енергетичного комплексу. Однак слід підкреслити, що моторні мастила, використовувані на суднах морського і річкового транспорту, найбільшою мірою леговані присадками і відрізняються великим запасом якості за своїм первинним властивостям. Середній вміст присадок в суднових мастилах в кілька разів перевищує цей показник моторних мастил, що застосовуються в інших сферах техніки. Це пов'язано в першу чергу зі специфікою суднової техніки, високими робочими параметрами, застосуванням в головних і допоміжних двигунах нетрадиційних видів палив, що

обумовлює виключно високий рівень вимог до властивостей мастил [4-6]. Дуже важливими представляються питання, пов'язані з кваліфікованою оцінкою експлуатаційних властивостей суднових моторних мастил. Використання досвіду, а також результатів експлуатації і випробувань мастил дозволяє внести певний внесок у подальший розвиток методів оцінки моторних якостей мастил суднового призначення [7].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В даний час провідними в області розробки моторних мастил є цілий ряд міжнародних нафтових компаній (Mobil oil, Shell, ESSO, Castrol, BP, Agip, Nippon, Texaco та ін.). Між ними ведеться гостра конкурентна боротьба за ринки збуту нафтопродуктів [8-10]. Тому дослідні центри компаній постійно вишукують шляхи поліпшення якості мастил за рахунок вдосконалення їх складу. Особлива увага приділяється питанням економії мастил в процесі їх використання на суднах, а також перспективам регенерації їх експлуатаційних властивостей. Надійна і довговічна експлуатація суднових дизелів багато в чому залежить від якості застосовуваного моторного мастила. За останні 10 ... 15 років в зв'язку з різко посилилися умовами експлуатації (високі робочі температури, збільшення наддуву, погіршення якості палива) проблеми, пов'язані з вибором і використанням мастил при високих цінах на світовому ринку, ще більш ускладнилися. Тенденціями розвитку суднового дизелебудування впливають на зміну техніко-експлуатаційних вимог до суднових моторних мастил, а також методів випробування мастил [11]. Суднові моторні мастила поділяються на три види за призначенням і області застосування:

1) циліндрові мастила, якими змащуються циліндри суднових малообертових дизелів (МОД) крейцкопфного типу – лужне число 30 … 70 мгКОН/г, клас в'язкості SAE40 або 50 [12-13];

2) мастила для мащення суднових середньообертових дизелів (СОД) – лужне число 10 … 40 мгКОН/г, клас в'язкості SAE30 або 40 [14-15];

3) мастила, що застосовуються в циркуляційних системах змащення головних (крейцкопфних), і деяких допоміжних (тронкових) суднових дизелів – лужне число 5 … 15 мгКОН/г, клас в'язкості SAE30 [16-17].

До мастил кожного виду висуваються принципово різні вимоги, обумовлені різними сферами використання і умовами роботи: температурними, навантажувальні, контактом з агресивним середовищем,

кількістю мастила що надходить до вузлів тертя і т.і. Однак і всередині кожного виду властивості мастила можуть значно відрізнятися, що пов'язано з відмінностями конструкцій; форсуванням за робочим процесом; наддувом; якістю палива, яке застосовується в однотипних двигунах, наприклад, в крейцкопфних або тронкових. Це і визначає рівень вимог до найважливіших експлуатаційних властивостей суднових моторних мастил.

Постановка завдання. Виконати оцінку експлуатаційних характеристик моторних мастил, що використовуються в системах мащення суднових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ).

Виклад основного матеріалу. Проблеми, пов'язані з необхідністю розробки нових циліндрових мастил, виникли ще на початку 60-х років минулого століття та були пов'язані з появою на морських суднах МОД з наддувом і переведенням їх роботи на економічно вигідні палива підвищеної в'язкості. Відповіддю на посилення умов роботи мастил і потреби в наданні їм відповідних властивостей нафтовими компаніями було створення декількох спеціальних циліндрових мастил з вихідним лужним числом 40 ... 50 мгКОН/г, здатних певною мірою знизити несприятливі наслідки форсування наддувом МОД і використання в них палив низької якості, що впливають на зниження ресурсу циліндропоршневої групи (ЦПГ). Подальші тенденції в експлуатації суднових МОД були пов'язані з широким застосуванням в них ще більш важких палив з високим вмістом сірки та інших небажаних компонентів. Лужні циліндрові мастила першого покоління вже перестали відповідати зрослим вимогам до їх властивостей, в першу чергу до протизносних, миючих і нейтралізуючих. У цей період провідними зарубіжними нафтовими компаніями (Mobil oil, Shell, ESSO, Texaco, Castrol і ін.) були розроблені і випущені на ринок циліндрові мастила з рівнем лужних чисел 60 ... 70 мгКОН/г, що перевершували за своїми експлуатаційними властивостями мастила першого покоління. Високолужні циліндрові мастила другого покоління тривалий час успішно застосовувалися в форсованих суднових МОД в умовах експлуатації на паливах в'язкістю 120 ... 320 сСт при 50 °С з вмістом сірки до 3 ... 4 % [18]. Експлуатація суднових дизелів на подібних сортах палива і мастила проводилася до початку нинішнього століття, коли морський та річковий транспорт став поповнюватися суднами з довгоходовимі моделями двотактних дизелів, високофорсованимі чотиритактними дизелями, а крім того, посилилися вимоги до екологічних параметрів роботи суднових енергетичних установок

(СЕУ) в цілому і ДВЗ зокрема [19]. В даний час світове судноплавство, суднове дизелебудування, а також тенденції в зміні способів переробки нафти і якості палив, що поставляються для суден морського та річкового транспорту, вступили в новий етап розвитку, завдання якого полягають у значному підвищенні економічності енергетичних установок і забезпеченні можливості використання в них надважких палив, отриманих із залученням вторинних продуктів переробки нафти. Наслідком такого розвитку стало створення довгоходових і понад довгоходових моделей МОД, для яких характерне відношення ходу поршня до діаметру циліндра S/D до 4,0 ... 4,5, а в самих останніх моделях до 5,0. Довгоходові МОД відрізняються від двигунів з традиційними співвідношеннями S/D, зниженою частотою обертання на номінальній потужності, що забезпечує більш високий індикаторний коефіцієнт корисної дії (ККД) двигуна і пропульсивний ККД всієї установки [20]. Висока економічність таких двигунів досягнута і завдяки підвищенню максимального тиску згоряння та поліпшенню індикаторного процесу. Всі ці зміни прямо стосуються формування мастильної плівки на поверхні змащуваних деталей.

Аналіз сучасних тенденцій розвитку МОД показує, що для забезпечення необхідної довговічності і надійності сучасних двигунів, до циліндрового мастила висуваються особливі вимоги, багато в чому більш жорсткі, ніж ті, які висувалися для МОД попередніх моделей. Зокрема, вимоги до забезпечення плинності мастила і змачуваємості металевих поверхонь набувають нового значення, якщо врахувати, що менше 1 г мастила подається в циліндр двигуна за кожен оберт колінчастого вала, при цьому площа змащувальної поверхні становить до 10 ... 12 м^2, а хід поршня до 4,0 м. Ці властивості повинні забезпечувати рівномірність розподілу мастила по втулці циліндра. У довгоходових МОД збільшено в порівнянні зі звичайними МОД час знаходження мастильної плівки до її поновлення на поверхні втулки, в результаті чого мастило повинне витримувати більші термічні навантаження, виконуючи необхідні функції. Одним з найважливіших завдань є забезпечення товщини і міцності мастильної плівки в умовах низьких швидкостей поршня, наприклад, при русі суден на економічних ходах, що досить широко поширене в сучасному судноплавстві. Висока потужність, яка припадає на одиницю робочого об'єму циліндрів сучасних МОД, дає велике тепловиділення, значна частка якого сприймається мастильною плівкою. При недостатній термічній і окислювальної стабільності мастила створюються передумо-

ви для підвищення утворення нагарів в зоні поршневих кілець, що знижує ресурс ЦПГ. Тому мастило повинне мати достатній ступень детергентності (миючих властивостей) і високу термоокислювальню стабільність. Таким чином, якісний стрибок у розвитку суднових ДВЗ, безпосереднім чином вплинув на зміну вимог до циліндрових мастил і висунув завдання створення нового покоління мастил, що відповідає їм. В оцінці умов роботи циліндрового мастила не менш важливим фактором, ніж прогрес в розвитку МОД, є якість застосовуваних палив. Протягом останніх років 10 ... 15 років особливості застосування палив в СЕУ зазнали значних змін – знизилося споживання палив, отриманих з використанням вторинних процесів: термічного і каталітичного крекінгу і ін. Поглиблення переробки нафти спричинило ускладнення залишкових і дистилятів компонентів. При цьому спостерігається збільшення густини палив навіть при постійній їх в'язкості. В процесі експлуатації в'язкість палива піддається ефективному регулюванню шляхом зміни його температури; що стосується густини, то через порівняно слабку її залежність від температури, цей важливий показник палива залишається практично незмінним в процесі підготовки палива до використання в дизелі. Суднові МОД і системи обробки палива сучасних суден модифіковані на застосування надважких палив з в'язкістю до 750 сСт при 50 °С і густиною до 1010 кг/м^3. Особливості умов роботи циліндрового мастила на поверхні деталей ЦПГ при використанні палив з високою в'язкість та густиною визначаються більш тривалим згорянням палива на лінії розширення, високим ступенем термічного впливу на мастильну плівку, попаданням на її поверхню великої кількості сажі в результаті неповноти згоряння, потрапляння крапельок незгорілого палива в плівку через збільшення дальності розпилення палива великої густини. Такий процес змішування частинок, що знаходяться на поверхні циліндра, чинить негативний вплив на змащувальні властивості мастила, сприяє зниженню його термічної і термоокислювальної стабільності [21].

Використання важких і надважких палив в крейцкопфних дизелях зумовлює посилення вимог до ряду властивостей циліндрового мастила. Перш за все, це стосується забезпечення нейтралізуючої здатності, високої термоокислювальної стабільності та антинагарних властивостей мастила. Конструктивне вдосконалення МОД та посилення умов їх експлуатації формують основні вимоги, що висуваються до циліндрових мастил нового покоління:

мастило має володіти відповідною в'язкістю для забезпечення достатньої мастильної здатності при високих робочих температурах і в той же час швидко розтікатися по повертням, що труться;

створювати ефективне ущільнення між поршневими кільцями і втулкою циліндра;

знижувати до мінімальної величини тертя ковзання і забезпечувати високі антифрикційні властивості;

нейтралізувати сильні мінеральні кислоти, які утворюються під час спалювання палива, що містіть сірку;

запобігати утворенню нагару в зоні поршневих кілець, вікнах втулки циліндра, на клапанах газорозподілу і забезпечувати рухливість кілець в процесі тривалої експлуатації;

спалюватися в циліндрі, залишаючи якомога менше нагару можливо більш м'якої консистенції.

Другим видом мастила, що застосовуються в крейцкопфних МОД, є циркуляційне для мащення рамових, мотильових і крейцкопфних підшипників, а такод для охолодження поршнів. Функції цього мастила, крім мащення та охолодження, складаються в запобіганні корозії та іржавіння деталей (в тому числі і в присутності води), підтримці нерозчинних частинок в підвішеному стані (для забезпечення чистоти деталей картера двигуна), гарней водовіддалючої здатності, малої емульгуємості з водою, а також стійкості до окислення під час прокачування через високотемпературну зону поршнів. Принципова схема циркуляційної системи мащення суднового МОД показана на рис.1.

Як циркуляційні в основному застосовуються три типи мастил:

мастила з антикорозійними і антиокисними присадками;

мастила, що містять крім, цих присадок, ще й невелику кількість лугу до рівня лужного числа 5 ... 8 мгКОН/г;

мастила багатоцільового призначення з підвищеним вмістом присадок до рівня лужного числа 10 ... 12 мгКОН/г [22].

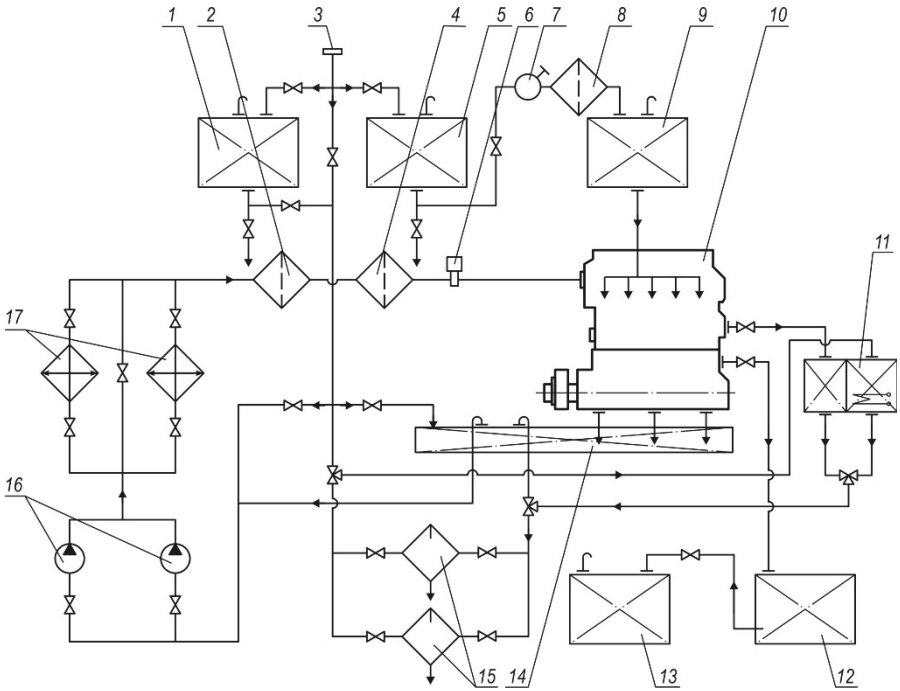


Рис.1. Склад циркуляційної системи мащення суднового МОД:

1 – цистерна циркуляційного мастила; 2, 4, 8 – масляний фільтр; 3 – прийом мастила з палуби;

5 – цистерна циліндрового мастила; 6 – терморегулятор; 7 – ручний насос; 9 – витратна цистерна циліндрового мастила; 10 – головний двигун; 11 – зливний бак мастила від сальників і штоків поршня; 12 – дренажний бак для ресивера продувочного повітря; 13 – грязевідстійник для сепараторів важкого палива; 14 – піддон циркуляційного мастила; 15 – масляні сепаратори; 16 – мастильні насоси; 17 – мастильні охолоджувачі

Перший тип циркуляційних мастил, що застосовується і до сих пір ефективний при роботі МОД на паливах з порівняно невисоким вмістом сірки (до 0,1 % по масі). Застосування сірчистих палив (з вмістом сірки до 0,5 % по масі) змушує використовувати мастила, що містять деяку кількість нейтралізують присадок (мастила другого типу). Циркуляційні мастила багатоцільового призначення з підвищеним вмістом присадок призначені та мащення СОД та високообе-

ртових дизелів. Використання таких мастил дає незаперечні переваги в порівнянні з іншими типами циркуляційних мастил в плані уніфікації асортименту і зручності в експлуатації. Останнім часом однак намітилася тенденція до відмови від їх застосування в дизель-генераторах у зв'язку з переведенням останніх на більш важкі палива і недостатності рівня миючих і нейтралізуючих властивостей багатоцільових мастил.

Особливий клас представляють мастила для потужних суднових СОД, що експлуатується на важких паливах. Такі дизелі використовуються як головні двигуни, що передають свою потужність на гвинт, крок якого регулюється [23]. Більшість суднових СОД використовуються як допоміжні двигуни, які забезпечуюють привід електрогенераторів. Виконання мастилом в СОД сукупності функцій, які в МОД виконують два різних за рівнем моторних якостей мастила, висивають до нього особливі вимоги. Ці вимоги визначаються сучасним рівнем розвитку конструкцій і параметрів СОД. З порівняльного аналізу параметрів СОД слід, що розвиток СОД відбувається в напрямку збільшення віднощення ходу поршня до діаметру циліндра, зниження частоти обертання, форсування по середньому ефективному тиску і середньої швидкості поршня, до збільшення циліндрової потужності. Таким чином, з точки зору умов роботи мастила в циліндрі вплив конструктивного розвитку СОД аналогічно впливу розвитку МОД, а саме: збільшення часу контакту мастильної плівки з робочими газами, зростання температури і механічного навантаження на плівку, накопичення сажі в плівці. Крім того, аналогічне МОД вплив на вимоги до мастил надає і безперервно погіршується якість застосовуваного палива. Звідси випливають і основні вимоги, що висиваються до властивостей мастил для змащення суднових СОД:

запобігати утворенню відкладень на поршні і залягання поршневих кілець в канавках;

забезпечувати достатню нейтрализующую здатність по відношенню до конденсованих кислот, що утворюється в результаті згоряння сірчистого палива;

забезпечувати високу міцність мастильної плівки в умовах великих механічних навантажень на деталі тертя і запобігати їх знос;

запобігати корозії підшипникових сплавів;

запобігати утворенню низькотемпературного шламу в картері двигуна;

володіти здатністю витримувати великі концентрації сажі та інших нерозчинних забруднень, зберігаючи їх в дрібнодисперсному стані;

володіти високою водовидалюючої здатністю під час сепарації і малою емульгіруемость з водою;

зберігати протягом тривалого часу досить високий рівень лужності, опірності окислення і детергентні [24-25].

Розвиток і зміна поколінь мастил та СОД аналогічно циліндровим мастил для МОД відбувалися внаслідок форсування і збільшення циліндричної потужності двигунів, їх перекладом на високосірчисті важкі палива. Щодо основних фізико-хімічних показників ці зміни проявилися в збільшенні вихідної в'язкості мастил від класу SAE30 до SAE40 (з підвищенням в'язкості 9 ... 13 до 20 ... 25 сСт при 100 °С) і вихідного лужного числа до 20 ... 30 мгКОН/г.

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

Форсування суднових дизелів по циліндрової потужності призводить до підвищення теплової та механічної напруженості як деталей циліндро-поршневої групи, так і елементів кривошипно-шатунного механізму і колінчастого вала. Все це ускладнює умови роботи мастильного матеріалу, що знаходиться на поверхнях тертя.

Для підтримання експлуатаційних характеристик суднових моторних мастил їх легіруют спеціальними хімічними речовинами, що забезпечують підвищені термоокислювальну і протизносні властивості.

Контроль експлуатаційних характеристик моторних мастил доцільний здійснювати не тільки в спеціальних лабораторіях, але і на борту судна, визначаючи вязкостні та структурні параметри мастила.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. 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.

2. Заблоцький Ю.В. Підвищення паливної економічності суднових дизельних установок // Вісник Одеськ. нац. морск. ун-ту. : зб. наук. праць. – 2020. – № 2(62). – С. 106 - 119. DOI 10.47049/2226-1893-2020-1-106-119.

3. Карьянский С.А., Марьянов Д.Н. Обеспечение эксплуатационных характеристик высокоплотных технических жидкостей при их транспортировке морскими судами // Вісник Одеськ. нац. морск. ун-ту. : зб. наук. праць. – 2020. – Вип. 1(61). – С. 97 - 105. doi.org/10.47049/2226-1893-2020-1-97-105.

4. 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.

5. Popovskii A.Yu, Altoiz B.A., Butenko V.F. Structural Properties and Model Rheological Parameters of an ELC Layer of Hexadecane // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 2019. – № 92(3). – P. 703 - 709.

6. Popovskii A.Yu., Mikhailenko V.I. Properties of wall-adjacent epitropic liquid crystalline layers // Український фізичний журнал. – 2012. – № 57 (2). – С. 224 – 229.

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

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

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

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

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

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

13. Слободянюк Д.И., Колегаев М.А., Слободянюк И.М. Расклинивающее давление в тонких пленках цилиндрового масла на чугунных поршневых кольцах судовых дизелей // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 2. – Одесса: ОНМУ. – С. 43 - 51.

14. 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.

15. 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.

16. 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.

17. 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.

18. Сагин С.В., Солодовников В.Г. Применение ультразвуковой обработки топлива для снижения сернистого износа двигателя // Технические науки – от теории к практике. Сб. ст. по материалам XXXV междунар. науч.-практ. конф. № 6 (31). – Новосибирск : «СибАК», 2014. – С.42 - 48.

19. Заблоцкий Ю.В., Солодовников В.Г. Снижение энергетических потерь в топливной аппаратуре судовых дизелей // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 3. – Одесса: ОНМУ. – С. 46 - 56.

20. Будашко В.В., Онищенко О.А., Юшков Е.А. Физическое моделирование многофункционального пропульсивного комплекса // Зб. наук. праць Військової академії (м. Одеса): технічні науки. – 2014. – № 2. – С. 88 – 92.

21. Сагин С. В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей // Вісник Одеськ. нац. морск. ун-ту. : зб. наук. праць. – 2019. – Вип. 1(58). – С. 89 - 101.

22. Сагин С. В., Заблоцкий Ю. В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей // Проблеми техніки : наук.-виробн. журнал. – 2012. – № 4. – Одесса : ОНМУ. – С. 68 - 81.

23. Сагин С.В. Оптимизация расхода высокощелочного цилиндрового масла судовых малооборотных дизелей // Universum: Технические науки : электрон. научн. журн. – 2016. – № 7 (28) . URL: http://7universum.com/ru/tech/archive/item/3385.

24. Сагин С.В., Заблоцкий Ю. В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей // Проблеми техніки : наук.-виробн. журнал. – 2012. – № 4. – Одесса : ОНМУ. – С. 68 - 81.

25. 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.

10.31653/smf343.2021.81-87

Malahov O.V., Kolegaev M.O., Kiris O.B., Maslov I.Z.
National university “Odessa maritime academy”

FORCED OSCILLATIONS OF FLEXIBLE PIPELINES ON SEA SURFACE WAVING

Problem formulation

In offshore maintenance of oil platforms, a great number of technological processes on offshore fleet vessels (Diving Support Vessel, Construction Ship, Support and Supply Vessel) directly relate to the operation of flexible pipelines. Flexible pipelines are frequently used - from working fluids and fuel feeding to towing various surface and submersible craft. In some cases, in heavy seas, the flow velocities through the flexible pipeline can be very high. Ultimately, this will always lead to dangerous forced oscillations of the flexible pipeline that is used.

Analysis of recent researches and publications

A selection of the length of the pipeline that goes to the underwater part during the operation of the vessel is one of the determinants. There may be the cases when incorrectly chosen and set towing modes will lead to accidents due to large oscillations of the pipe [1, 2]. Prevention of uncontrolled oscillations is possible only in case when the relation of their frequency spectrum and the power or kinematic loads exerted by the incident flow is known.

Flexible pipelines due to their design in the form of "pipe - outer casing of insulation" do not require the use of special turns and compensators of axial movements during their operation. Their only limitation is the dependence of the working pressure on the temperature of the pumped liquid and the value of the maximum diameter as about 160 mm.

When an unrestricted flow of ambient liquid flows around the fixed pipeline (with curvature), at a certain velocity and above, the location and shedding of discrete vortices or vortex sheet will take place. In this case, the vibration will invariably occur, and it will inevitably result in the mode of undamped self-similar oscillations. Detachable flows should be considered as basic in the analysis of the interaction of the flow with the flexible pipeline.

The main problem in the use of flexible pipes is to determine their equilibrium spatial shape in the flow. The shape of a cylindrical pipe centerline in most cases is a spatial curve which at high velocities of the incident flow differs considerably from the equilibrium shape in a stable con-

tinuous flow [1]. The shape of the flexible pipeline is also of particular importance. Picture 1, taken from [1], shows four specific cross-sections, most commonly used in practice: elliptical, round, square and triangular. The diagrams below show that hydrodynamic torque doesn't arise only in case of a cylindrical cross-section. In all other cases, with an arbitrary orientation of one of the main cross section inertia axes of the flexible pipeline in relation to the direction of the incident flow velocity vector, hydrodynamic torques arise.

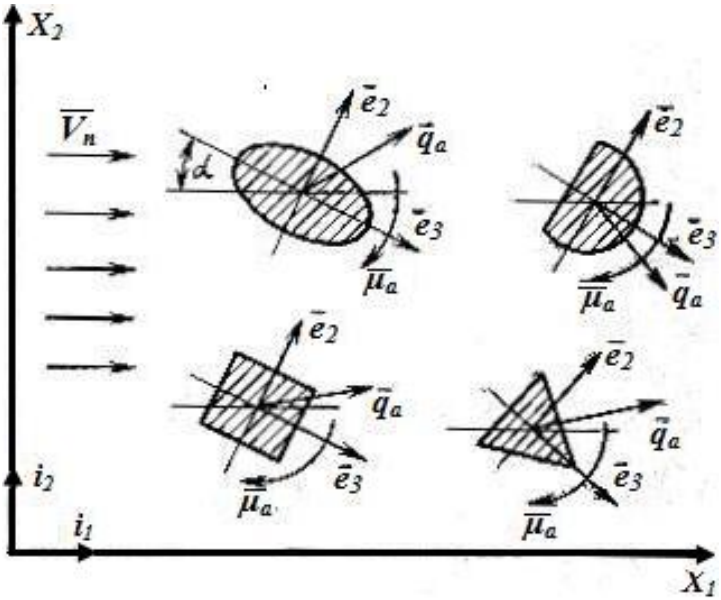


Figure 1. Influence of the shape of the flexible pipe on the nature of the interaction with the flow [1].

In a common form, the torque hydrodynamic vector can be represented as follows:

$$\vec{M} = \vec{M}_{вр}\vec{e}_1 = \frac{1}{2}C_m \rho d v_n^2 \vec{e}_1 \qquad (1)$$

where $\vec{M}_{вр}$ – torque; e_1 – vector that determines the direction of the tangent to the axis line of the flexible pipe; C_m – fluid dynamical factor determined by the flow angle of attack; ρ – density of the flow; d – diameter of the flexible pipe; V_n – normal component of the incident flow velocity vector.

When considering the physical principles of flexible pipelines operation, that are exposed to ambient liquids external influence, there should be taken into account the possibility of transition with a certain combination of system critical parameters to unstable oscillations. Usually a hydraulic system, the main element of which is a flexible pipeline, is characterized by the presence of several degrees of freedom. The linear equations of oscillatory motion describing such a system include factors that change periodically [1].

Research Objective Statement

The main problem in the task of the interaction between moving flow and flexible cylindrical pipeline, which performs oscillating movements, is the lack of necessary data concerning the distribution of hydro- or aerodynamic forces on the streamlined surface. This distribution should be known depending on the shape parameter of the streamlined surface and the angle of attack of the incident flow.

Investigation results

The incident flow velocity is one of the main factors that affect the frequency of vortices shedding from the surface of a cylindrical pipe. This effect is shown in picture 2 taken from [3]. It shows that for all three researched pipelines, the dependence of the frequency of vortex shedding on the flow velocity can be approximated by a linear law. The graph also demonstrates that the decrease in pipe diameter is a positive factor for its oscillations frequency reduction - the same frequencies of vortex shedding are observed in this case at much higher velocities.

One of the main problems that arise during a flexible pipeline under water operation is the dynamic load it experiences from the incident flow. Such a load is directly dependent on the flow velocity.

As it was shown by the results of calculations of the force interaction between continuous flow and flexible pipeline, three determining parameters can be distinguished: the velocity of the incident flow; the outer diameter of the flexible pipeline; the total length of the flexible pipeline.

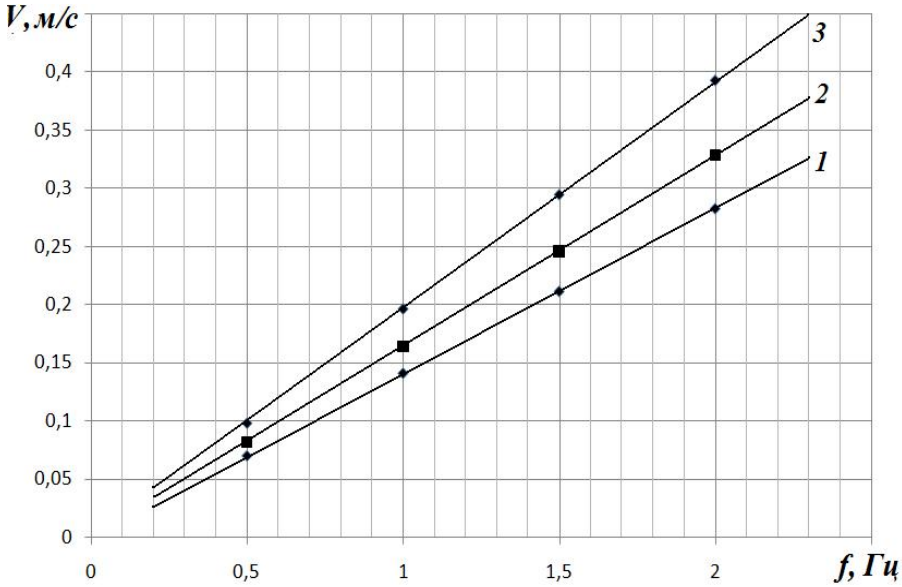


Fig. 2. Influence of flow velocity onto the frequency of vortex separation from the cylindrical pipeline [3].

1 – *D = 1,42 m*; 2 – *D = 1,22 m;* 3 – *D = 1,02 m.*

In the calculations, for the convenience of the comparative analysis of the results related to flexible pipelines with different geometry, there was used a dimensionless flow velocity U. This velocity was formulated as a ratio between the flow velocity at infinity to the flow velocity at the frontal point (zero velocity) on the surface of the pipeline.

In the calculations, the value of the distributed load per unit of length of the flexible pipeline was obtained. The results are shown in picture 3, where the abscissa shows the values of the working lengths of the submerged flexible pipe. The values of the load F, *N*, which the flexible pipeline experiences per unit of length of its linear meter, are plotted on the ordinate axis. The three calculated curves shown in the graph below correspond to three different values of dimensionless velocities of the simulated flow - U=0.31, U=0.47 and U=0.63.

The nature of the load changing onto the flexible pipe has shown that starting from the values of the dimensionless flow rate exceeding 0.63 (i.e. more than 63% of the flow velocity at infinity) the working length of the flexible pipe should be limited to a maximum value of 45 meters. Exceed-

ing this value in the future can bring a sharp increase in the amplitude of self-oscillations of the flexible pipeline and a jump in load more than twice. Thus, as an example in fig. 3, it can be seen that the dynamic load exerted by the flow of the flexible pipe varies from 86.4 *N* per linear meter of cable to 170 N/m, i.e. almost twice.

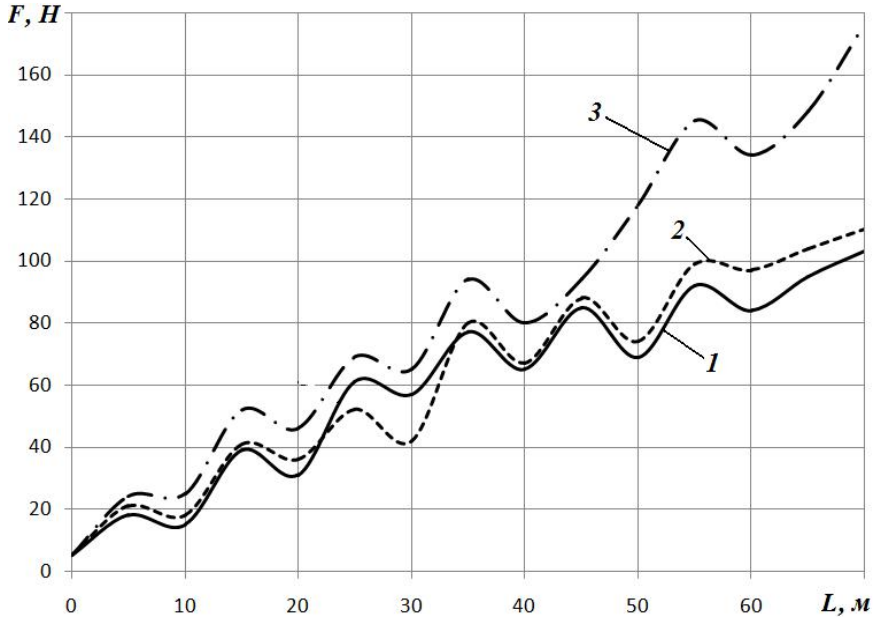


Fig. 3 Load distribution over flexible pipe.

Dimensionless flow velocity: 1 – U=0.31; 2 – U=0.47; 3 – U=0.63.

Flow picture of fluid motion over of a cylindrical flexible pipe near a flat screen, which may correspond to the seabed, the working surface of the underwater platform for divers, etc. differs from a similar interaction with a completely unrestricted flow. In such hydrodynamical process, a flexible and moving pipeline will no longer be the only source of flow perturbation. In this case, the process of vortex formation will be determined by a double system in the form: "hard screen - streamlined pipeline".

For the flexible pipeline, in the course of the flow gap movement there will be a qualitative change in the factors of frontal and lifting force. During this flow movement by analogy with Magnus effect there will

appear additional forces that cause attraction or repulsion of the streamlined body to or from the shielding surface. In such a case, the higher the flow rate in the area between the body and the screen is, the greater such forces may be.

Picture 4 shows the estimated change in the value of the lifting force factor C_y depending on the dimensionless geometric parameter – a measure of the distance of the flexible pipe from the rigid flat screen $\frac{D}{H}$.

From the graph, it is gathered that when the amount of space between the pipeline and the screen decreases, the amplitude of oscillations starts to decrease. As the results of numerous studies showed, in this case, a shift in the frequency (periodicity) of oscillations of the pipeline to a greater interval takes place.

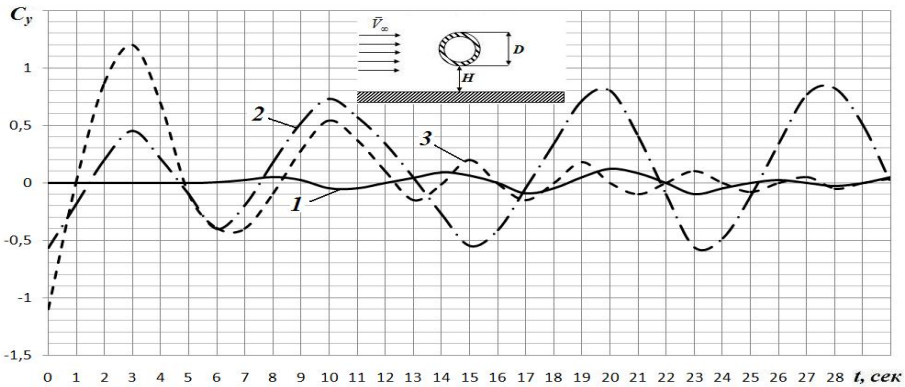


Figure 4. Time changing for lifting force factor C_y of the cylindrical pipeline at arbitrary distances from the rigid surface

$$1 - \frac{D}{H} = 0\,; 2 - \frac{D}{H} = 0{,}25\,; \qquad 3 - \frac{D}{H} = 1$$

Conclusions

1. The nature of the load changing onto the flexible pipe has shown that starting from the values of the dimensionless flow rate exceeding 0.63 (i.e. more than 63% of the flow velocity at infinity) the working length of the flexible pipe should be limited to a maximum value of 45 meters. Exceeding this value in the future can bring a sharp increase in the am-

plitude of self-oscillations of the flexible pipeline and a jump in load more than twice.

2. Flow picture of fluid motion over of a cylindrical flexible pipe near a flat screen, which may correspond to the seabed, the working surface of the underwater platform for divers, etc. differs from a similar interaction with a completely unrestricted flow.
3. When the volume of the area between the pipeline and the surface that is the screen decreases, the amplitude of oscillations starts to decrease. As it was stated during numerous studies in this case, there also took place a shift in the frequency (periodicity) of oscillations of the pipeline to a greater interval.

REFERENCES

1. Svetlitskiy V. A. Mehanika tuboprovodov i shlangov. – M.: Mashinostroenie, 1982. – 280 p.
2. Nien-Tszr Tsai. Analysis of Nonlinear Transient Motion of Cables Using Bond Graph Method. *J. Eng. Ind*. May 1972, 94(2): 500-506. https://doi.org/10.1115/1.3428182
3. Ermanuk E. V., Gavrilov N.V. Dinamicheskie kharakteristiki tsilindricheskih tel, kolebluschihsya v lineyno stratifitsirivannoy jidkosti. Vuchislitelnie Technologiy. 2001. Vol. 6. Part. 2. pp. 283–289.

10.31653/smf343.2021.88-94

Malahov O.V., Kolegaev M.O., Kiris O.B., Maslov I.Z.
National university "Odessa maritime academy"

MAIN PRINCIPLES OF DETERMINING THE WORKING SECTION AND LENGTH OF SHIP'S FLEXIBLE PIPELINES

Problem statement

When determining the working section of any ship's flexible pipeline and its basic geometric dimensions it is necessary to proceed from the theoretical and experimental results for its hydro or aeroelastic vibrations. By choosing the optimal cross–section of the pipeline, it is possible to control the emerging dynamic processes in the operational mode [1]. In terms of ship conditions, a mere increase of a flexible pipeline diameter can lead to the change of self–oscillation mode from the galloping to the damped one.

Analysis of recent research and publications

To select the diameter of the working section of a cylindrical flexible pipeline, a calculation algorithm was developed.

At the first stage, when calculating the cross–sectional diameter of the pipeline, it is necessary to proceed from the condition that during its operation it will not experience bending or torsion loads. In this case, by analogy with the pipeline, which has rigid walls, the flexible pipeline must meet the operational needs of all pressure–flowrate characteristics of the particular marine hydraulic system under consideration.

For the subsequent calculations, it is necessary to set the range of changes in the initial characteristics of the flow to be transported through the pipeline. In this case, the following initial data should be stated:

– range of temperature variations for determination of the properties of the working fluid T, $^0 C$;

– density of the working fluid ρ, kg/m^3 and the boundaries of its variation;

– kinematic viscosity of the working fluid, ν, m^2/sec and its variation range;

– length of the pipeline, l, m;

– material of the pipeline;

– equivalent roughness of the flexible pipeline inner surface, Δ, mm;

– maximum volumetric flowrate of the working fluid, Q, cub.m/sec;

– working pressure at the beginning of the pipeline, P_1, *Pa*;

– working pressure at the end of the pipeline, P_2, *Pa*;

– the height of the initial cross-section of the pipeline, z_1, *m*;

– the height of the finite cross-section of the pipeline, z_2, *m*;

– all flow friction factors and related local loss rate, ζ.

When specifying the numerical value of the flow viscosity to be transported through the pipeline, it is necessary to select the numerical values that correspond to the minimum values within the set temperature range. In relation to the density of the flow transported, this rule shall be applied in the opposite manner – the subsequent calculation shall make use of the maximum numerical density value.

It is necessary to determine the hydromechanical mode of the working fluid flow inside the pipeline.

In case when the pipeline is operated in a laminar mode of the working fluid flow, its diameter can be calculated as

$$d = \sqrt[4]{\frac{128\nu\left(l + \left(\sum \varsigma \frac{V^2}{2g}\right)\right)Q}{\pi g\left(\frac{p_1}{\rho g} - \left((z_2 - z_1) + \frac{p_2}{\rho g}\right)\right)}} \quad (1)$$

If the operation of the pipeline is carried out in a turbulent mode of fluid flow, the convergence method is used, as per which it is necessary:

– to set a series of standard values for internal diameters within the next range: *D, mm*: *4, 6, 8, 9.5, 12.14, 16, 18, 22, 24, 25, 27, 30, 32, 35, 38, 40, 42, 48, 51, 54, 58, 63, 70, 76, 90*.

The selection of the diameter from this range should be done given that the tolerances within the range from *4* to *40 mm* are *0.5 mm*, and within the range from *42* to *90 mm* they are equal to *1 mm* [2, 3, 4].

– for the flowrate value *Q* which is set in the raw data, a number of values of the required head H_n are calculated according to the equation

$$H_n = (z_2 - z_1) + \frac{p_2}{\rho g} + \left(\sum \zeta + 0.11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25} \frac{l}{d} \right) \frac{16Q^2}{2g\pi^2 d^4} \quad (2)$$

where Re – Reynolds number;

– to plot H_n against d;

– based on the set value of the available head $H_p = \frac{p_1}{\rho g}$ (meter of water column, mH2O), the pipeline diameter d could be calculated using the plotted relationship.

After determining the value of the calculated diameter using the reference literature [2, 3, 4, ...], a standard greater diameter should be selected.

The size of the pipeline diameter should be adjusted taking into account the actual conditions of its operation on board ships.

As it can be seen in figure 1, during their operation on board flexible pipelines can change their cross–section shape under bending load. In figure 1, the initial diameter D_1 of the cylindrical pipe is reduced to the diameter D_2 of the elliptical pipe.

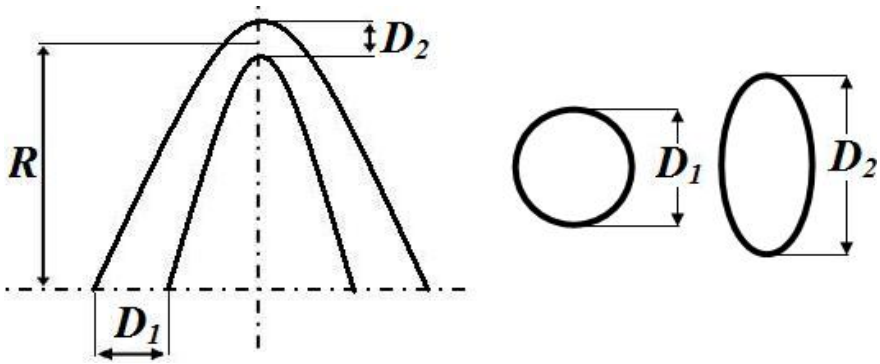


Fig. 1. Geometry of flexible pipeline while bending.

In this case, the flexible pipeline bending radius R can exceed its initial diameter D_1 up to five times.

For these reasons, it is necessary to ensure the stability of the flexible pipeline, regardless of the change in diameter. In this case, when selecting

the working diameter, and therefore the shape of the pipe cross–section, it is necessary to proceed from the condition of the continuity of the flow of the liquid transported:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = 1 = \frac{V_1}{V_2}\frac{D_1^2}{D_2^2} \tag{3}$$

where V_1 и V_2 – flow velocity inside the pipeline with standard and modified cross–section, m/s.

From (3) it follows that the corrected value of the flexible pipeline diameter should be selected as

$$D_2 = D_1\sqrt{\frac{V_2}{V_1}} \tag{4}$$

In expression (4), the value of the speed V_2 should be taken as the maximum possible value in a specific vessel hydraulic system [5]. When selecting this value, it should also be considered that the limiting velocity value for the liquids inside pipelines is about 15 m/sec. At velocities above this value, cavitation within the moving flow will appear, which will instantly change all flow–pressure characteristics of the hydraulic system or simply lead to flow stopping [6, 7, 8].

After the flexible pipeline operating diameter was calculated, special attention should be paid to issues related with admissible lengths of the pipe for sea surface work. The emerging self–similar oscillations in flexible pipelines during working agents transfer from one ship to another can lead in heavy seas (which can be treated as a source of forced oscillations) to emergency operating modes. For this reason, float systems should always be applied when flexible pipelines are used for sea surface work. In addition to preventing sagging of long pipelines, such systems can act as forced oscillations absorbers and provide operating conditions with evenly distributed loads.

Investigation results

According to the results described above, the distance between the floats must be chosen so that the length of the working section used wouldn't be critical. The calculation of the critical length can be carried

out using the developed mathematical models. An example of such calculations is shown in figure 2. Based on this plotting, it was concluded that if the values of the dimensionless flow velocity on the pipeline surface are more than 63% of the incoming flow velocity, the working length of the cable should not exceed 45 meters.

An example of the basic estimated lengths depending on flexible pipeline diameters is shown in Fig. 2 and table 1.

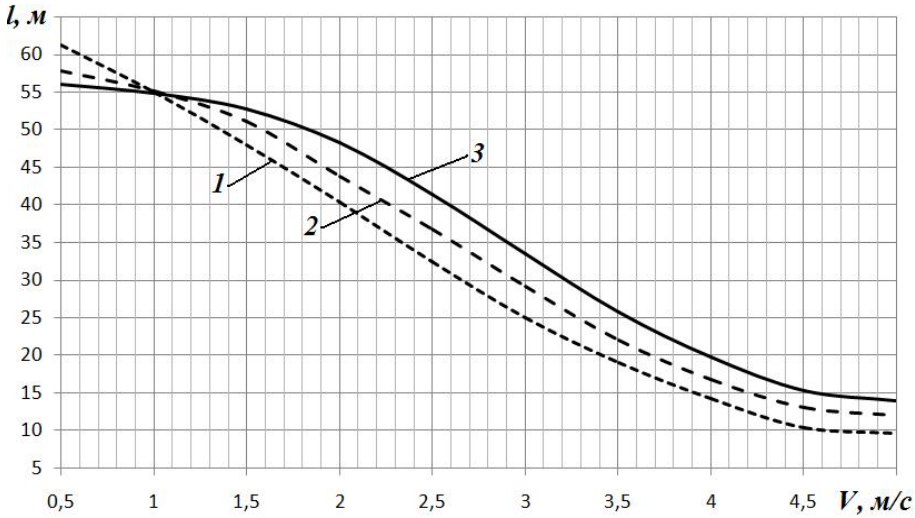


Fig. 2 Flow velocity effect on the working section length selection for

1 – pipeline diameter *D=50 mm*;

2 – pipeline diameter *D=100 mm*;

3 – pipeline diameter *D=200 mm*.

The stated data may be treated as preliminary operational values for pipeline lengths selection. More precise digital readings shall take account of static pressure and all external and internal dynamic loads affecting the pipeline surface.

Table 1. Estimated length of flexible pipelines working sections at various incident flow velocities

Flow velocity	Estimated length of the working area, *l, m* for different pipeline diameters		
	D = 50 *mm*	D = 100 *mm*	D = 200 *mm*
V = 0,5 m/sec	61,2	57,8	56
V = 1 m/sec	55	55,1	54,8
V = 1,5 m/sec	48	51	52,7
V = 2 m/sec	40,3	43,8	48,2
V = 2,5 m/sec	32,4	36,7	41,4
V = 3 m/sec	25	29,1	33,4
V = 3,5 m/sec	19	22	25,7
V = 4 m/sec	14,2	16,7	19,7
V = 4,5 m/sec	10,4	13	15,3
V = 5 m/sec	9,6	11,9	13,9

Conclusions

1. The occurrence of ship's flexible pipelines and cables vibrations during their operation with oscillation under water, near shielding surfaces, and on the sea surface in heavy seas is hard to predict using modern methods.

2. The nature of the distributed load change per flexible pipeline length unit demonstrates that, when dimensionless flow rate exceeds 63% in comparison with the flow rate at infinity, the flexible pipeline working length should be limited to a maximum value of 45 m. The length above this can cause a sharp increase in the amplitude of flexible pipeline self-oscillations and load jump more than twice.

REFERENCES:

1. Borodavkin P.P. Optimizatsiya trass magistralnih truboprovodov. M: Institut Beconomiki, organizatsiy proizvodstva i tehniko-economitcheskoy informatsii v gazovoy promishlenosti, 1970. – 58 p.

2. Bolshaya entsiclopedia nefti i gaza: http:\\www.ngpedia.ru

3. Marris A. Obzor issledovaniy po vihrevum dorojkam, periodocheskim sledam i indutsirovannim yavleniyam vibratsii. Teor. osnovi inj. rastchetov. Ser. D. -1964. T. 86. - №2. - pp. 23-38.

4. Foka A. A. Sudovoi mehanik. Spravochnik. T.2 – Odessa: Fenix, 2010. – 1032 p.

5. Arseniev U.D. Teoriya podobiya v injenernih economitcheskih rastchetah. - M., "Visshaya shkola ", 1967. – 261 p.

6. Kukik U. V. Optimizatsiya proektiruemuh truboprovodnuh system. Uchebnoe posobie. - Kiev, UKMKVO. 1991. – 167 p.

7. Malahov A. V. Gidromehanika ogranichenih potokov. – Odessa: Astroprint, 1999. – 204 p.

8. Smoldurev A. E. Truboprovodniy transport. - M., Nedra, 1980 – 293 p.

10.31653/smf343.2021.95-100

Knaub LV, Lebediev BV, Maslich N.Ya.
Military Academy (Odessa city)

REDUCTION OF TOXICITY OF BURNT DIESEL GASES WITH THE ADDITIONAL FEEDING SYSTEM

Statement of the problem in general. As a result of the introduction of new environmental emission standards, manufacturers of motor vehicles and fuels have to use a variety of technologies, systems and units to reduce harmful substances in the exhaust gases of diesel engines. Modern development of automobile internal combustion engines takes place in the following directions: increase of fuel economy and ecological purity; sub-increase of unit power and weight reduction; creation of hybrid power plants with an internal combustion engine (ICE); dieselization of transport; increasing reliability of work and resources; use of alternative fuels (gas, hydrogen); control of internal combustion engines with the help of microprocessor technology. One of the ways to solve the problem is to develop technologies related to the installation of additional equipment on an existing engine in order to reduce harmful emissions into the environment.

Analysis of recent research publications.

It should be noted new development and use of theoretical insights in the field of alternative fuel combustion, both for stationary combustion (gas turbine, rocket engines) and for non-stationary combustion at variable volumes and pressures (combined reciprocating engines). [1–3]. This has already allowed to obtain much higher efficiency output (efficiency), and the utilization of exhaust gases - to reduce significantly the content of harmful impurities, i.e. to partially solve the environmental problem [4,5].

The task of burning highly viscous fuels is complicated by the fact that their thermophysical parameters differ significantly in relation to traditional fuels, which requires a careful approach to assessing the formation of the fuel mixture - spraying, evaporation and mixing with an oxidant [6]. In addition, the high sulfur content poses additional challenges, especially for exhaust gases to become environmentally-friendly.

The theoretical preconditions for increasing the rate and completeness of combustion of high-viscosity fuels are determined by the following considerations.

Combustion of high-viscosity fuels in stationary combustion chambers puts forward requirements for the processes of decomposition of the

jet or veil into droplets, evaporation and mixing with the oxidant (air). The rate of combustion or the rate of propagation of the flame front is determined by the values of micro- and macroturbulence, the degree of dispersion of the distribution of droplets on the flame front and the spray quality.

Fractional composition of high-viscosity fuel and thermophysical parameters of its components are particularly important parameters. One of the most important arguments that determine the rate and completeness of combustion is the coefficient of excess air, temperature and rate of heat release.

Statement of the problem. The listed arguments and parameters at the correct and scientifically substantiated combination give the chance to optimize process of burning from economic and ecological points of view, and reasonable use of free and forced micro-and macroturbulence - to find ways and methods of real increase of speed and complete combustion of viscous fuels.

Hence the tasks of scientific research on fuel combustion are formulated: first, economic, i.e. increasing the efficiency of power plants; secondly, ecological - obtaining the cleanest, without harmful carcinogenic components of exhaust gases; thirdly, reducing the cost of technologies and increasing their reliability in operation with any type of fuel.

These tasks are especially gaining value nowadays with a large shortage of energy resources, which in the nearest future, even if it does not increase, still will not weaken the relevance of these tasks.

Presentation of the basic research material. We offer the solution of these problems by using an additional power supply system in the form of a vortex evaporator-mixer, which works on the energy of exhaust gases or a gas turbocharger, to use cheap fuel (stable gas condensate) and increase the thermal efficiency of the diesel engine (Fig. 1).

The use of low-cetane and high-viscosity fuels for diesels puts the problem of dividing the supply into two parts: the first, as the main, through the vortex system and the second, as the ignition dose, which is injected by standard fuel equipment [7]. The vortex evaporator-mixer runs on the energy of the exhaust gases and allows the use of cheap, relatively standard, low-cetane fuels, such as stable gas condensate without processing.

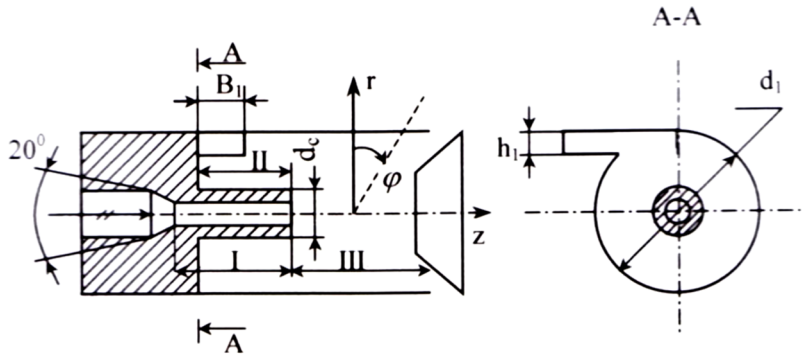


Fig. 1. Scheme of an additional diesel power supply system engine: I - zone of free vortices, II - zone forced vortices; III - zone of potential vortices

Using the thermal energy of the exhaust gases with an additional power supply system (part of the thermal energy is used with a significant decrease in ambient temperature) to heat the fuel, and using the kinetic energy of the exhaust gases to spray the heated fuel, eliminates the above disadvantages of the diesel engine . The ratio of recirculated exhaust gases to fresh air is chosen so that the combustion of low-cetane fuels is detonation-free at all fast and loaded modes of operation. An additional supply system is a straight-flowing Ranque tube with a forced vortex flow in the nozzle inlet, in which the fuel atomizer is placed (Fig. 1). This design allows you to use an aerodynamic method of spraying with the formation of fuel droplets with a diameter of 5-40 microns, which satisfies the combustion mode in terms of burnout speed and completeness at any speed of the engine.

According to the functional diagram of the device for preparation for combustion of low-cetane fuel in a diesel engine, the fuel pump 3 supplies fuel from the tank 2 to the evaporator-mixer 1 and the high-pressure fuel pump 9 (Fig. 2). Prepared for aerosol mixture of fuel and exhaust gases through pipelines 8 enters through the intake manifold 5 to the diesel engine 6, and clean air through the air filter 4. Selection of exhaust gases is carried out to the muffler 7 through the pipeline 11, which supplies them in the evaporator-mixer 1. Thus, the depleted working mixture of clean air, exhaust gases and low-grade fuel enters the diesel engine through the intake manifold, and the ignition of the same fuel is fed through the high

pressure pump 9 according to the usual diesel scheme, through the pipeline high pressure 10 and nozzles 12.

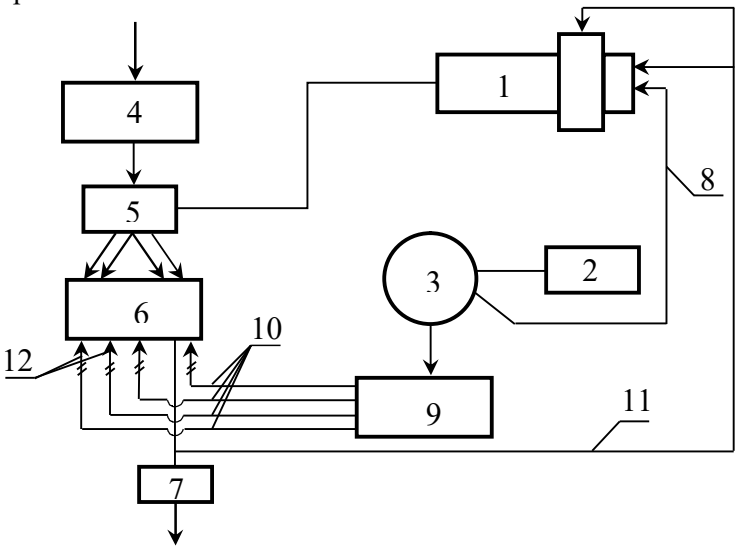


Fig. 2. Scheme of the power supply system of the diesel engine: 1 - evaporator-mixer; 2 - fuel tank; 3 - fuel-sensitive pump; 4 - air purifier; 5 - suction manifold; 6 - diesel engine, 7 - muffler; 8 - fuel line; 9 - high pressure fuel pump; 10 - high pressure fuel line; 11 - gas pipeline, 12 - injectors

The presence of exhaust recirculation gases in a mixture with air and low-cetane fuel reduces the likelihood of detonation combustion due to the presence of water vapor and hydrocarbon oxide, and improves the quality of preparation of low-cetane fuel by aerodynamic spraying and evaporation в Ranque tube increasing the speed and completeness of fuel combustion which significantly reduces the release of toxic components into the atmosphere.

The geometric parameters of the vortex evaporator-mixer (width b1 and height h1 of the tangential inlet, inner diameter d1, diaphragm diameter dc) are selected by the air flow of the diesel for the maximum power mode Nemax and the speed of the crankshaft nmax (Fig. 1) for complete evaporation is selected by the viscosity of the fuel used, for example, in a standard supply system, the droplet diameter is 30 μm, at the parameters of the end of compression, the fuel completely evaporates in a stable medium for a range of 0.15-0.18 m In a vortex evaporator-mixer, the way of the mixture, which passes from the inlet to the outlet (assuming the pres-

ence of non-evaporating droplets), with a vortex diameter of 0.08 m, with a vortex frequency of 12000 *1/min* is within hundreds of meters, based on which to obtain aerosol fuel in the vortex flow l_T *must be about (7 - 10)* d_T.

Studies on the use of an additional power supply system in the form of a vortex evaporator-mixer have shown that the toxicity of CO is reduced by 17%, and NOx - by 8%.

Conclusions and prospects for further research. An additional power supply system has been developed in the form of a vortex evaporator-mixer, which uses the energy of exhaust gases and allows the use of low-grade cheap fuel. It has been proved that the process of mixture formation in the additional power supply system of a diesel engine can be close to ideal, and the mixture can be obtained close to stoichiometric regardless of the thermophysical parameters of the mixture.

Based on experimental data, the possibility of using alternative fuels in internal combustion engines, such as gas condensate and its products, has been stated. Tests of diesel engines operating on stable gas condensate according to the specified scheme allowed to prove qualitative improvement of complete combustion processes and diesel start-up at low ambient temperatures (over -20^0 C). The studied principle of using vortex processes in the additional power supply system with the division of mixture formation into primary and basic ones at forcing diesel engines is the most advanced for carburetor and gas engines.

REFERENCES

1. Марченко, А. П., Парсаданов, І. В., Лал, А. Г. (2019). Сфера застосування та визначення резервів підвищення ефективності згоряння в опозитних двотактних дизелях із зустрічно-протилежно рухомими поршнями.Двигатели внутреннего сгорания, 1, 21–26. doi: http://doi.org/10.20998/0419-8719.2019.1.04

2. Weigand, P., Bikas, G. (2018). Predictionof Mixture Formationin Diesel Engines. MTZ World wide, 79(7-8), 76–81. doi:http://doi.org/10.1007/s38313-018-0056-y

3. Cernat, A., Pana, C., Negurescu, N., Lazaroiu, G., Nutu, C. (2020). The Influence of Hydrogenon Vaporization, MixtureFormationandCombustionofDieselFuelatanAutomotiveDieselEngine. Sustainability, 13(1), 202. doi: http://doi.org/10.3390/su13010202

4. Hazar, H., Temizer, I. (2013). Analysisofmethanolandorganometallic MnO2fuelsasalternativefuelsin a dieselengine. International Journal of

Sustainable Engineering, 7(1), 34–40. doi: http://doi.org/10.1080/19397038.2013.774069

5. Rahman, M., Rasul, M., Hassan, N., Hyde, J. (2016). ProspectsofBiodieselProductionfromMacadamiaOilasanAlternativeFuelforDieselEngines. Energies, 9(6), 403. doi: http://doi.org/10.3390/en9060403

6. Kryshtopa, S., Panchuk, M., Kozak, F., Dolishnii, B., Mykytii, I., Skalatska, O. (2018). Fuele conomyraisingofalternativefuel converted-diese lengines. Eastern-EuropeanJournalofEnterprise Technologies, 4(8 (94)), 6–13. doi:http://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.139358

7. Knaub, Ludmila, Improvementof Mixing Processesin Diesel Engines (June 30, 2021). Technology Auditand Production Reserves, 3(1(59), 16–18, 2021. doi:10.15587/2706-5448.2021.232050, Available at SSRN: https://ssrn.com/abstract=3880480

АНОТАЦІЯ

Запропоновано вирішення задачі оптимізації процесів горіння з економічної та екологічної точок за допомогою використання додаткової системи живлення у вигляді вихрового випаровувача-змішувача, який працює від енергії відпрацьованих газів або газотурбонагнітача, для використання дешевого пального (стабільного газоконденсату) та збільшення термічного ККД дизеля. Доведено, що процес сумішоутворення у додатковій системі живлення дизельного двигуна можна наблизити до ідеального, а суміш отримувати близькою до стехіометричної незалежно від теплофізичних параметрів суміші. На підставі експериментальних даних доведено можливість використання у двигунах внутрішнього згоряння альтернативних палив, наприклад газоконденсату та продуктів його переробки. Випробування дизелів, які працювали на стабільному газоконденсаті за вказаною схемою, дозволили довести якісне покращення процесів згоряння за повнотою та запуском дизеля при низьких температурах навколишнього середовища (понад -20^0 С). Токсичність відпрацьованих газів по *CO* знижилась на 17%, а по NO_x – на 8%

10.31653/smf43.2021. 101-108

Zhuravlov Yu.I., Obertiur K.L., Melnik A.A., Yelinskyi I.E.
National University "Odessa Marine Academy"

IMPROVING THE WEAR RESISTANCE OF THE SURFACES OF "SHAFT-SLIDING BEARING" INTERFACES OF PARTS OF SHIP TECHNICAL MEANS

Statement of the problem in general form and its connection with important scientific or practical problems.

Due to surface destruction during wear, it fails 60-80% of details of ship technical equipment (STE). Steel and cast irons continue to be the material of the most STE. Therefore, increasing the wear resistance of iron alloys, from which STE parts are made, is one of the most important and urgent tasks. The resistance of metallic materials to various types of wear is often determined to a greater extent not by the initial strength (hardness), but by the level of effective strength of the surface layer, which is achieved during frictional loading. In this regard, one can expect a significant increase in the most important physical and mechanical properties of steels and cast irons due to the formation of metastable structural states in them, capable of intense strain hardening as a result of phase and other structural transformations under the action of contact loading.

According to modern concepts, the most important physical and mechanical properties of metallic materials can be significantly improved by their conversion to the nanocrystalline state. Since nanocrystalline structures arise naturally during friction, one of the promising and relatively simple ways of surface nanostructuring of iron alloy products can be frictional treatment under sliding friction conditions, which exclude noticeable surface heating. Known methods of hardening machining of steel products (diamond smoothing, running-in, etc.) are usually used as a finishing operation after the standard heat treatment, including normalization or improvement. However, it is the deformation of tetragonal martensite that will maximize the positive effect of deformation dynamic aging processes to improve the physical and mechanical properties of steel surfaces.

It is customary to classify alloys with metastable structures as alloys with metastable austenite, which undergoes a deformation martensitic transformation under frictional action: chromium, nickel, vanadium and, as a rule, characterized by a low energy of stacking faults. At the same time, noticeably less attention was paid to the regularities of the influence

of carbon unalloyed retained austenite on the wear resistance of iron alloys.

The purpose of this study is:

to study structural mechanisms that provide a significant increase in the wear resistance of iron alloys by creating strengthening of metastable structures of various types (tetragonal martensite, retained austenite, nonequilibrium pearlite), as well as nanocrystalline friction structures.

Key words: ships' technical facilities, martensitic transformation, metastable structures, frictional action, resulting in "shaft-bearing kovzannya".

Presentation of the main investigation material

Under conditions of extremely intense deformation of the material of the STE parts in the frictional contact zone, not only in the residual austenite, but also in other phases, structural transformations develop, which have a strong effect on the effective strength of the surface and, accordingly, on the tribological properties of materials. As shown by D. Wilson, D. Kalish, M. Cohen, G.V. Kurdyumov and others, one of the most significant (in terms of the effect on the physical and mechanical properties of steels) structural transformations of α-martensite initiated by plastic deformation is the deformation dynamic aging or "deformation tempering" of martensite. It is of interest to study the features of the development of these processes in martensite during friction, including at negative temperatures - under conditions of reduced diffusion activity of carbon.

The most effective deformational dynamic aging under loading develops in untempered (tetragonal) martensite, which, due to its increased fragility, has not been widely used in technology for a long time. However, with the development of modern hardening technologies (laser, electron-beam, plasma, etc.), interest in the structure of tetragonal martensite has increased significantly, since when processing steel surfaces with concentrated energy flows, effective suppression of the processes of self-tempering of martensite is ensured, and subsequent tempering (mandatory in the case of bulk hardening) is often not carried out due to the preservation of the viscous core of the product. An increase in the wear resistance of alloys with a martensitic base due to the activation of the processes of deformational dynamic aging of α-martensite can also be achieved by optimizing the heat treatment and the chemical composition of iron alloys.

Until recently, it was accepted to consider pearlite as the most stable phase in comparison with other products transformations of supercooled austenite - martensitic and bainitic structures. However, it was found that thin-lamellar pearlite in high-carbon steels, obtained at temperatures near the lower boundary of pearlite decomposition (about 500 ° C), is a nonequilibrium structure, the increased strength properties of which are eliminated even with short-term heating, at which no visible changes in the pearlite structure are observed. In this regard, it is of interest to study the behavior of this non-equilibrium thin-lamellar pearlite in comparison with the structures of coarse-lamellar pearlite, upper bainite, and low-temperature pearlite, which can arise in high-carbon steels in the temperature range between upper and lower bainite transformations, for various types of wear.

Since products with the structure of thin-lamellar pearlite can be heated during various technological operations (welding and tempering of rails, hot-dip galvanizing or brass-plating of wire, annealing to improve machinability, etc.) and during operation (frictional heating of the surfaces of ropes, railway rails and wheels; heating of casting crane ropes with heat from a molten bath, etc.), it is practically important to study changes in wear resistance, strength and plastic characteristics of pearlitic steels during high-temperature heating.

The tribological properties of metallic materials largely depend on the structural state formed on their contact surface in the process of friction. Intense plastic deformation, localized near the friction surface, frictional heating, and the effect of the environment cause the formation in the frictional metal contact zone of a whole "hierarchy" of specific structures that are highly heterogeneous in depth of the active layer.

The use of various alloy compositions, carburizing modes, laser (CO_2 gas and solid-state YAG lasers), electron beam and volume quenching, cold treatment and tempering made it possible to reveal the effect of carbon concentration in martensite on wear resistance (up to 1.35 %), retained austenite, alloying with substitutional elements (up to 4%), excess cementite, graphite inclusions, grain size, degree of coagulation and volume fraction of tempering carbides.

The resistance of carbon martensite to abrasive wear when tested against corundum (under microcutting conditions) increases linearly as the carbon concentration in it increases to 0.9% (hardened steel U10) (Fig. 1). When tested on a softer abrasive - flint, the transition to high-carbon martensite is accompanied by a sharp increase in wear resistance due to a

change in the main wear mechanism - from microcutting to plastic displacement (scratching). With the implementation of the plastic displacement mechanism, an increase in the carbon content in the α-phase by more than 1% leads to a decrease in wear resistance (Fig. 2, ε-flint, curve 2) due to the embrittlement of the martensitic structure.

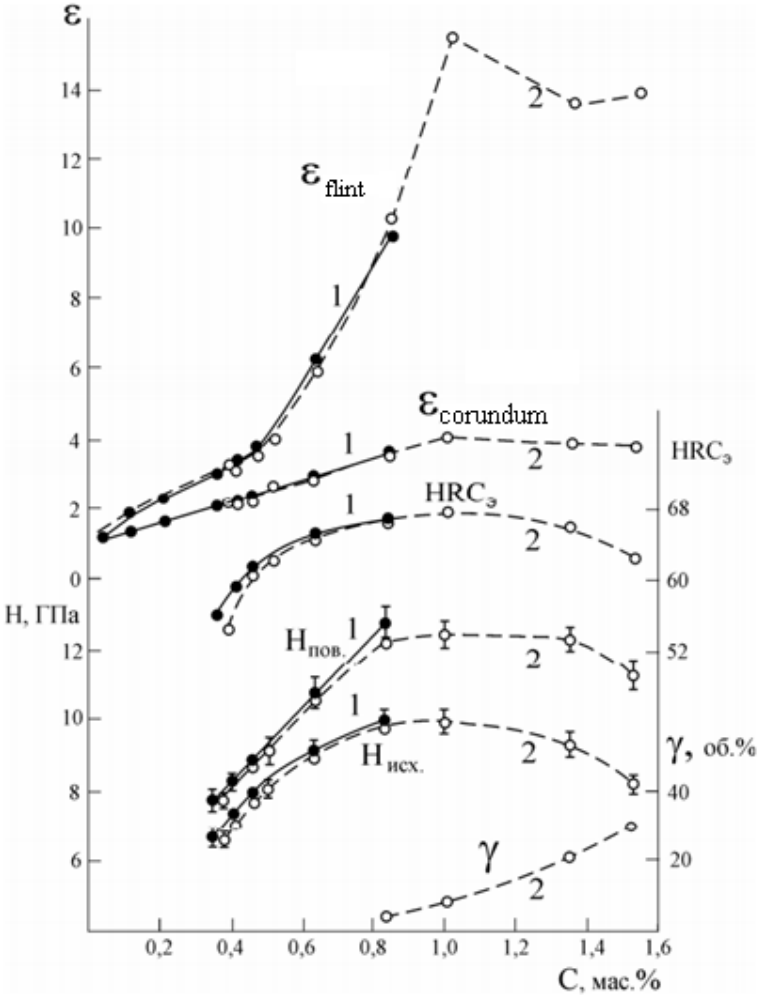


Fig. 1. Influence of carbon content on abrasive wear resistance ε, hardness HRCe, microhardness (initial Hisx and on the surface of abrasive wear Hпов) and the content of retained austenite y in the structure of carbon steels

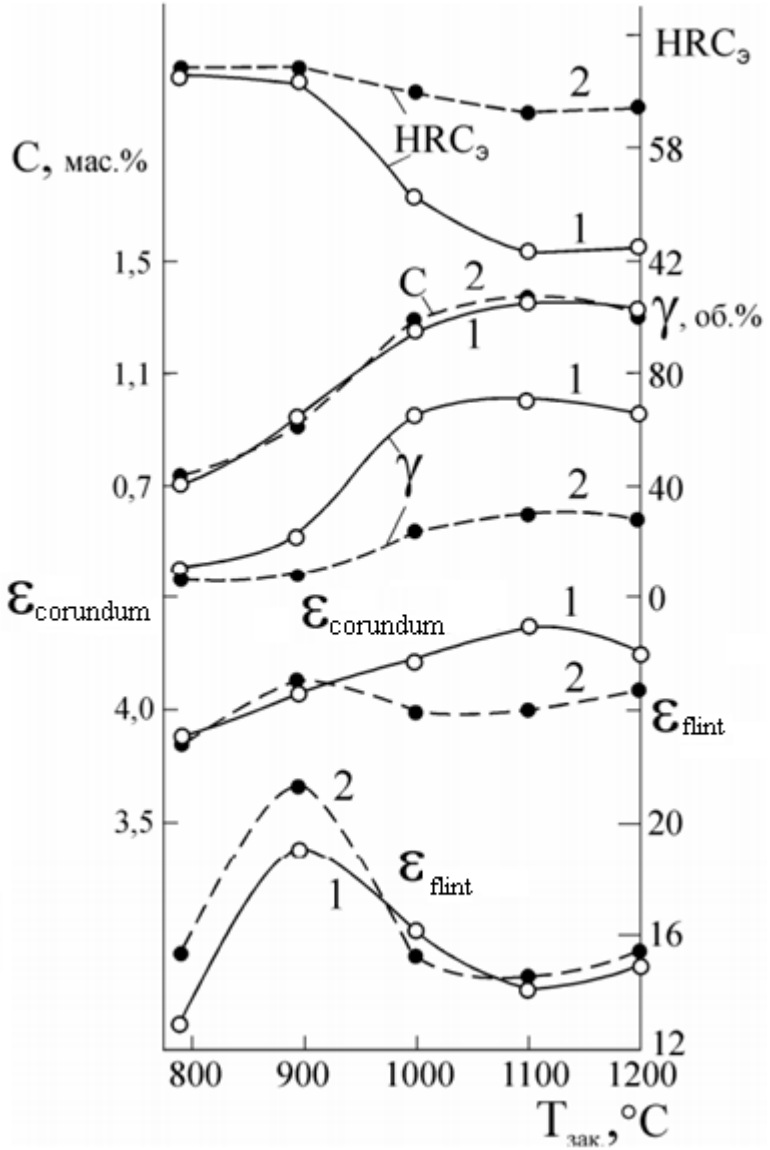


Fig. 2. Influence of hardening temperature on hardness HRCe, carbon concentration in martensite C, retained austenite content γ in the structure and abrasive wear resistance ε of U15 steel: 1 - hardening; 2 - hardening, cool.-196° C

1 - laser hardening; 2 - volumetric quenching, cool. -196 ° C (for steels with 0.83-1.53% C)

Under conditions of sliding friction, an increase in the carbon concentration of more than 0.8% can also cause a decrease in the resistance of hardened steels to the polydeformational wear mechanism (an increase in weight loss) due to an increase in the brittleness of the surface layer, which is especially manifested during tests in an oxidizing air environment (Fig. 3). The embrittling effect of frictional oxidation leads to a decrease in the resistance to fatigue wear of the surface of high-carbon steels in comparison with friction in a non-oxidizing nitrogen atmosphere, while the wear rate of less strong steel 35 during the transition from an oxidizing to a non-oxidizing test environment increases sharply, since the resulting under frictional loading in air, oxides interfere with the adhesive interaction of contacting metal surfaces (see Fig. 3). A decrease in the test temperature in nitrogen from room temperature to -196 ° C causes accelerated wear of hardened high-carbon steels, initiated by their low-temperature embrittlement (see Fig. 3).

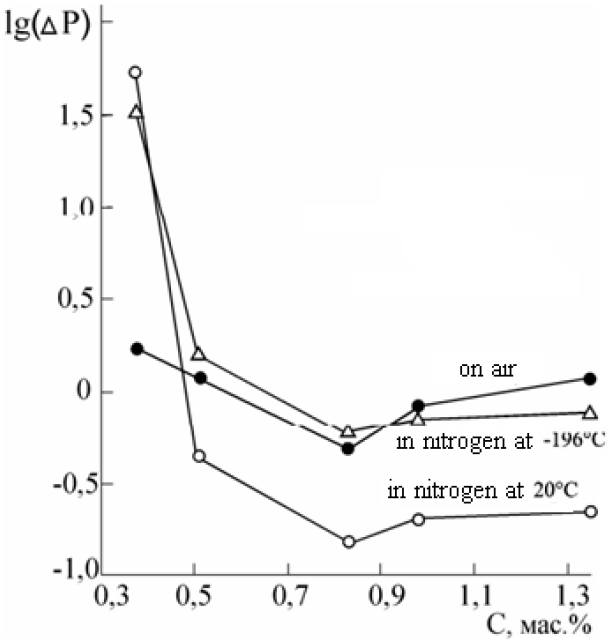


Fig. 3. Influence of carbon content in carbon steels on weight loss of specimens under frictional loading with an indenter made of VK8 alloy: volume quenching, cool. -196 ° C (for steels with 0.83-1.53% C)

The absence of a proportional relationship between the initial hardness and the abrasive wear resistance of martensite is due to an increase in its ability to work hardening with an increase in the carbon content of more than 0.5% (see Fig. 1) due to the activation of deformation dynamic aging processes in high-carbon martensite during wear. These processes are characterized by the formation of segregations from carbon atoms on dislocations arising from friction. These segregations are formed due to the high energy of interaction between dislocations and carbon atoms located in octahedral interstices of the crystal lattice of α-martensite.

Strong pinning of numerous dislocations by impurity atmospheres causes intense strain hardening of high-carbon martensite during friction and the corresponding growth its resistance to various types of wear. Optimal alloying with carbon (more than 0.5%) and substitution elements makes it possible to enhance the positive effect of deformational dynamic aging on the wear resistance of martensitic alloys. In particular, vanadium (1.2% V), which increases the ability of martensite to harden during wear, provides a significant (up to 70%) increase in the abrasive wear resistance of high-carbon martensite, laser and bulk quenching.

Conclusions

1.The wear resistance of carbon alloys with a martensitic structure can be significantly increased due to the activation of dynamic deformation aging processes in tetragonal α-martensite, which under conditions of frictional action proceed intensively even at low (down to -196 ° C) temperatures, providing an increase in strain hardening of the friction surface. This activation is achieved by carrying out thermal treatments, ensuring the preservation of the highest possible carbon concentration in the crystal lattice of martensite, as well as alloying the alloys with an increased (more than 0.6%) amount of carbon and substitutional elements that enhance the interaction of dislocations with impurity atoms in the a-phase.

2. A sharp decrease in the abrasive wear resistance of carbon, low-alloy, and cemented iron alloys during low-temperature tempering can be effectively slowed down by the formation of metastable residual austenite in the structures of laser and bulk quenching, which, due to the transformation under the action of friction into high-strength nanocrystalline martensite, is not inferior to the non-tempered martensite in cooling wear resistance.

REFERENCES

1. Khimich G.L., Makarov A.V., Korshunov L.G., Osintseva A.L. Wear resistance and structural transformations of steel 35 hardened by laser radiation // Mashinovedenie. - 1986. - No. 3. - P. 99-102.

2. Makarov A.V., Korshunov L.G., Khimich G.L. et al. Influence of treatment with continuous laser radiation on wear resistance of low-carbon steels // Friction and wear. - 1987. - Vol. 8. - No. 2. - P. 293-301.

3. Korshunov L.G., Makarov A.V., Osintseva A.L. Investigation of wear resistance and structural transformations during abrasive wear of laser-hardened U8 steel // Friction and wear. - 1988. - Vol. 9.-№ 1.- P. 52-59.

4. Gorkunov E.S., Somova V.M., Makarov A.V. et al. Magnetic and electromagnetic methods for assessing wear resistance of steel products // Defektoskopiya. - 1995. - No. 6. - P. 33-39.

5. Korshunov L.G., Makarov A.V., Chernenko N.L. Ultrafme Structures Formed upon Friction and Their Effect on the Tribological Properties of Steels // The Physics of Metals and Metallography. - 2000. - Vol. 90. - Suppl. 1. - P. S48-S58.

10.31653/smf343.2021.109-117

Коровайченко Є.Ю., Афтанюк В.В., Даниленко Д.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

МОДЕЛЮВАННЯ ДОДАТКОВИХ МІСЦЕВИХ ОПОРІВ ДЛЯ СУДНОВОГО СКРУБЕРА

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

Сучасні судна повинні відповідати вимогам МАРПОЛ (Міжнародна конвенція про запобігання забрудненню з суден, Додаток VI) щодо викидів NO_X та SO_X [1].

Провідними виробниками суднових енергетичних установок (Wartsila, MAN та ін.) [1, 2, 3] пропонується використання двох типів заходів щодо зменшення викидів (табл. 1).

Таблиця 4.1 – Шляхи зменшення викидів NO_X та SOx [3]

Забруднююча речовина	Захід №1, щодо зменшення викиду	Захід №2, щодо зменшення викиду
Оксиди сірки SO_x	Паливо з низьким вмістом сірки	Скрубер
Оксиди азоту NO_x	Селективне каталітичне відновлення SCR	

З розгляду табл. 1 видно, що для знешкодження викидів NO_X та SO_x необхідно використовувати додаткове обладнання, а саме:

– для знешкодження NO_X – установка селективного каталітичного відновлення (SCR);

– для знешкодження SO_x – використання палива з низьким вмістом сірки або скрубер.

В багатьох випадках для зменшення викидів SO_x використовується скрубер.

Скрубери виготовляють декілька компаній, принцип дії скрубера складається з пропускання відпрацьованих газів суднових двигунів крізь рідинний шар. Ефективність очистки SO_x залежить від взаємодії в системі газ-рідина, що досягається шляхом забезпечення сталого гідродинамічного режиму роботи скрубера.

Аналіз досліджень і публікацій. В якості прикладу суднової системи очистки SO_x на базі скрубера розглянемо систему компанії «Harris Pye Engineering» (рис. 1) [4].

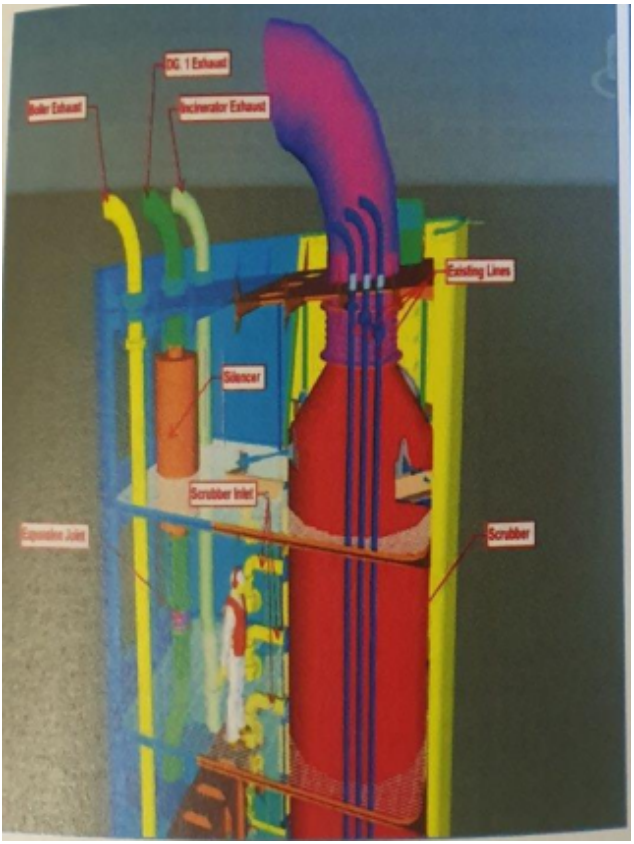


Рисунок 1 – Модель скрубера «Harris Pye Engineering» [4].

Суднова система очистки виконана компанією «Harris Pye Engineering», яка пропонує клієнтам морського сектору унікальні та інноваційні рішення, в той же час підтримуючи ефективність, якість та безпеку. Склад системи наведений на рис. 2. [4].

Принцип роботи скрубера полягає в наступному (рис. 2): забруднений газ, що видаляється від головного двигуна надходить на очищення, де реагує з рідиною що розпорошується, 4 рядами зрошувачів.

В цілому до недоліків експлуатації скруберів такого типу можна віднести чутливість до гідродинамічного режиму, що викликає необхідність обов’язкового переходу на дизельне пальне та нівелює економічну доцільність використання скрубера, що формує основну мету роботи.

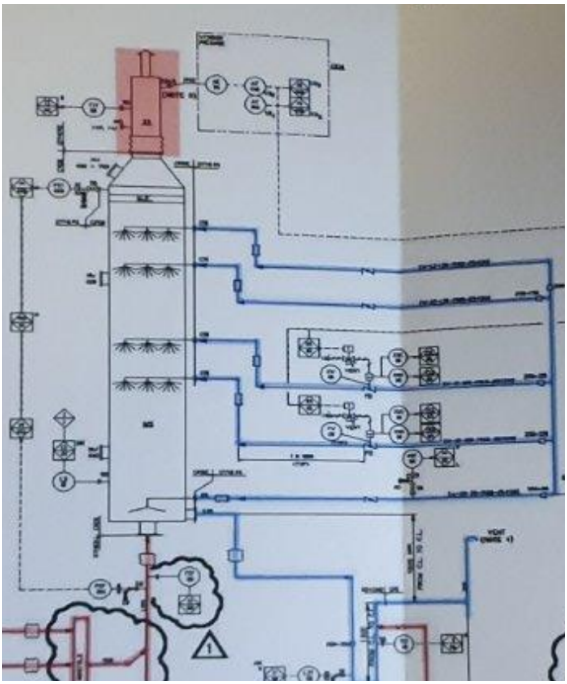


Рисунок 2 – Фрагмент системи «Harris Pye Engineering» [4]

Метою роботи є оптимізація гідродинамічного режиму роботи скрубера за допомогою додаткових штучних місцевих опорів для забезпечення максимально можливого рівномірного розподілу швидкостей в перерізі апарату.

Викладення основного матеріалу дослідження. Для досягнення поставленої мети необхідно змінити конструкцію апарату так щоби забезпечити найбільш рівномірний гідродинамічний режим роботи апарату та перевірити ефективність внесених змін шляхом моделювання течії газового потоку в скрубері.

Для проведення числового моделювання роботи скрубера об'єкт дослідження був розбитий на ряд взаємопов'язаних окремих моделювальних блоків:

1. На першому етапі розроблено твердотільну модель апарату.

2. Розроблена модель додаткового «внутрішнього місцевого опору», одношарового, двохшарового та трьохшарового.

3. На третьому етапі розрахована гідродинаміка потоку повітря в апараті.

На наступному етапі роботи проведено дослідження конструкції скрубера шляхом створення за допомогою SolidWorks та Flow Simulation [5] тривимірної твердо-тільної моделі і комп’ютерне моделювання течій газу в ній.

Комп’ютерне моделювання конструктивного виконання та гідродинамічного режиму роботи скрубера містить наступні модельні блоки:

1. Створення твердотільних моделей елементів апарату.

2. Моделювання гідродинаміки скрубера з різними типами «внутрішніх» місцевих опорів.

7. Візуалізація течій в апараті.

Розділення моделі на ряд перерахованих блоків дозволяє зробити окремий аналіз роботи скрубера, причому аналіз гідродинамічних режимів можна проводити в міру створення твердо-тільних моделей елементів апарату.

На першому етапі моделювання була створена твердотільна модель типового апарату аналогічна конструкції «Harris Pye Engineering» (рис. 1).

Наступними кроками є створення у вигляді окремих твердотільних моделей апарату з одношаровим, двохшаровим та трьохшаровим внутрішнім «місцевим» опором (рис. 3 - 5).

Оптимізація конструкцій та проектування скрубера проводиться з твердотільними комп'ютерними моделями. Адекватність і точність математичних моделей визначає сукупність врахованих факторів і прийнятих допущень.

Математична модель потоку газу в скрубері базується на рівняннях Нав'є - Стокса, рівняння нерозривності, закону збереження енергії.

Сучасні числові методи рішення рівнянь Нав'є - Стокса дозволяють обчислювати тривимірні завдання в розрахункових областях, точно відтворюють геометрію об'єкта дослідження, при досить точній установці всіх вхідних параметрів [5].

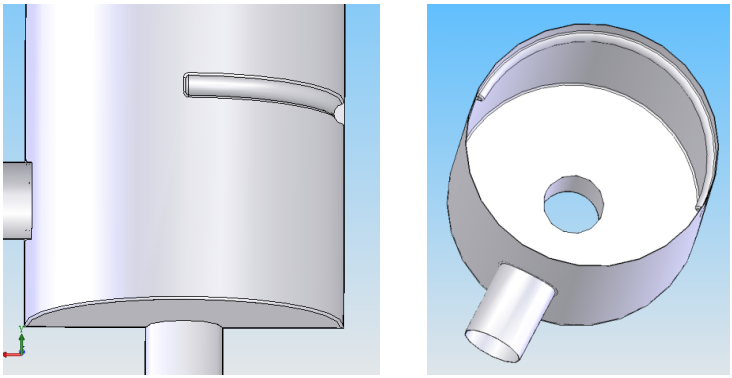


Рисунок 3 – Модель скрубера з одношаровим внутрішнім «місцевим» опором

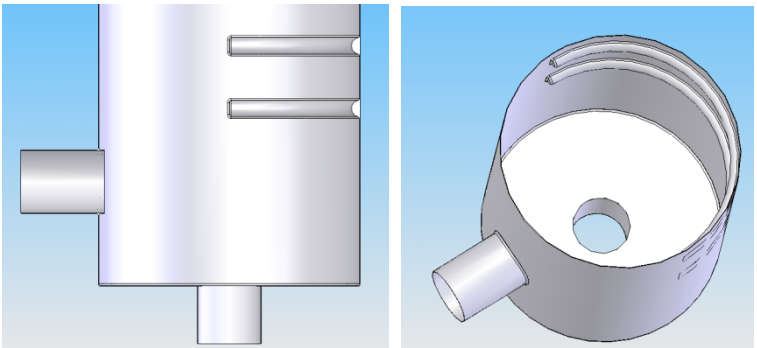


Рисунок 4 – Модель скрубера з двохшаровим внутрішнім «місцевим» опором

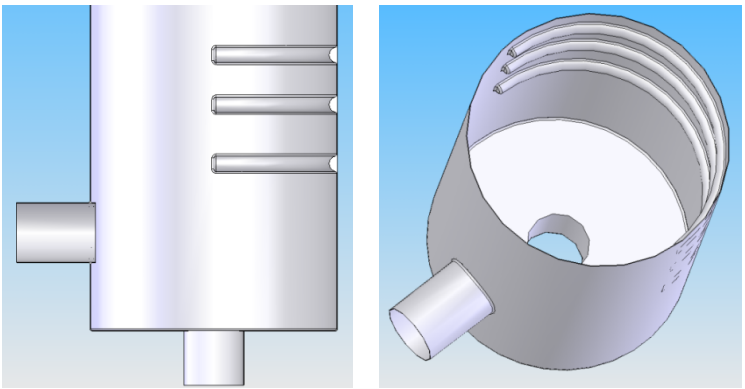


Рисунок 5 – Модель скрубера трьохшаровим внутрішнім «місцевим» опором

Проведення чисельних розрахунків в Flow Simulation включало в себе наступні основні етапи:

- завантаження геометричної моделі;
- побудова сіткової моделі розрахункової області;
- завдання початкових і граничних умов;
- настройка вирішувача (вибір і настройка моделі, завантаження і компіляція UDF- функцій);
- настройка параметрів рішення;
- запуск розрахунку і отримання результатів обчислень;
- візуалізація та аналіз результатів чисельного розрахунку.

Чисельні розрахунки проводилися на 2-х ядерному процесорі ПЕОМ з 8 Гб оперативної пам'яті. Час отримання результату рішення становило від 0,5 до 1 години.

Моделювання руху газу у апараті проводилось окремо для кожної моделі.

Дані математичні моделі дозволяють шляхом побудови полів швидкостей виявити раціональний режим роботи скрубера. Візуалізація розподілу швидкостей в моделях наведена на рис. 6 – 9.

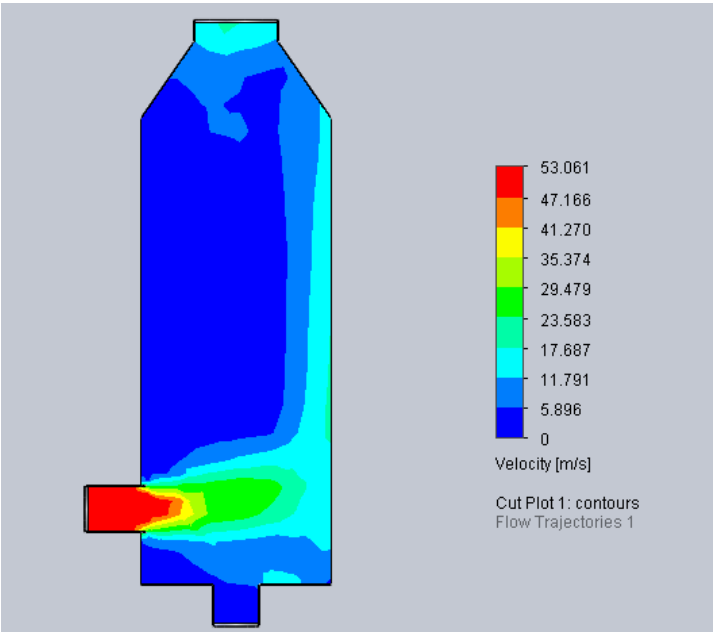


Рисунок 6 – Модель руху потоку повітря в полому апараті

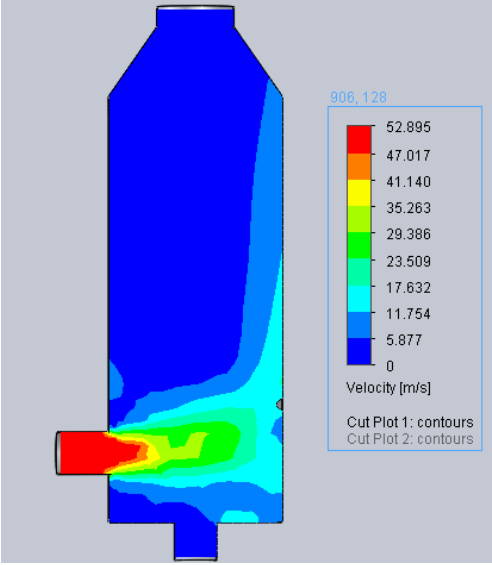


Рисунок 7 – Модель руху потоку повітря в полому апараті з одношаровим внутрішнім «місцевим» опором

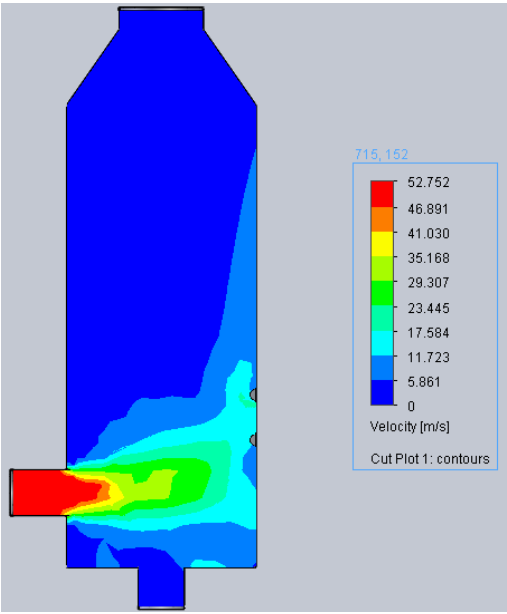


Рисунок 8 – Модель руху потоку повітря в полому апараті з двохшаровим внутрішнім «місцевим» опором

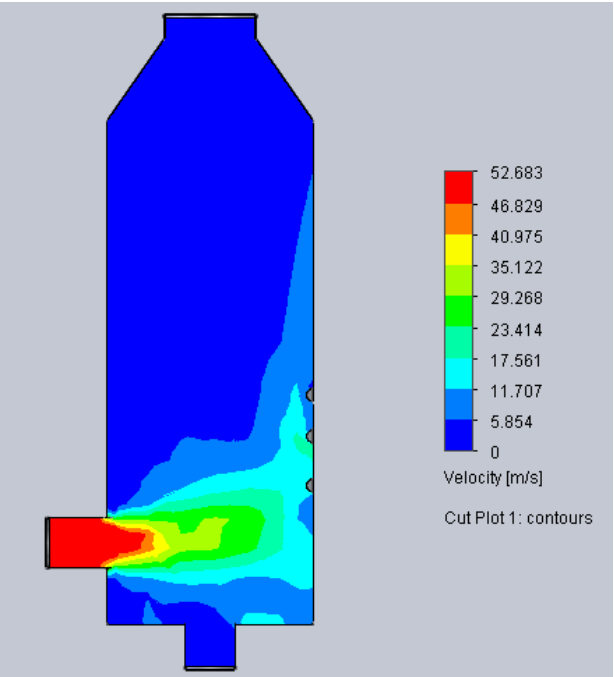


Рисунок 9 – Модель руху потоку повітря в полому апараті з трьохшаровим внутрішнім «місцевим» опором

Аналіз траєкторій руху повітря показує, що найбільш рівномірне поле швидкостей спостерігається при використанні трьохшарового внутрішнього «місцевого» опору.

Однак для зменшення загального коефіцієнту місцевого опору апарату більш доцільно використати конструкцію з двохшаровим внутрішнім «місцевим» опором, яка забезпечує добре розподілення швидкостей та менший загальний опір апарату чим при використанні трьохшарового «місцевого» опору.

Висновки

1. Для дослідження течій газу в полому скрубері розроблені чотири твердо-тільні моделі апарату (полий апарат, та апарат з додатковими одно- двох- та тришаровим місцевим опором).

2. Числове моделювання течій газу в полому апараті показало наявність зони підвищеної швидкості на протилежній стінці від вхідно-

го патрубка (рис. 6), що сприяє проскакування шкідливих речовин крізь апарат(без ефективного очищення).

3. Візуалізація течій газу в апараті показує значно меншу зону підвищеної швидкості при установці в апараті додаткового «місцевого» опору (рис. 7-9).

4. Для забезпечення одночасно рівномірного розподілу швидкостей в перерізі апарату та не високого загального коефіцієнту опору апарату раціонально використати двохшаровий місцевий опір.

Результати проведеного дослідження дозволяють вважати доцільним більш детальне дослідження моделей двох- та трьохшаровим місцевим опором з моделюванням зрошення в апараті.

Розроблені моделі скрубера можуть бути використані при проведенні науково-дослідних, дисертаційних робіт магістрантів, аспірантів, наукових працівників для порівняльної оцінки ефективності роботи суднових скруберів.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Руководство по средствам защиты окружающей среды компании Wärtsilä. Режим доступу: www.wartsila.com.
2. Emission Project Guide MAN B&W Two-stroke Marine Engines. 8 th Edition, 2017. , branch of MAN Diesel & Turbo SE. - 108 p.
3. WinGD. Low-speed Engines 2021. Режим доступу: https:// www.wingd.com/en/documents/general/brochures/ wingd-low-speed-engines-booklet-2021.pdf.
4. Marine technology Harris Pye. Available from: https: // www. harrispye.com /marine.
5. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В., Харитонович А.И., Пономарев Н.Б. – СПб.: БХВ - Петербург, 2005. – 800 с.

10.31653/smf343.2021.118-125

Афтанюк В.В., Гаврілкін О.Є., Афтанюк А.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЗАВИХРУВАЧА ДЛЯ СКРУБЕРА З ВИХРОВОЮ ТАРІЛКОЮ

Постановка проблеми і її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Розробка сучасних засобів захисту навколишнього середовища від викидів суднових енергетичних установок (СЕУ) є актуальним завданням, для вирішення якої проводять значний обсяг досліджень провідні виробники обладнання морської галузі (МАН. Вярстіля та ін.). Одним з ефективних технічних рішень для очищення газів СЕУ є установка скрубера [1, 2]. Важливою властивістю, що необхідна для надійної роботи суднових скруберів є міцність конструкцій апарату які взаємодіють з рідинами і газами.

Аналіз досліджень і публікацій. В роботі [3] запропонована конструкція скрубера з вихровий тарілкою, який може бути використаний для очищення газів, що відходять від суднового теплоенергетичного обладнання (рис. 1). Конструкція скруберу з вихровою тарілкою, дозволяє інтенсифікувати процес очищення газів за рахунок створення вихрових течій на тарілці апарату.

Авторами в роботі [3] у процесі дослідження скрубера основна увага приділялася забезпеченню раціонального гідродинамічного режиму роботи апарату, для дослідження гідродинаміки течії та фільтрації в скрубері використаний програмний комплекс [4].

Робота вихрового елемента полягає в наступному: забруднений газ надходить знизу апарату, потрапляє в завихрувач, де закручується і тече вздовж стійки відбійника (рис. 2). Зверху на тарілку надходить зрошувальна рідина (рис. 1). За рахунок взаємодії потоку забрудненого повітря і зрошувальної рідини на поверхні тарілки утворюється пінний фільтруючий прошарок, через який проходить газ і очищається від шкідливих речовин.

В процесі експлуатації апарату важливим питанням є забезпечення надійності конструкції вихровий тарілки, яка складається з встановлених в ній вихрових елементів спеціальної конструкції (рис. 2).

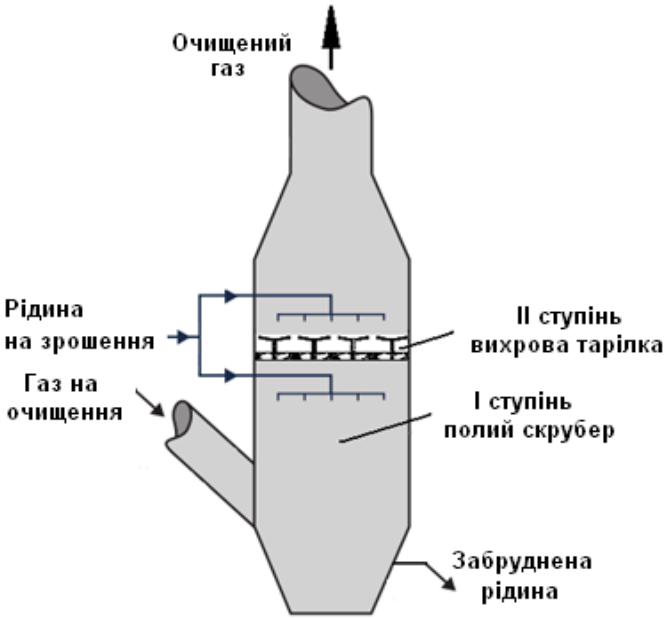


Рисунок 1 – Принципова схема комбінованого скрубера з вихровою тарілкою [3]

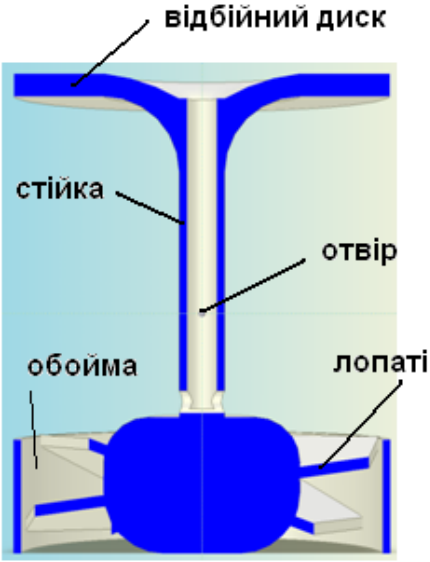


Рисунок 2 – Переріз твердотільної моделі вихрового елемента [3]

Тому для всебічного дослідження конструкції апарату раціонально мати характеристики впливу гідродинамічної навантаження на міцність лопатей, стійки і відбійний диск завихрувача. Такі дослідження можна виконати, використовуючи комп'ютерне моделювання, яке ґрунтується на методі кінцевих елементів (МКЕ) за допомогою програмного забезпечення [5].

Метою даного дослідження є створення за допомогою комп'ютерної програми [4] моделі напружено-деформованого стану (НДС) лопатей, стійки і відбійного диска завихрувача, та аналіз епюр розподілу зусиль та зміщень під дією гідродинамічного навантаження потоку газу, що подається на очистку.

Алгоритм моделювання НДС завихрителя включає наступні етапи:

1. Впровадження твердо-тільної моделі завихрувача в програмний модуль дослідження НДС.
2. Завдання матеріалу завихрувача.
3. Визначення обмежень.
4. Завдання навантажень, прикладених до поверхонь.
5. Аналіз розподілу зусиль та зміщень в моделі.
6. Візуалізація результатів моделювання.

Проведені розрахунки засновані на лінійному статичному аналізі, в припущенні, що матеріал є анізотропним з наступними припущеннями:

– лінійне поведінку матеріалу відповідно до закону Гука;

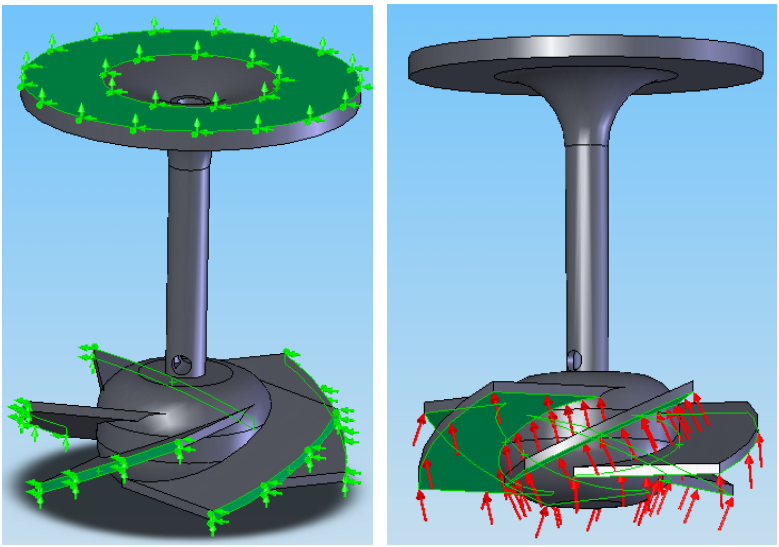
– індуковані зміщення є досить невеликими, щоб не враховувати зміни в жорсткості в результаті навантаження;

– динамічні ефекти не враховуються, тому що навантаження прикладаються повільно.

В розрахунках для завихрувача прийнято матеріал - лита нержавіюча сталь (з бібліотеки програми [4]

Для проведення подальших розрахунків були обрані поверхні знаходяться в «відносно нерухомому» стані по відношенню до навантажень що впливають на лопаті, це верх відбійного диску та край лопатей який закріплений до обійми (рис. 3, *а*). Потім визначені межі лопатей на які впливають сили гідродинамічного тиску (рис. 3, *б*).

В результаті проведення розрахунків моделі отримана візуальна інформація по: розподілу зусиль в моделі (рис. 4); розподілу зсувів в моделі (рис. 5);



а) *б*)

Рисунок 3 – Модель завихрувача з накладенням обмежень (*а*) і навантаження (*б*)

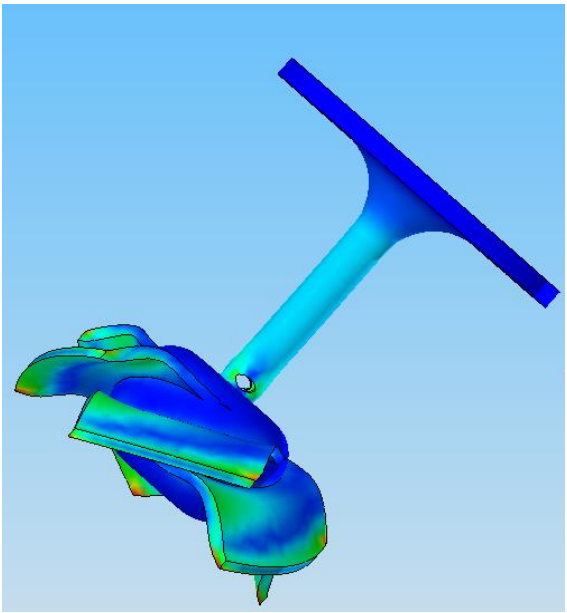


Рисунок 4 - Епюра розподілу зусиль в завихрювачі

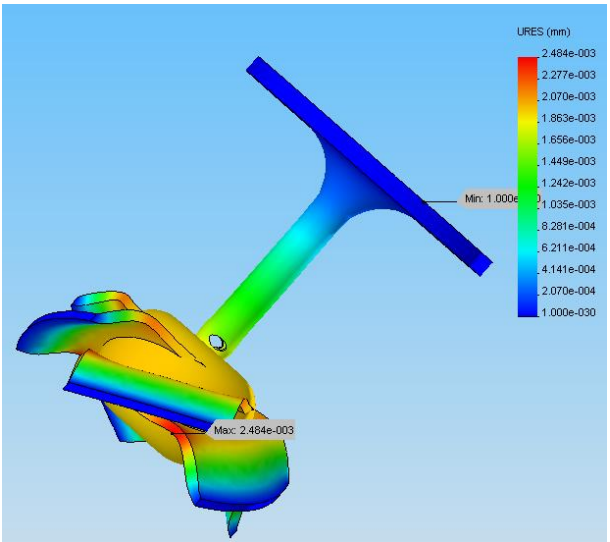


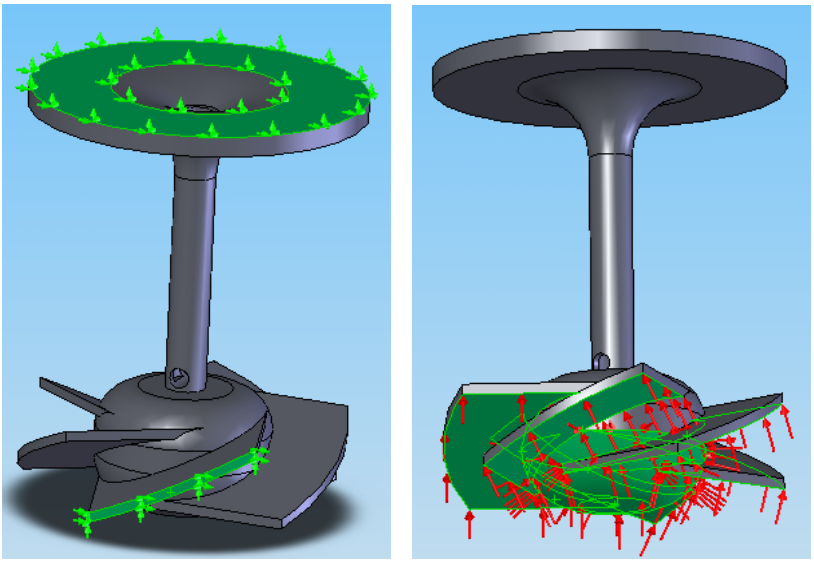
Рисунок 5 – Епюра зсувів в завихрювачі

Аналіз НДС моделі показує, що згинальні зусилля впливають найсильніше на цент лопатей (рис. 4, 5). Крім того зміщення передаються на сердечник завихрувача і стійку відбійного диска. Найбільші деформації спостерігаються в стійці відбійного диска в області отвору забезпечує циркуляцію рідини.

Ці дії (в процесі тривалої експлуатації) можуть привести до відриву лопатей від обойми, що змінить подальші умови роботи скрубера.

Для дослідження НДС завихрувача в умовах «відриву лопатей» від обойми, був проведений додатковий чисельний експеримент (за умови тільки однієї закріпленої лопаті, тобто решта 4 лопаті завихрувача - «відірвані»). В цьому випадку поверхні знаходяться в «відносно нерухомому» стані по відношенню до впливає навантажень змінюватися (рис. 6, *а*), а межі лопатей на які впливають сили гідродинамічного тиску залишаться такими як і в попередньому дослідженні (рис. 6, *б*).

Аналіз НДС моделі показує, що в разі «відриву лопатей» від обойми зусилля впливають найсильніше на край лопатей (рис. 7, 8) і стійку. Крім того динамічна візуалізація показує виникнення обертального (скручує) зусилля на стійку відбійного диска. В цих умовах ефективна робота скрубера неможлива.



а) *б*)

Рисунок 6 – Модель «з відривом 4 лопатей» завихрувача з накладенням обмежень (*а*) і навантажень (*б*)

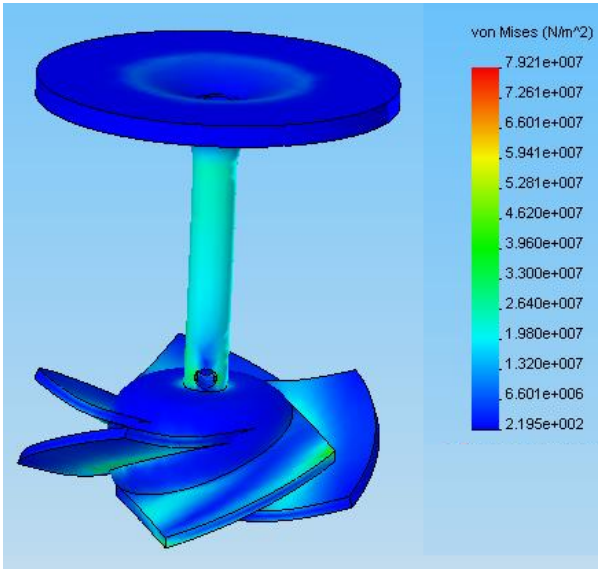


Рисунок 7 – Епюра розподілу зусиль в завихрювачі при відриві 4 лопатей

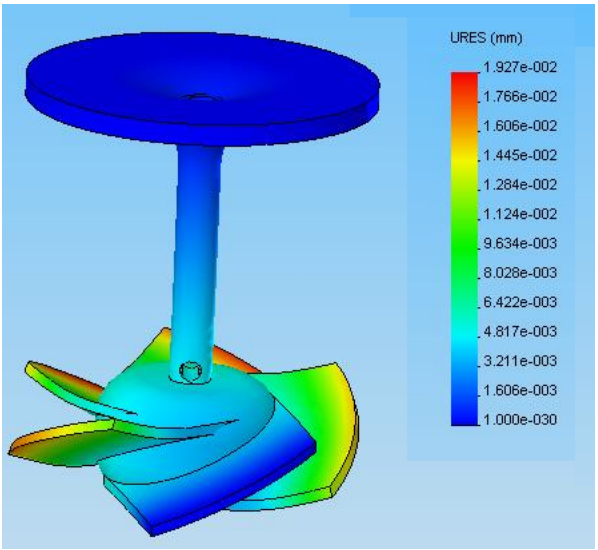


Рисунок 8 – Епюра зсувів в завихрювачі при відриві 4 лопатей

Висновки

1. Проведено моделювання НДС при впливі гідродинамічної навантаження на завихрувач скрубера з вихровий тарілкою, для двох варіантів роботи апарату:

- в першому випадку - моделювалася вплив гідродинамічної навантаження на завихрувач за умови нормальної роботи;
- у другому випадку моделювався вплив гідродинамічної навантаження на завихритель за умови відриву чотирьох лопатей.

2. Комп’ютерне моделювання НДС завихрувача, дало можливість достатньо повно оцінити ймовірні деформації і місця руйнування його конструктивних елементів.

3. Аналіз епюр дозволив визначити зони (на поверхнях лопатей та стійки) в яких спостерігаються максимальні зусилля і зміщення.

4. Результати проведеного дослідження НДС завихрувача скрубера з вихровою тарілкою, під дією гідродинамічних навантажень, що виникають в процесі експлуатації можуть бути використані для порівняльної оцінки надійності лопаток завихрувачів різної конструкції при проведенні науково-дослідних, дисертаційних робіт магістрантів, аспірантів, наукових працівників, а також при підготовці до сертифікаційних випробувань скруберів.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Руководство по средствам защиты окружающей среды компании Wärtsilä. Режим доступу: www.wartsila.com.
2. Emission Project Guide MAN B&W Two-stroke Marine Engines. 8 th Edition, 2017. , branch of MAN Diesel & Turbo SE. - 108 p.
3. фтанюк В.В., Спінов В.М., Даниленко Д.В. Інтенсифікація скруберної технології очищення викидних газів суднових енергоустановок. – Одеса: Типографія НУ «ОМА», 2019. – 136 с.
4. Discover the power of SOLIDWORKS with a free trial. Available from: https://plm-group.ru/solidworks-trial
5. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В., Харитонович А.И., Пономарев Н.Б. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.

10.31653/smf343.2021.126-139

Богач В.М., Шебанов А.М., Довиденко Ю.М., Єлінський І.Е.
Національний університет «Одеська морська академія»

ВПЛИВ ГАЗУ НА РУХ МАСТИЛА ПО ДЗЕРКАЛУ ЦИЛІНДРА

The abstract

The publication is devoted the decision of an actual problem increase efficiency operation of ship diesel engines by perfection processes greasing of cylinders.

It is interesting to consider the simultaneous movement of the liquid film of oil and gas flow in the case when the latter is turbulent. Estimating the speed distribution in this case is quite a time consuming task. Therefore, only its first stage is considered here, which consists in obtaining an asymptotic solution for large values of x.

The prospect of practical application of two-phase gas-liquid film motion is quite attractive, especially in the case of the same direction, when the stabilizing effect is manifested. A quantitative description of such motion is considered exhaustive if the components of the velocity vector, the oil pressure, and the film thickness are determined. These characteristics are obtained by solving the basic equations of the mechanics of continuous media, including the equations of momentum transfer, continuity and macroscopic balance.

Keywords: ship diesel engine, greasing system, greasing channel, greasing process, cylinder, piston, a piston ring.

Рух мастила по дзеркалу циліндра являє собою стікання його по гладкій твердій поверхні, рис.1, під дією сили ваги. Товщина плівки завжди виявляється значно менше її ширини, а отже, рух мастила в цьому випадку можна розглядати як двовимірний.

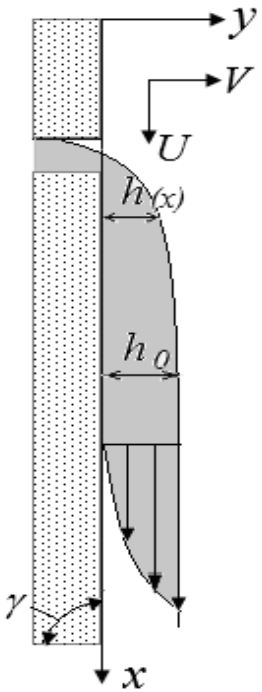


Рис.1. Характер руху мастила при вільному стіканні по дзеркалу циліндра

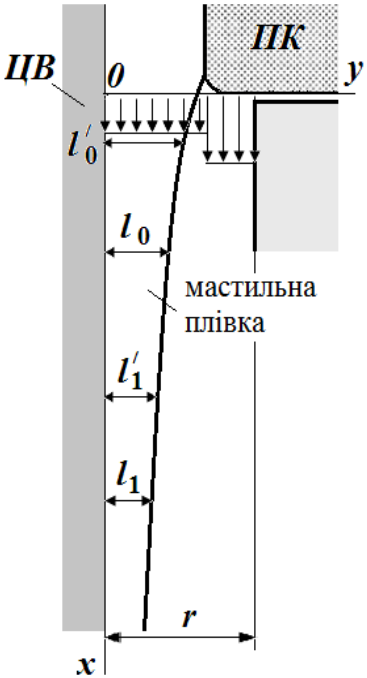


Рис.2. Схема газово-рідинного плівкового руху між циліндровою втулкою і поршневим кільцем

Кількісний опис такого руху вважається вичерпним, якщо визначені компоненти вектора швидкості, тиск у мастилі й товщина плівки. Ці характеристики можуть бути отримані за допомогою вирішення основних рівнянь механіки суцільних середовищ [1,2], що включають рівняння перенесення імпульсу, нерозривності й макроскопічного балансу.

Математичний опис плівок, що стікають по поверхні, ґрунтується на фізичній моделі, показаній на рис.1. Плівка стікає вниз по твердій поверхні $y=0$, і математична модель руху записується системою диференціальних рівнянь, що зв'язують компоненти вектора швидкості u і v, тиск P і товщину h. Для Ньютонівської рідини основними рівняннями, що описують рух, є рівняння Нав'є - Стокса, рівняння нерозривності й рівняння макроскопічного балансу. Для

вертикальної плівки мастила на дзеркалі циліндра кут нахилу поверхні до горизонту γ=90°.

Розглянемо ламінарний режим руху плівки мастила по поверхні дзеркала циліндра. Він може існувати при витратах, менших, чим деяке критичне значення, що залежить від властивостей рідини (поверхневого натягу, в'язкості), властивостей твердої поверхні (наприклад, її шершавості), наявності поверхнево-активних речовин (ПАР) і т.п.

Рух ламінарної плівки мастила залежить від різних факторів, зв'язаних як з об'ємними (кут нахилу твердої поверхні, в'язкість рідини), так і з поверхневими динамічними впливами (рух прилеглого газу, поверхнева пружність, пов'язана з адсорбцією поверхнево-активних речовин і ін.).

Експериментальна перевірка цих результатів здійснюється виміром поверхневої швидкості, профілю швидкості й товщини плівки.

Використання прозорих ділянок нагнітального тракту на дослідній установці дозволяє вести візуальні спостереження за скороминучими процесами як у каналі, так і за його межами - на дзеркалі циліндра. Для візуального спостереження за процесом подачі мастила в циліндр, у загальні схемі дослідної установки використовується швидкісна кінокамера.

Ламінарний рух плівки звичайно асоціюється з існуванням на поверхні плівки дотичних напружень, що викликані динамічним впливом прилеглої газової фази. При відсутності вимушеного руху газу ці напруження звичайно не беруться в розрахунок.

Вимушений рух газу істотно впливає на рух плівки. Цей вплив звичайно враховується в граничній умові рівноваги сил на поверхні газ-рідина (1) через величини p_{nG} і $p_{\tau G}$:

$$y = h, \quad p_{nL} = p_{\sigma} + p_{nG}, \quad p_{\tau L} = p_{\tau G}, \tag{1}$$

$$p_{nG} = -p_G - 2\mu_G \frac{1-h'^2}{1+h'^2}\frac{\partial u_G}{\partial x} - 2\mu_G \frac{h'}{1+h'^2}\left(\frac{\partial u_G}{\partial y} + \frac{\partial \upsilon_G}{\partial x}\right),$$
$$p_{\tau G} = \mu_G \frac{1-h'^2}{1+h'^2}\left(\frac{\partial u_G}{\partial y} + \frac{\partial \upsilon_G}{\partial x}\right) - 4\mu_G \frac{h'}{1+h'^2}\frac{\partial u_G}{\partial x}. \quad (2)$$

Таким чином, умова безперервності тензора напруг на границі газ-рідина приймає вид

$$y = h, \quad p + \sigma \frac{h''}{\left(1+h'^2\right)^{3/2}} + 2\mu \frac{1-h'^2}{1+h'^2}\frac{\partial u}{\partial x} = p_G +$$
$$+ 2\mu_G \frac{1-h'^2}{1+h'^2}\frac{\partial u_G}{\partial x} + 2\mu_G \frac{h'}{1+h'^2}\left(\frac{\partial u_G}{\partial y} + \frac{\partial \upsilon_G}{\partial x}\right),$$
$$\mu\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial \upsilon}{\partial x}\right) - 4\mu_G \frac{h'}{1-h'^2}\frac{\partial u}{\partial x} = \quad (3)$$
$$= \mu_G\left(\frac{\partial u_G}{\partial y} + \frac{\partial \upsilon_G}{\partial x}\right) - 4\mu_G \frac{h'}{1-h'^2}\frac{\partial u_G}{\partial x}.$$

Компоненти вектора швидкості (u_G, υ_G) і тиску газу (p_G) задовольняють рівнянням руху й нерозривності. У загальному випадку вони мають вигляд

$$u_G \frac{\partial u_G}{\partial x} + \upsilon_G \frac{\partial \upsilon_G}{\partial y} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p_G}{\partial x} +$$
$$+ \frac{\partial}{\partial x}\left[\left(\nu_G + \nu_G^{(t)}\right)\frac{\partial u_G}{\partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\left(\nu_G + \nu_G^{(t)}\right)\frac{\partial u_G}{\partial y}\right], \quad (4)$$

$$u_G \frac{\partial \upsilon_G}{\partial x} + \upsilon_G \frac{\partial \upsilon_G}{\partial y} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p_G}{\partial y} + \\ + \frac{\partial}{\partial x}\left[\left(\nu_G + \nu_G^{(t)}\right)\frac{\partial \upsilon_G}{\partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\left(\nu_G + \nu_G^{(t)}\right)\frac{\partial \upsilon_G}{\partial y}\right], \quad (5)$$

$$\frac{\partial u_G}{\partial x} + \frac{\partial \upsilon_G}{\partial y} = 0. \quad (6)$$

У цих рівняннях u_G, υ_G і p_G середні за часом. Величина $\nu_G^{(t)} \equiv \nu_G^{(t)}(x, y)$ є вихрова кінематична в'язкість (для ламінарного руху $\nu_G^{(t)}$=0).

Розглянемо ламінарний рух газу в каналі поперечного розміру *2r* (рис.2). По стінці стікає рідка плівка й уздовж її рухається газ. Витрата газу й мастила на одиницю ширини каналу відповідно Q_G і Q. Вісь *x* направлена за течією газу, а *l* - задана характерна довжина плівки. Ламінарний газово-рідинний рух описується рівняннями Нав'є - Стокса та (1) і (2)…(6), які можуть бути представлені в безрозмірному виді за допомогою наступних співвідношень:

$$X = \frac{x}{l},\ Y = \frac{y}{h},\ U = \frac{u}{\bar{u}},\ V = \frac{\upsilon}{\varepsilon \bar{u}},\ P = \frac{p}{\rho \bar{u}^2},\ \varepsilon = \frac{h}{l},\ H = \frac{h}{\bar{h}},$$

$$X_G = \frac{x}{l},\quad Y_G = \frac{y}{r},\quad U_G = \frac{u_G}{\bar{u}_G},\ V_G = \frac{\upsilon_G}{\varepsilon_G \bar{u}_G},\ P_G = \varepsilon_G \operatorname{Re}_G \frac{p_G}{\rho_G \bar{u}_G^2}$$

$$\varepsilon_G = \frac{r}{l},\quad H_G = \frac{h}{r},\quad \bar{u}_G = \frac{Q_G}{2r_G},\quad \operatorname{Re}_G = \frac{Q_G}{2\nu_G},\quad \varepsilon_1 = \frac{\bar{h}}{r}, \quad (7)$$

$$\theta_0 = \frac{\rho_G \bar{u}_G^2}{\rho \bar{u}^2},\quad \theta_1 = \frac{\mu_G \bar{u}_G}{\mu \bar{u}},\quad \theta_2 = \frac{\bar{u}}{\bar{u}_G}.$$

Тут $\bar{u}$ *і* $\bar{h}$ - середні значення швидкості руху й товщини плівки при $x=l$.

$$\mu \frac{\partial u_G}{\partial y} \approx r \frac{\partial p_G}{\partial x}, \tag{8}$$

Розходження характеристик масштабів тиску у двох фазах є наслідком того факту, що сила в'язкого опору в газі компенсується перепадом тиску (6.24), у той час як сила опору в рідині компенсується гравітаційною силою:

$$\mu \frac{\partial u}{\partial y} \approx \rho g h. \tag{9}$$

Приведені рівняння приводять до наступного крайового завдання (при $v_G^{(t)} \equiv 0$):

$$\varepsilon\left(U\frac{\partial U}{\partial X}+V\frac{\partial U}{\partial Y}+\frac{\partial P}{\partial X}\right)=\pm\frac{1}{Fr}+\frac{1}{\mathrm{Re}}\left(\varepsilon^2\frac{\partial^2 U}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 U}{\partial Y^2}\right), \tag{10}$$

$$\varepsilon^2\left(U\frac{\partial V}{\partial X}+V\frac{\partial V}{\partial Y}\right)+\frac{\partial P}{\partial Y}=\frac{\varepsilon}{\mathrm{Re}}\left(\varepsilon^2\frac{\partial^2 V}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 V}{\partial Y^2}\right), \tag{11}$$

$$\frac{\partial U}{\partial X}+\frac{\partial V}{\partial Y}=0, \tag{12}$$

$$H'=\left(V/U\right)_{Y=H}, \tag{13}$$

$$\varepsilon_G\left(U_G\frac{\partial U_G}{\partial X_G}+V_G\frac{\partial U_G}{\partial Y_G}\right)=\frac{1}{\mathrm{Re}_G}\left(\frac{\partial P_G}{\partial X_G}-\varepsilon_G^2\frac{\partial^2 U_G}{\partial X_G^2}-\frac{\partial^2 U_G}{\partial Y_G^2}\right), \tag{14}$$

$$\varepsilon_G^3\left(U_G\frac{\partial V_G}{\partial X_G}+V_G\frac{\partial V_G}{\partial Y_G}\right)=\frac{1}{\mathrm{Re}_G}\left(\frac{\partial P_G}{\partial Y_G}-\varepsilon_G^4\frac{\partial^2 V_G}{\partial Y_G^2}-\varepsilon_G^2\frac{\partial^2 V_G}{\partial Y_G^2}\right), \tag{15}$$

$$\frac{\partial U_G}{\partial X_G}+\frac{\partial V_G}{\partial Y_G}=0, \tag{16}$$

$$\int_{H_G}^{1} U_G dY_G = 1, \tag{17}$$

$$Y = 0, \quad U = V = 0, \quad Y = H, \quad Y_G = H_G = \varepsilon_1 H, \tag{18}$$

$$U_G = \theta_2 U, \quad V_G = \varepsilon_1 \theta_2 V, \quad Y_G = 1, \quad \partial U_G / \partial Y_G = 0, \quad V_G = 0, \tag{19}$$

$$\frac{\partial U}{\partial Y} + \varepsilon^2 \frac{\partial V}{\partial X} - \frac{4\varepsilon^2 H'}{1-\varepsilon^2 H'^2} \frac{\partial U}{\partial X} =$$

$$= \theta_1 \left(\varepsilon_1 \frac{\partial U_G}{\partial Y_G} + \varepsilon \varepsilon_G \frac{\partial V_G}{\partial X_G} - \frac{4\varepsilon^2 H'_G}{1-\varepsilon_G H'^2_G} \frac{\partial U_G}{\partial X_G} \right),$$

$$P + \frac{\varepsilon^2 H''}{We\left(1-\varepsilon^2 H'^2\right)^{3/2}} + \frac{2\varepsilon\left(1-\varepsilon^2 H'^2\right)}{\mathrm{Re}\left(1+\varepsilon^2 H'^2\right)} \frac{\partial H}{\partial X} +$$

$$+ \frac{2\varepsilon}{\mathrm{Re}} \frac{H'}{1+\varepsilon^2 H'^2} \left(\frac{\partial U}{\partial Y} + \varepsilon^2 \frac{\partial V}{\partial X} \right) = \tag{20}$$

$$= \theta_0 \left[\frac{P_G}{\varepsilon_G \mathrm{Re}_G} + \frac{2\varepsilon_G\left(1-\varepsilon_G{}^2 H'^2_G\right)}{\mathrm{Re}_G\left(1+\varepsilon_G{}^2 H'^2_G\right)} \frac{\partial U_G}{\partial X_G} + \right.$$

$$\left. + \frac{2\varepsilon_G}{\mathrm{Re}_G} \frac{H'_G}{1+\varepsilon_G{}^2 H'^2_G} \left(\frac{\partial U_G}{\partial Y_G} + \varepsilon_G{}^2 \frac{\partial V_G}{\partial X_G} \right) \right].$$

Гранична умова (17) виражає макроскопічний баланс (сталість витрати газу) уздовж плівки, а умова (19) слідує із симетрії руху. Знаки "±" тут і далі означають однаковий і протилежний напрямки руху рідини і газу відповідно.

Рівняння (10)…(20) вимагають постановки граничних умов при $X=0$ і $X \to \infty$ у тому випадку, якщо потрібно знайти асимптотичне рішення, справедливе для більших значень X.

Для цих цілей, завдання варто розв'язувати при $G=0$. Це відразу ж приводить до необхідності покласти $\varepsilon=0$ у цих рівняннях, оскільки $\varepsilon_G=\varepsilon$. Остаточна справа зводиться до наступного крайового завдання:

$$\frac{\partial^2 U}{\partial Y^2}=\mp\frac{\mathrm{Re}}{Fr},\quad \frac{\partial P}{\partial Y}=0,\quad \frac{\partial U}{\partial X}+\frac{\partial V}{\partial Y}=0,\quad H'=\left(\frac{V}{U}\right)_{Y=H}, \tag{21}$$

$$\frac{\partial^2 U_G}{\partial Y_G^2}=\frac{\partial P_G}{\partial X_G},\quad \frac{\partial P_G}{\partial Y_G}=0,\quad \frac{\partial U_G}{\partial X_G}+\frac{\partial V_G}{\partial Y_G}=0,\quad \int_{H_G}^{1} U_G dX_G=1, \tag{22}$$

$$Y=0,\quad U=V=0,\quad Y=H,\quad Y_G=H_G,\quad P=\frac{\theta_0}{\varepsilon_G\,\mathrm{Re}_G}P_G, \tag{23}$$

$$\frac{\partial U}{\partial Y}=\varepsilon_1\theta_1\frac{\partial U_G}{\partial Y_G},\quad U_G=\theta_2 U,\quad V_G=\varepsilon_1\theta_2 V, \tag{24}$$

$$Y_G=1,\quad \frac{\partial U_G}{\partial Y_G}=0. \tag{25}$$

Завдання вирішується безпосередньо, з точністю до двох довільних функцій:

$$A(X)=\left(\partial U/\partial Y\right)_{Y=H},\quad B(X)=\left(U_G\right)_{Y=H_G}.$$

Останні визначаються, виходячи із граничних умов (14). Після необхідних перетворень приходимо до наступних виражень для H і P_G:

$$H'=\frac{\varepsilon_1\theta_1}{2}\frac{d^2P_G}{dX_G^2}\Bigg/\left(\pm 3-\varepsilon_1\theta_1\frac{\partial P_G}{\partial X_G}\right), \tag{27}$$

$$\frac{\partial P_G}{\partial X_G}=\left(1\pm\frac{3}{2}\theta_2 H^2\right)\Bigg/\left(\frac{1}{3}-\varepsilon_1\theta_1\frac{\partial P_G}{\partial X_G}\right). \tag{28}$$

Після виключення $\dfrac{\partial P_G}{\partial X_G}$ для H одержують

$$H'\Phi(H)=0, \tag{29}$$

причому $\Phi(H)\neq 0$ для любого *X*. З цього слідує, що $H'=0$, т.ч. $H=1$ і

$$U=3\left(1-\frac{\varepsilon_1\theta_1}{2}\tau\right)\left(Y-Y^2/2\right)+\varepsilon_2\tau Y, \tag{30}$$

$$U_G=\theta_2\left(\frac{3}{2}-\frac{\varepsilon_1\theta_1}{4}\tau\right)+\frac{\tau}{1-\varepsilon_1}\left(Y_G-\frac{{Y_G}^2}{2}-\varepsilon+\frac{\varepsilon^2}{2}\right), \tag{31}$$

де $\tau=\partial U_G/\partial Y_G$ при *Y=H*, а $\bar{h}$ і $\bar{u}$ визначаються умовами макроскопічного балансу:

$$\int_{H_G}^{1} U_G dY_G=1, \quad \int_{0}^{H} U dY=1. \tag{32}$$

Остаточно для визначення $\tau,\bar{h}$ і $\bar{u}$ виходить наступна система алгебраїчних співвідношень:

$$\begin{gathered}\theta_2\left(\frac{3}{2}-\frac{\varepsilon_1\theta_1\tau}{4}\right)\left(1-\varepsilon_1\right)+\frac{1}{3}\tau\left(1-\varepsilon_1^2\right)=1,\\ \bar{h}^3=\pm h_0^3\left(1-\tau\frac{\mu_G\bar{u}_G}{2\mu Q r}\bar{h}^2\right),\\ \bar{u}^3=\pm\bar{u}_0^3+\tau\frac{\mu_G\bar{u}_G Q}{2\mu r}\bar{u}.\end{gathered} \tag{33}$$

Причому у випадку зустрічного руху $\theta_1<0$ и $\theta_2<0$, внаслідок того що $\bar{u}<0$.

Аналіз рівнянь (10)…(20) показує, що існує інтервал $l_0'\leq x\leq l_0$, у якому можна одержати аналітичне рішення завдання. Нижня межа цього підінтервалу визначається як крапка, у якій профіль швидкості стає не залежним від вхідного профілю (при *x=0*), а верхній визначається межею існування ламінарного прикордонного шару в газовій фазі.

Існування такого інтервалу обумовлюється розходженням порядків величин параметрів ε і ε_G. Рішення може бути отримане для випадку, коли $\varepsilon \le 1$, $\varepsilon Re \le 1$ і $\varepsilon_G^2 \le \varepsilon_G \operatorname{Re}_G \le 1$.

З урахуванням цих умов система приймає вид

$$\frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} = \mp \frac{\operatorname{Re}}{Fr}, \quad \frac{\partial P}{\partial Y} = 0, \quad \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0, \quad H' = \left(\frac{V}{U}\right)_{Y=H}, \tag{34}$$

$$U_G \frac{\partial U_G}{\partial X_G} + V_G \frac{\partial U_G}{\partial Y_G} = -\frac{1}{\varepsilon_G \operatorname{Re}_G}\left(\frac{\partial P_G}{\partial X_G} - \frac{\partial^2 U_G}{\partial Y_G^2}\right), \tag{35}$$

$$\frac{\partial P_G}{\partial Y_G} = 0, \quad \frac{\partial U_G}{\partial X_G} + \frac{\partial V_G}{\partial Y_G} = 0, \tag{36}$$

$$Y = 0, \quad U = V = 0, \tag{37}$$

$$\begin{gathered} Y = H, \quad Y_G = H_G, \quad P = \frac{\theta_0}{\varepsilon_0 \operatorname{Re}_G}, \quad \frac{\partial U}{\partial Y} = \theta_1 \varepsilon_1 \frac{\partial U_G}{\partial Y_G}, \\ U_G = \theta_2 U, \quad V_G = \varepsilon_1 \theta_2 V, \end{gathered} \tag{38}$$

$$Y_G = 1, \quad \frac{\partial U_G}{\partial Y_G} = 0 \quad \left(Y_G \to \infty, \quad U_G \to 1\right). \tag{39}$$

Вона легко вирішується за умови малості параметрів $\theta_1\varepsilon_1$ і θ_2 [1] за допомогою методу збурення і приводить до наступних виражень для профілю швидкості:

$$u = \frac{g}{2\nu}\left(\pm 2h_0 y \mp y^2 + \frac{2\alpha \bar{u}_G}{\rho g}\sqrt{\frac{\mu_G \rho_G \bar{u}_G}{x}}\, y\right),$$

$$\upsilon = \frac{\alpha \bar{u}_G}{4\mu x}\sqrt{\frac{\mu_G \rho_G \bar{u}_G}{x}}\, y.$$

де $\alpha = 0{,}3320\ldots$, $h_0 = \left(3\nu^3 \operatorname{Re}/g\right)^{1/3}$, а $\bar{u} = g h_0^2 / 3\nu$.

У такий же спосіб (при необхідності) можна одержати вираження для розрахунку швидкостей руху газу (u_G, ψ_G).

Цікавим представляється розгляд одночасного руху рідкої плівки мастила й газового потоку в тому випадку, коли останній є турбулентним. Оцінка розподілу швидкості в цьому випадку є досить трудомістким завданням. Тому, тут розглянута лише перша її стадія, що складається в одержанні асимптотичного рішення для великих значень *x*.

Крайове завдання формулюється аналогічно розглянутим вище на основі рівнянь (4)…(6). Припускаючи, що вихрова в'язкість залежить тільки від поперечної координати, можна записати

$$\frac{\nu_G^{(t)}}{\bar{u}_G r} = L^2 \frac{\partial U_G}{\partial Y_G}. \tag{41}$$

Закон згасання довжини шляху перемішування передбачається наступним:

$$L = \chi \left(Y_G - \varepsilon_1 H \right)^k. \tag{42}$$

Звідси при $\varepsilon = \varepsilon_G = 0$ задача приймає вид

$$\frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} = \mp \frac{\mathrm{Re}}{Fr}, \tag{43}$$

$$\frac{\partial P_G}{\partial X_G} = \frac{\partial}{\partial Y} \left\{ \left[1 + \mathrm{Re}_G \, \chi^2 \left(Y_G - \varepsilon_1 H \right)^{2k} \frac{\partial U_G}{\partial Y_G} \right] \frac{\partial U_G}{\partial Y_G} \right\}, \tag{44}$$

$$Y = 0, \quad U = V = 0, \quad Y = H, \quad Y_G = \varepsilon_1 H, \quad U_G = \theta_2 U, \tag{45}$$

$$\frac{\partial U}{\partial Y} = \varepsilon_1 \theta_1 \frac{\partial U_G}{\partial Y_G}, \tag{46}$$

$$Y_G = 1, \quad \frac{\partial U_G}{\partial Y_G} = 0. \tag{47}$$

Величина χ являє собою емпіричну константу. Можна припустити, що вона має те ж саме чисельне значення, що й у випадку руху поблизу твердої стінки, тобто χ=0,43. Показник ступеня *k* можна оцінити тільки на підставі експериментальних даних. Будемо вважа-

ти, що він буде приймати лише цілі значення. Тоді рішення завдання (43)…(47) можна записати в наступному виді [2]:

$$U = \left(3 - \frac{3}{2}\varepsilon_1\theta_1\tau\right)\left(Y - \frac{1}{2}Y^2\right) + \varepsilon_1\theta_1\tau Y, \tag{48}$$

$$U_G = \theta_2\left(\frac{3}{2} - \frac{\varepsilon_1\theta_1\tau}{4}\right) + \frac{2\tau}{1-\varepsilon_1}\int_{\varepsilon_1}^{Y_G} \frac{(1-\eta)d\eta}{1+\sqrt{1+\dfrac{4\mathrm{Re}_G\tau\chi(1-\eta)(\eta-\varepsilon_1)^{2k}}{1-\varepsilon_1}}}. \tag{49}$$

Тут $h, \bar{u}$ отримані з умов макроскопічного балансу

$$\int_{\varepsilon_1 H}^{1} U_G dY_G = 1, \quad \int_0^H U dY = 0. \tag{50}$$

а $\tau = \partial U_G / \partial Y_G$ при $Y_G = \varepsilon_1 H$.

Для визначення $\tau, \bar{h}, \bar{u}$ виходить наступна алгебраїчна система:

$$\bar{u}^3 = \pm\bar{u}_0^3 + \tau\,\frac{\mu_G\,\bar{u}_G\,Q}{2\mu r}\,\bar{u}, \tag{51}$$

$$\bar{h}^3 = \pm h_0^3\left(1 - \tau\frac{\mu_G\,\bar{u}_G}{2\mu Q r}\,\bar{h}^2\right), \tag{52}$$

$$\theta_2\left(\frac{3}{2} - \frac{\varepsilon_1\theta_1\tau}{4}\right)(1-\varepsilon_1) + \frac{1}{3}\tau\left(1-\varepsilon_1^2\right)\left[1 + \frac{(2k+1)^3}{80k^2}\,\frac{1-\sqrt{A}}{1+\sqrt{A}}\right] = 1,$$
$$A = 1 + \frac{4\mathrm{Re}_G\,\tau\chi^2\,(2k)^{2k}(\eta-\varepsilon_1)^{2k}}{(2k+1)^{2k+1}}\ . \tag{53}$$

Рівняння (53) отримано в результаті апроксимації підінтегральної функції у вираженні (49) поліномом четвертого ступеня, п'ять невідомих числових коефіцієнтів якого визначаються, виходячи з заданих значень функції і її першій похідній при $\eta = \varepsilon_1$ і $\eta = 1$, а також з її максимального значення.

Визначити перепад тиску у двофазному газово-рідинному потоці практично дуже складно. Є деякі експериментальні дані [3,4], представлені на рис.3 і 4 для перепаду тиску руху газово-рідинного потоку.

Очевидно, що режим руху в одному напрямку характеризується більше слабкою залежністю перепаду тиску від числа Рейнольца, ніж режим зустрічного руху.

З іншого боку, рух в одному напрямку, очевидно, робить стабілізаційний вплив на двофазний рух. У цьому випадку перепад тиску починає зростати при деякому досить високому значенні числа Рейнольца. У випадку ж зустрічного руху різке зростання перепаду тиску при певному значенні Re_L приводить у результаті до явища "захлинання". Критичне значення Re_G, що відповідає режиму "захлинання", убуває з ростом Re_L, як показано на рис.4

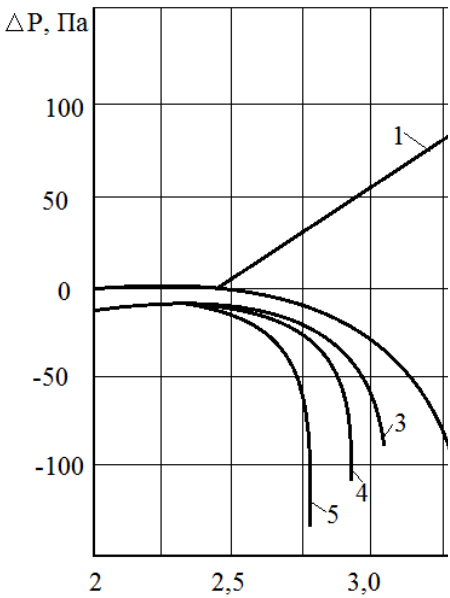


Рис.3 Характеристики руху мастила:
1-однаковий напрямок руху; 2-зустрічний напрямок руху мастила і газів

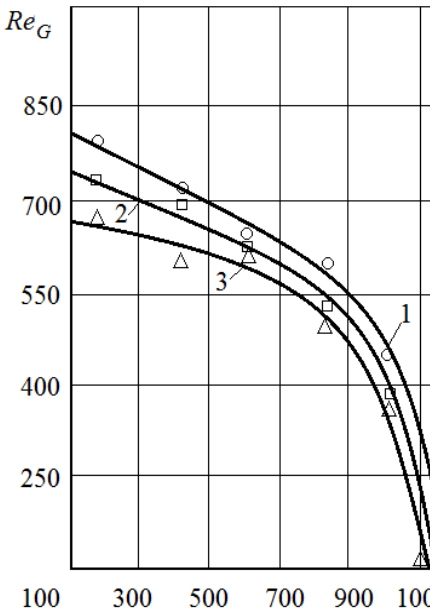


Рис.4. Характеристики режиму "захлинання" при зустрічному напрямку
руху мастила і газів

Варто пам'ятати, що дані, представлені на рис.3 і 4, не останутся такими ж для інших умов руху - іншої геометрії, ширині зазору й т.п. Хоча ясно, що при помірних числах Рейнольца перепад тиску буде доволі малим як у випадку однакового і зустрічного напрямків руху мастила і газів.

Ця особливість робить перспективу практичного застосування двофазного газожидкістного плівкового руху досить привабливою, особливо у випадку однакового напрямку, коли проявляється стабілізаційний ефект. Правда, надмірне збільшення числа Рейнольца по газу приводить до таких додаткових ефектів, як розвиток хвиль великої амплітуди на поверхні плівки, зрив і віднесення крапель і т.п.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 2003.– 904 с.

2. Тарг С.М. Основные задачи теории ламинарных течений.–М.: Государственное изд-во технико-теоретической литературы, 1951.– 100 с.

3. Богач В.М. Математическое описание процесса движения масла в лубрикаторе// Судовые энергетические установки: науч. –техн. сб. – 1998. - №2. – Одесса: ОГМА.

4. Богач В.М., Попов В.Г., Задорожный А.А. Численное моделирование процесса маслоподачи// Судовые энергетические установки: науч. –техн. сб. – 2000. – Вып. 5. – Одесса: ОГМА. – С. 18-22.

10.31653/smf343.2021.140-150

Лихогляд К.А., Мусорін М.А .; Мазур Т.М.
Дунайський інститу НУ «ОМА»

РОЗВИТОК СУДОВОЙ ЕНЕРГЕТИКИ

Для подолання екологічної кризи в теплоенергетиці повинні відбутися якісні зміни. Найважливішими проблемами перспективного розвитку теплової енергетики є подальше технічне вдосконалення, перехід на принципово нові технології, що забезпечують підвищення економічної та енергетичної ефективності, надійності та екологічної чистоти експлуатації суднових енергетичних установок з мінімізацією викидів в навколишнє середовище до екологічно безпечного рівня.

(Нагадуємо, що з 1-го січня 2020 року вміст сірки (SOx) в паливі не повинно містити більше 0,5%, а викиди парникових газів повинні бути скорочені на 50% до 2050 року, згідно з останнім рішенням Міжнародної морської організації (IMO) .

Обмеження, введені IMO (Міжнародна морська організація) на вміст оксидів сірки в судновому паливі, неминуче призведе до серйозних рішень з відшукання альтернативних видів палива та інших технічних реконструкцій на морських судах. Вже очевидно, що перехід з високосірчаного мазуту (3,5%) на дистилят (вмісту сірки 0,5%) не буде одномоментним по всьому світу і, безумовно, додасть роботи морякам. Деякі судновласники встановлюють на судах з ДВС скрубери і продовжать використовувати високосірчистий мазут; деякі, щоб відповідати вимогам, переключаться на мазут з низьким вмістом сірки. Тим часом, є і третій шлях, це шлях відшукання альтернативних видів суднового палива, які зможуть замінити традиційний мазут, які майже не виділяють SOx і дозволяють значно знизити викиди інших парникових газів. Крім того, зростають вимоги до ефективності і к.к.д. суднових енергетичних установок. Назріла необхідність заміни традиційних СЕУ і альтернатива ДВС була і є турбінна енергетика.

Потужним стимулом подальшого розвитку турбінної енергетики стало зростаюче застосування в теплоенергетиці парогазових технологій.

Ідея створення парогазових установок, що використовують в якості робочих тіл продукти згоряння палива і водяна пара, вперше

була висловлена французьким ученим Саді Карно ще в 1824 році в його роботі

«Роздуми про рушійну силу вогню і про машини, здатні розвивати цю силу».

Потужності енергоустановок сучасних ПГУ збільшилися до 600 МВт, ККД - до 58%. Впровадження розроблених гібридних установок, що представляють собою поєднання паливних елементів і ПГУ, може дозволити в перспективі досягти к.к.д. до 75% і значно зменшити шкідливий вплив на навколишнє середовище.

Створення і розвиток парогазових і газопарових установок

Проект газопарові установки з подачею води в камеру згоряння і використанням получающейся парогазової суміші в якості робочого тіла турбіни був розроблений морським лейтенантом Павлом Дмитровичем Кузьмінським. У 1892 році їм була побудована Газопарові турбіна невеликої потужності. У його установці було застосовано горіння палива (гасу) при p = const і охолодження продуктів згоряння (перед багатоступеневою радіальної турбіною) шляхом розведення їх водяною парою, т. Е. Установка була газопарові (монарного типу). І горіння, і розбавлення продуктів згоряння паром здійснювалися в одній і тій же камері, яка була названа П. Д. Кузьмінським «газопарородом». Про неї Кузьмінський писав:

«Здійснення газопаророда знаходиться в тісній залежності з побудованої ще в 1894 році частиною турбінної машини-двигуна моєї ж системи, що дає можливість не тільки мати велике розширення суміші продуктів згорання і парів охолоджуючої рідини, а й мати так званий передній і задній хід, тобто . обертати вал то в одну, то в іншу сторону».

Схема турбіни і камери-«газопаророда» зображена на рис.1. Камера згоряння 3 складається з внутрішнього циліндра і зовнішнього корпусу. Між ними розміщений спіральний змійовик 6, через який пропускалася вода, що охолоджує стінки камери згоряння, і потім впорскувалася в її обсяг для охолодження продуктів згоряння.

Утворена в змійовику пара впорскується в камеру згоряння. Суміш пари та газу подавалася на радіальну турбіну, яка здійснювала механічну роботу. Установка призначалася для невеликого катера. Камера згоряння була створена і випробувана. Безпосередньо до камери згоряння примикала радіальна турбіна, що складається з двох дисків - нерухомого з напрямним апаратом і рухомого з робочими лопатками.

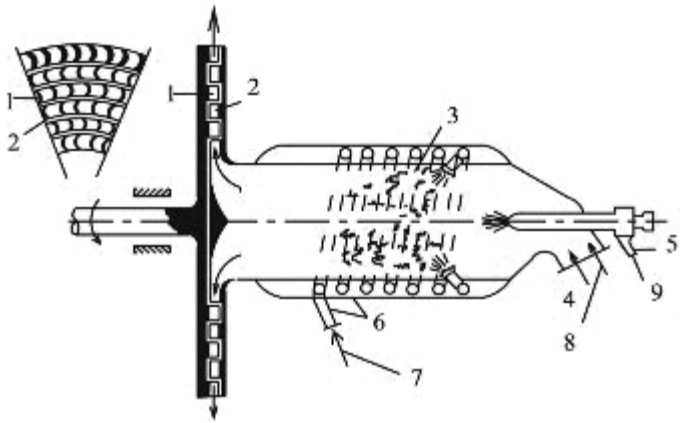


Рис.1.Схема турбіни і камери згоряння П. Д. Кузьмінського

1 - робоча лопатка; 2 - напрямна лопатка; 3 - камера згоряння; 4 - повітряний патрубок; 5 - форсунка; 6 - змійовик; 7- подача води; 8 - підведення повітря; 9 - подача палива

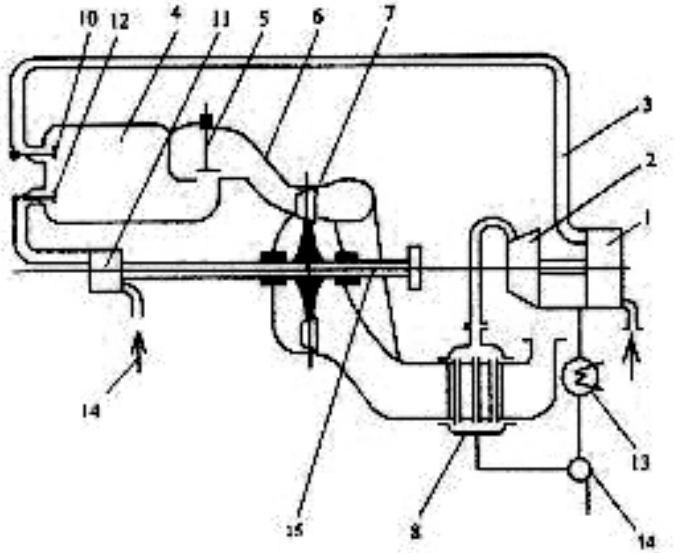


Рис.2. Схема парогазової установки Гольцварта зі згорянням при V = const потужністю 5 МВт (1920 р)

1 - повітряний компресор; 2 - парова турбіна; 3 - повітропровід; 4 - камера згоряння; 5 - вихлопний клапан; 6 - газопыдводящий патрубок турбіни; 7 - газова турбіна; 8 – котел-утилізатор; 9 - вихлопний патрубок установки;

10 - впускний (повітряний) клапан; 11 - паливний насос; 12 - паливний клапан; 13 - конденсатор; 14 - живильний насос; 15 - вал установки.

Багато сил до підвищення ефективності парогазових установок доклав німецький інженер Карл Гольцварт. У 1920 р за його кресленнями для силової станції заводу Тіссена була побудована ПГУ розрахунковою потужністю 5000 кВт (рис. 2). Як видно, у неї повітря подається в камери згоряння (V = const) компресором 1, що має незалежний привід від парової турбіни 2, що живиться парою, що генерується в котлі утилізаторі 8 теплом газів газової турбіни. Вже згадана установка по суті відноситься до ПГУ бінарного типу.

Подальше вдосконалення установок Гольцварта супроводжувалося збільшенням ступеня попереднього стиснення повітря перед подачею його в камери згоряння. Так, якщо в перших установках вона становила лише 0,13-0,18 МПа, то в наступних була доведена до 0,23-0,3 МПа (з підвищенням тиску в кінці згоряння до 1,2-1,4 МПа). Але і в цих агрегатах найбільший досягнутий до 1927 року к.к.д. становив трохи більше 14%, хоча до1939 році к.к.д. таких установок був доведений до 18-20%.

З 1928 р К. Гольцварт разом з професором В. Шюле розробляє проект нової установки (що отримала згодом назву турбіни Гольцварта-Шюле), яка, крім того, що вона теж була бінарною парогазовою установкою (рис. 3), повинна була працювати за змішаним циклом, що сполучає дві турбіни, одна з яких працювала в циклі зі згорянням при V = const, а друга - при постійному тиску.

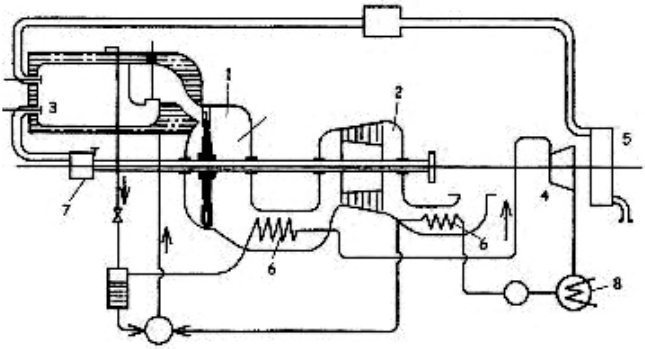


Рис. 3. ПГУ Гольцварта-Шюле зі змішаним циклом (1928-1933гг.)
1 - газова турбіна, що працює в режимі V = const; 2 - газова турбіна, що працює в режимі p = const; 3 - камера згоряння; 4 - парова турбіна; 5 - повітряний компресор; 6 - парогенеруючі поверхні; 7 - паливний насос; 8 - конденсатор

У 1933 році агрегат було встановлено на металургійному заводі в Гамборг (Німеччина) і при роботі на доменному газі показав, за опублікованими даними, к.к.д. до 20% [7].

Газотурбінна установка з парогазовим робочим (контактні ГПТУ) Комбінована ГПТУ (газо-паротурбінна установка) може бути здійснена і іншими способами. У всіх випадках основою установки залишається ГТУ (газотурбінна установка), відмінність полягає в способах ув'язки газової та парової частин установки в загальному термодинамічному циклі. На відміну від раніше розглянутих схем термодинамічно комбінованих ГПТУ, в установках з парогазовим робочим тілом по-іншому організована парова частина циклу: пара подається не в окрему утилізаційну парову турбіну, а безпосередньо в проточну частину газової турбіни. Такий тип двигуна називається парогазовою турбіною. Вироблення пари в контактних ГПТУ може здійснюватися в утилізаційних парових котлах, або в більш ширших камерах. Орієнтовна схема ГТУ з парогазовим робочим тілом і розширювальною камерою показана на рис. 4.

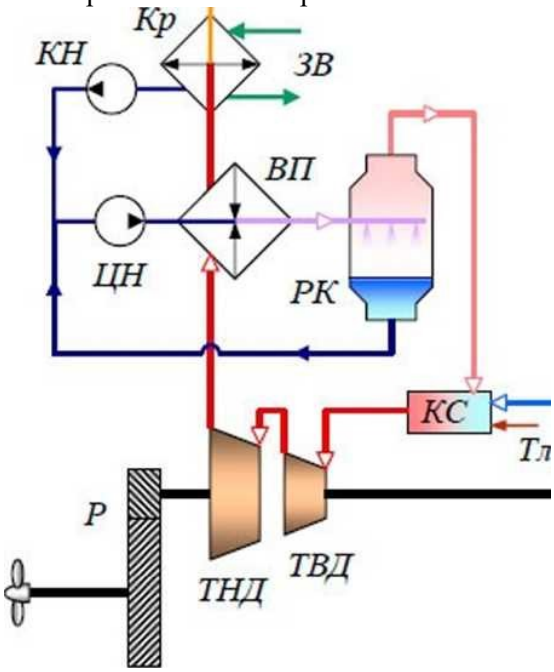


Рис. 4. Схема ГТУ з парогазовим робочим тілом
К - компресор ВМД, КС - камера згоряння, ТВД - турбіна високого тиску, ТНД - турбіна низького тиску, Р - редуктор,

РК - расширительная камера, ЦН - циркуляційний насос,
В - водопідігрівач, Кр - конденсатор, КН - конденсатний насос, В - забір повітря з атмосфери, ДГ - викид газів в атмосферу,
ЗВ - забортна охолоджуюча вода, Тл - подача палива.

Основним елементом установки є ВМД (газотурбінний двигун). Його конструкція зазвичай виконується прямоточною з блокованим компресором або з вільною пропульсивною турбіною. У камери згоряння ГТД подається повітря, стиснене в компресорі, паливо, і насичена пара з розширювальної камери. Новоутворена на виході камери згоряння парогазова суміш надходить в проточні частини парогазових турбін, розширюється, здійснюючи корисну роботу, і направляється в водопідігрівач. У водопідігрівачів теплота парогазового робочого тіла передається живильній воді, після чого охолоджена парогазова суміш надходить в парогазовий конденсатор. В конденсаторі відбувається відділення газової фази від продуктів згоряння палива. Теплота парогазової суміші йде в охолоджуючу забортну воду, при цьому водяна пара конденсується і її конденсат накопичується в нижній частини конденсатора, а димові гази видаляються в атмосферу.

Конденсат з конденсатора забирається конденсатним насосом і подається для повторного використання на всмоктування циркуляційного насоса. Циркуляційний насос подає воду через водопідігрівач в камеру розширення. У розширювальній камері при дроселюванні води до тиску в камерах згоряння двигуна відбувається її часткове випаровування, і утворена насичена пара надходить в камери згоряння, а скупчена в нижній частині розширювальної камери не випарувався, вода повертається назад в цикл на всмоктування циркуляційного насоса. Функцією циркуляційного насоса в даній установці є підтримка циркуляції води в контурі РК - ЦН - ВП - РК.

В установках з розширювальними камерами параметри згенерованої пари нижче, ніж в установках з утилізаційними котлами, але при цьому вони мають більш високу паропродуктивність і, відповідно, більш високі значення витрат робочого тіла через проточну частину парогазової турбіни.

Термодинамічний цикл ГПТУ з парогазовим робочим тілом складається з циклів газової та парової частин установки, які включають в себе наступні процеси (рис. 5):

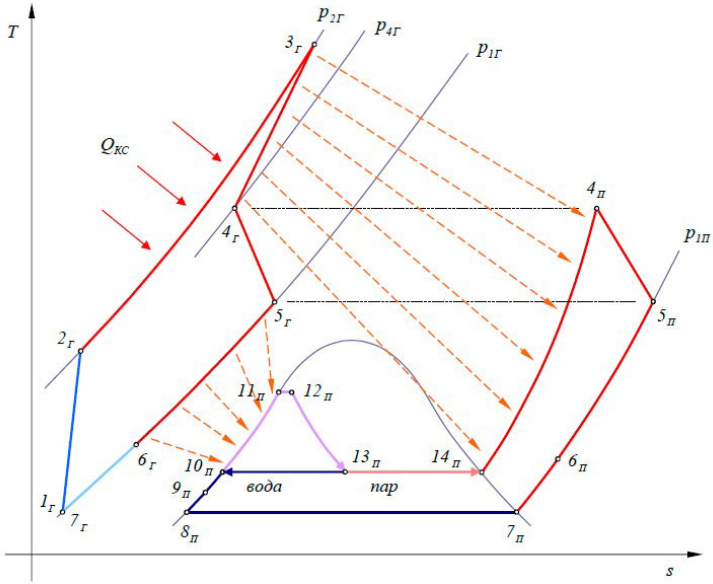


Рис. 5. Термодинамічний цикл парогазової установки

Для газотурбінної частини циклу:

$1_Г$-$2_Г$ — стиснення повітря в компресорі ВМД;

$2_Г$-$3_Г$ — підведення теплоти $Q_{КС}$ до повітря в камерах згоряння ГТД;

$3_Г$-$4_Г$ — охолодження газу при перемішуванні його з подаються в КС паром;

$4_Г$-$5_Г$ — розширення газової складової робочого тіла в парогазовій турбіні;

$5_Г$-$6_Г$ — відведення теплоти від газової складової робочого тіла до живильній води в водопідігрівачі;

$6_Г$-$7_Г$ — охолодження газової складової робочого тіла в парогазовому конденсаторі і викид газів в атмосферу.

Для паротурбінної частини циклу:

$10_П$-$11_П$ — підігрів живильної води в водопідігрівачі;

$11_П$-$12_П$ — часткове випаровування і дросселювання води при

$12_П$-$13_П$ поданні до камери розширення.

Далі паротурбінна частина циклу ділиться на дві складові:

- водяну (процеси, що відбуваються з водою, що не випарувалася в розширювальній камері):
- і пароводяну (процеси, що відбуваються з парою, що утворився в розширювальній камері).

Водяна частина циклу:

$13_П$-$10_П$ — охолодження води розширювальної камери при

$10_П$-$9_П$ перемішуванні зконденсатом;

Пароводяна частина циклу:

$13_П$-$14_П$ — випаровування живильної води в розширювальній камері;

$14_П$-$4_П$ — перегрів пари в камерах згоряння ГТД при його перемішуванні з газом;

$4_П$-$5_П$ — розширення парової складової робочого тіла в парогазовій турбіні;

$5_П$-$6_П$ — відведення теплоти від парової складової робочого тіла до живильній води в водопідігрівачі;

$5_П$-$6_П$ — охолодження парової складової робочого тіла в парогазовому конденсаторі до температури конденсації;

$6_П$-$7_П$ — конденсація парової складової в парогазовому конденсаторі;

$8_П$-$9_П$ — підігрів утвореного конденсату при перемішуванні його з водою з розширювальної камери.

З метою збільшення ККД циклу і ступеню розширення парогазового робочого тіла в проточній частині турбін можливе застосування спеціальних пристроїв - ексгаустерів, що дозволяють знизити тиск за останньою сходинкою турбіни до значення нижче атмосферного.

Застосування контактних схем ПТУ дозволяє підвищити ККД газотурбінного і паротурбінного циклів в порівнянні з вихідними циклами ВМД і КТЕУ. Подальше ускладнення схеми контактної ГПТУ помітного виграшу в підвищенні ККД не дає. Використання парогазового робочого тіла завжди пов'язане з певним витоком в атмосферу живильної води, так як здійснити повне відділення парової фази робочого тіла від газової в парогазовому конденсаторі досить складно. Цей недолік парогазової установки призводить до необхідності постійного поповнення запасів живильної води на судні.

Сучасні напрямки підвищення ефективності ПГУ

Парогазові установки повинні мати досить високий ККД. Це забезпечується подальшим розвитком сучасних технологій в галузі морського газотурбобудування, а також перспективних розробок СЕУ.

Існують такі можливі напрями вдосконалення СЕУ:

- подальше зростання початкової температури газу перед турбіною, з урахуванням специфіки роботи ГТУ в морських умовах і тривалого ресурсу, до значень ~ 1350-1400 ° С;
- подальший прогрес в досягненнях металургії і технології жароміцних і жаростійких сплавів, здатних працювати при температурі понад 950 ° С;
- створення надійних термобарьерних покриттів на основний метал лопаткових апаратів турбіни (особливо в перших щаблях) і елементи камери згоряння, ротора турбіни;
- відпрацювання ефективних і надійних систем повітряного охолодження елементів турбін, що працюють при високих температурах газу;
- ефективна промивка проточної частини компресора, проточних частин камери згоряння і турбіни від солевідкладень;
- використання в тепловій схемі ПГУ двох або трьох рівнів тиску водяної пари в котлі-утилізаторіаі в конструкції ПТУ.

Аналіз численних публікацій, присвячених застосуванню суднових енергетичних установок (СЕУ) різного конструктивного виконання, дозволяє зробити висновок про те, що, використовуючи технології парогазових установок (ПГУ), можна забезпечити істотне збільшення ККД СЕУ в порівнянні зі звичайними морськими дизельними (ДЕУ), газотурбінними (ГТУ), паротурбінними (ПТУ), ядерними енергетичними установками. Виграш в ККД при цьому може складати орієнтовно 10-15% в залежності від рівня потужності, досконалості ДЕУ, ГТУ і ПТУ, значень теплотехнічних параметрів робочих тіл.

Відомо, що ККД ПГУ перевершує ККД будь-дизельної, газотурбінної, паротурбінної, ядерної СЕУ. На рис. 6 показана схема циклу ПГУ, в якому в високотемпературної частини працює ГТУ (процеси 1-4), а в нижній - ПТУ, з одним і / або двома рівнями тиску пара в парогенераторі. Термічний ККД будь-якого циклу теплового двигуна визначається зі співвідношення

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{T_{С.И}^{ОТВ}}{T_{С.И}^{ПОДВ}} \right) \qquad (1)$$

де $T_{С.И}^{ОТВ}$ - середньоінтегральна температура відведенної теплоти;

$T_{С.И}^{ПОДВ}$ - середньоінтегральна температура підведенної теплоти в циклі.

З аналізу циклу ПГУ (рис. 6) випливає, що теплота в процесі 2-3 (горіння палива в камері згоряння ГТУ) підводиться до робочого тіла при високій середньоінтегральній температурі, а відводиться при низькій середньоінтегральній температурі в процесі FA, що відбувається в конденсаторі ПТУ (при охолодженні пари і конденсату циркуляційною водою), а також відводиться невелика кількість теплоти з вихлопними газами, що йдуть з котла- утилізатора в процесі 5-1. Ці технічні можливості ПГУ забезпечують найбільший ККД в порівнянні з будь-якими іншими СЕУ традиційного конструктивного виконання.

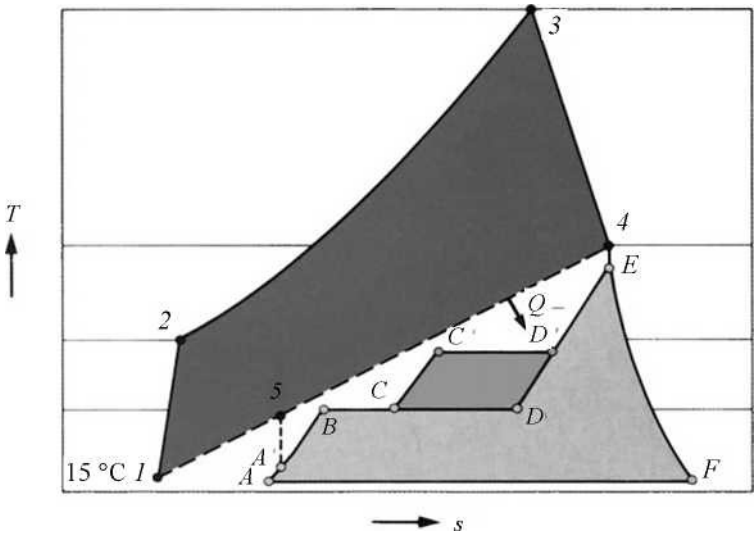


Рис. 6. Схема циклу ПГУ в діаграмі S-T

У практиці створення ГТУ морського типу освоєний рівень початкової температури газу перед турбіною аж до «1250-1300°С при ступені стиснення повітря в компресорі близько 20-23. При цьому температура вихлопних газів на виході з турбіни складає близько 500°С і більше, що прийнятно для створення досить ефективного котла-утилізатора і контура з ПТУ. Відведення теплоти в конденсаторі ПТУ проводиться при температурі близько 40-50 ° С (в залежності від температури забортної циркуляційної води). При цьому будуть забезпечені прийнятні масогабаритні показники СЕУ, досить висока надійність. Доцільно використовувати накопичений великий досвід з стаціонарної енергетики при створенні морських СЕУ.

Найбільший вплив на величину ККД циклу ПГУ надає рівень досконалості ГТУ, і в першу чергу досягається температура газів перед турбіною - Т3. Чим вище значення Т3, тим більше ККД ГТУ, а також ПГУ, при інших рівних умовах порівняння.

Висновки

1. Для СЕУ слід застосовувати найбільш ефективні двигуни і комбіновані установки, з урахуванням їх конкретних переваг і недоліків, а також специфіки і призначення судна. При цьому слід враховувати, що суднові ПГУ можуть забезпечити найбільш високу економічність, в порівнянні з будь-якими типовими енергетичними установками при прийнятних масогабаритних показниках.

2. Найбільш важливими складовими для досягнення високої економічності ПГУ є високий рівень ККД газової турбіни і висока початкова температура газів перед турбіною. Це досягається в даний час за рахунок передових і надійних систем охолодження вузлів газової турбіни, надійних термобарєрних покриттів деталей турбіни, а також шляхом ускладнення контуру ПТУ введенням 2-х або 3-х рівнів тиску пара.

3. Вважається перспективним використання повністю електрифікованих СЕУ (в т. Ч. ПГУ) для багатьох типів суден, що забезпечує ряд технічних і технологічних переваг при експлуатації суден з гребними електродвигунами і гвинтами фіксованого кроку [4].

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Зисін Л. В. Парогазові і газотурбінні установки. СПб .: СПбГПІ, 2010. 378 с.

2. Цанев С. В., Буров В. Д., Ремезов А. Н. Газотурбінні і парогазові установки теплових електростанцій. МЕІ, 2002. 574 с.

3. Родіонов Н. Г. Про потенційні можливості застосування газових турбін для суднових ПГУ // 2017. С. 236-238.

4. . Вестник АГТУ. Сер.: Морская техника и технология. 2017. №4, Н. Г. Родионов, В. В. Коротков, Е. И. Томашов.

5. Шинкоренко Д. Перспективи розвитку енергетичних установок надводних кораблів ВМС зарубіжних країн // Закордонне військовий огляд. 2007. Ч. 1. № 1. С. 54-61. Ч. 2. № 3. С. 58-61.

6. Болдирєв О.Н Суднові енергетичні установки. Комбіновані і ядерні установки. [2007]

7. Плачкова С.Г. Енергетика: історія, сьогодення і майбутнє. 2013, т.3.

10.31653/smf343.2021.151-157

Коваленко І. В.
АМІ НУ «ОМА»

ПІДХОДИ ДО ВИЗНАЧЕННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЗВАРНИХ ЗРАЗКІВ СУДНОВИХ ДВОШАРОВИХ СТАЛЕЙ

Постановка задачі. В ході досліджень та матеріалу наведеного у даній статті за відібраними методикам належить визначити найбільш оптимальну з них за їх властивостями та функціональним навантаженням. Таким чином необхідно визначити стан зразків та їх фізичними властивостями, цей результат досягається за рахунок аналізу методів та підходів використовуємих при випробуваннях.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Плакуючий шар зі сталей 10Х13,10Х17Н13М2Т, 12Х13 володіє рядом високих специфічних службових властивостей, що істотно підвищують період роботи суднових металевих конструкцій [1].

Робочий шар 10Х17Н13М2Т відноситься до аустенітного класу матеріалів, особливістю зварювання даних сталей є забезпечення необхідної стійкості околошовной зони проти міжкристалічної корозії. Пояснюється це тим що в таких сталях навіть при короткочасному нагріванні в області температур 873 – 1073 $К^0$, по межах зерен випадають карбіди хрому [2]. Випадіння карбідів хрому призводить до зниження вмісту легуючих елементів в прикордонних ділянках зерна, так як дифузія вуглецю з центральних ділянок зерна до кордону внаслідок значно більша її коефіцієнту, ніж коефіцієнт дифузії хрому. Зниження вмісту хрому в прикордонних ділянках зерна, особливо нижче так званого порога стійкості, рівного 12,5%, що може викликати появу у зразках корозійного розтріскування.

Покриття двошарової сталі шаром 12Х13 який відноситься до мартенситно - феритного класу, має ризик до утворення біляшовних тріщин і надмірного росту зерна в зоні термічного впливу [3].

Шар 10Х13 належить до феритного класу сталей. Особливість зварювання феритного шару полягає в тому що не викликає змін в околошовній зоні структури зварюваної сталі, що запобігає її охрупчиванню. Застосування її для експлуатації в агресивних середовищах і при роботі на високих температурах дозволяє виключити появу схильності до міжкристалічної корозії [4].

З вищевказаного слідує що в зварних двошарових конструкціях, в якості робочого шару слід застосовувати сталі з низьким вмістом

вуглецю, тому що саме вміст вуглецю впливає на міжкристалічну корозію.

Мета дослідження. Основною метою дослідження є вибір необхідних експериментів які потребують систематизації відомих відомостей про фізико-хімічну природу процесів, що протікають при утворенні з’єднання.

Розробка методик виконання робіт проводилася відповідно до мети і завдань роботи, сформульованими в результаті вивчення стану питання і проведених попередніх експериментальних досліджень. Кілька методик досліджень із загальною метою роботи складають методичний підхід до розробки складів зварювального дроту на базі запропонованої моделі утворення з'єднання.

Викладення матеріалу дослідження. Можливість з'єднання різнорідних металів з утворенням міцних зв'язків визначається перш за все фізико-хімічними властивостями металів, що з’єднуються за допомогою застосовуваної технології зварювання.

Вирішальний вплив на зварюваність різнорідних металів надає металургійна сумісність, яка визначається взаємною розчинністю з’єднуюємих металів і в рідкому, і в твердому стані, а також утворенням тендітних хімічних сполук інтерметалідів.

Взаємна розчинність елементів визначається подібністю кристалічних решіток розчинника і розчиняємого компонента, різницею в атомних радіусах компонентів і величиною електронегативності, що характеризує енергію зв'язку між двома елементами [5].

Метою дослідження є можливість з'єднання різнорідних металів з утворенням міцних зв'язків, при використанні впроваджуваної технології зварювання.

Завдання, які вирішуються в процесі виконання досліджень:

- вибір біметалла якій забезпечує міцне зварне з'єднання при існуючих експлуатаційних навантаженнях - агресивного середовища, механічних впливах.

Вид зварювання - автоматична під шаром флюсу, підварювання кореня - ручна або напівавтоматична (з зачисткою кореня).

Струм - постійний, полярність – зворотня, рід і полярність струму роблять значний вплив на форму і розміри шва, що визначається різною кількістю теплоти, що виділяється на катоді і аноді дуги.

При зварюванні на постійному струмі прямої полярності глибина проплавлення на 40-50%, а на змінному на 15-20% менше, ніж при зварюванні на постійному струмі зворотної полярності [6].

Зварювальні матеріали - сталі Ст3сп5, 10т3сп5 + 10Х17Н13М2Т, ст3сп + 12х13 по ДСТУ 5521-93.

Зварювальні матеріали:

- дроту: Св-08А - Ø0,004 м і Ø0,005М; Св-04Х2МА, Св-10Х16М25Н6 такого ж діаметру.

- флюси: АН 348, АН-18. Кількість збірок - 20 шт.

Схема відбору проб для проведення випробувань за напрямками описаними вище представлена на рис.1.

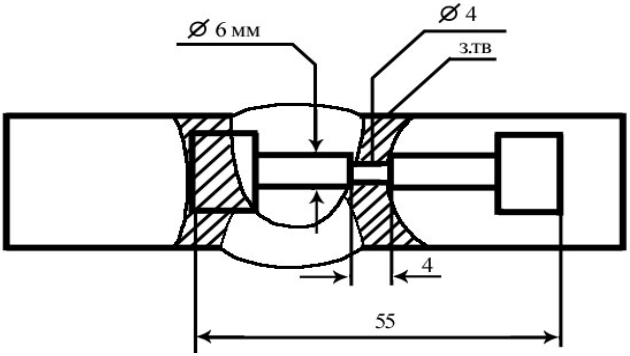


Рис. 1. Схема відбору зразка для проведення випробувань.

Допустимі величини геометричних параметрів зразка для випробування: D = 0,02-0,03м, L = 0,22- 0,3м, l = 0,11 -0,15м.

Оброблення кромок - К-образне.

Режим зварювання:

- 1-я збірка погонне енергія 2,5-3,5 кДж/м;

- 2-я збірка погонне енергія 4,5-5,0 кДж/м.

Сила струму = 600-850А;

Температура металу без підігріву, з подстуживанням між проходами 473 $К^0$.

Кількість проходів - 3.

Особливості укладання валків:

- валики контактують зі стороною стику без скоса виконуються з погонного енергією мінімальної для прийнятого інтервалу;

- завершальні валики виконуються поверхнево.

Витрата матеріалів з складає: дріт - 40 кг; флюс - 50 кг.

У результаті проведення методики даних досліджень і виконання серії випробувань встановлена ступінь зварюваності двошарових сталей ст3сп5 + 10Х13, Ст3сп5 + 10Х17Н13М2Т, ст3сп + 12Х13.

Результати дослідження. Методика дослідження механічних властивостей металу шва і зварних з'єднань є основним результатом проведених досліджень.

В процесі експлуатації механічні властивості двошарових зварних з'єднань мають основне значення для забезпечення надійності і довговічності експлуатації.

Дослідження виконувалися на установках УДІ -11 та УПІ – 22.

У ході експериментів визначалися механічні властивості зварних з'єднань згідно з ДСТУ 6996-96, і виконувалися відповідні випробування:

- металу різних ділянок зварного з'єднання на статичне (короткочасне) розтягування;
- металу різних ділянок зварного з'єднання на стійкість проти механічного старіння;
- твердості різних ділянок зварного з'єднання;
- зварного з'єднання на статичний розтяг;
- зварного з'єднання на статичний вигин (загин);
- зварного з'єднання на ударний розрив.

Випробування на статичне (короткочасне) розтягування зварних з'єднань.

При випробуваннях на статичне (короткочасне) розтягування визначають наступні характеристики механічних властивостей [7]:

1) умовну ($G_{0,2}$) або фізичну (G_T) межу плинності;
2) тимчасовий опір G_B;
3) відносне подовження після розриву на п'ятикратних зразках;
4) відносне звуження після розриву.

Допустимі величини геометричних параметрів зразка для випробування: D = 0,02-0,03 м, L = 0,22- 0,3 м, l = 0,11 -0,15 м.

На малюнку 2 представлений ескіз зразка для проведення випробувань щодо визначення величини статичного розтягування.

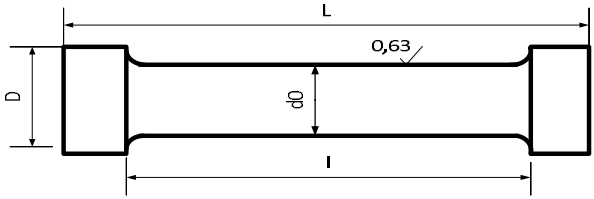


Рис.2. Зразок для випробувань металу шва на статичний розтяг.

Форми і регламентовані розміри зразків, що застосовуються для випробування повинні відповідати вимогам: D = 0,02-0,03 м, L = 0,22- 0,3 м, l = 0,11 - 0,15 м.

Випробування зварних з'єднань на ударний вигин.

Зразки випробовують на ударний вигин на маятниковому копрі. При одному ударі маятника, який завдається з боку протилежного надрізу зразка, що укладен на опорах.

При випробуванні на ударний вигин двошарових сталей визначають ударну в'язкість металу шва, навколошовної зони (в різних ділянках). Для випробувань застосовують зразки [8], форма і розміри яких відповідають рис. 3. по ДСТУ 6996-96.

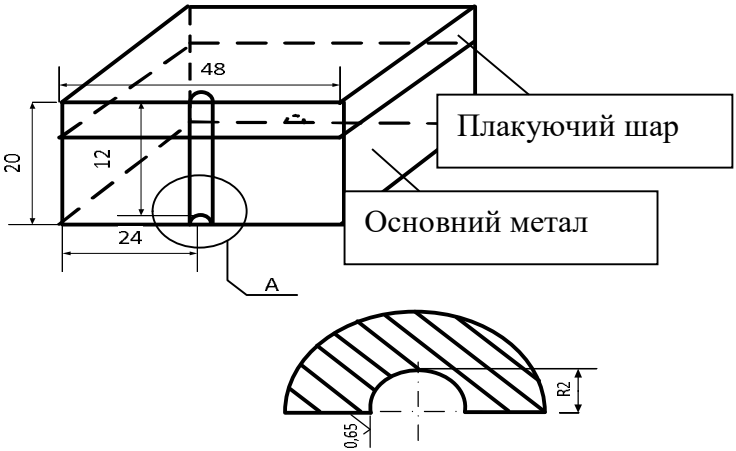


Рис. 3. Зразки для випробувань шва біметалевих зварних з'єднань.

Ударна в'язкість визначається роботою, що витрачається на ударний злам зразка до робочої площі поперечного перерізу в місці надрізу.

Випробування металу різних ділянок зварного з'єднання на стійкість проти механічного старіння

Стійкість проти механічного старіння характеризується зміною ударної в'язкості металу, підданого старінню, в порівнянні з ударною в'язкістю його в початковому стані. Про стійкість металу проти механічного старіння судять по відношенню цих величин, що виражаються у відсотках або за абсолютним (нормативним) значенням уда-

рної в'язкості після старіння. Випробування проводять для металу шва і різних ділянок околошовной зони.

Заготовки піддають штучному старінню за методикою: деформація розтягуванням з розрахунку отримання 10+0,5% залишкового подовження в межах розрахункової довжини l, обмеженою кернами або ризками. Рекомендується на поверхні зразків через кожні 0,2 години наносити ризки для перевірки рівномірності деформації по довжині розрахункової частини. Після подовження заготовку піддають рівномірному нагріванню протягом 1 год при 523 K^0 з подальшим охолодженням на повітрі. З робочої частини заготовок виготовляють зразки, типорозміри яких представлені у ДСТУ 6996-96. Наведену методику старіння застосовують для зварних з'єднань із сталей.

Вимірювання твердості металу різних ділянок зварного з'єднання.

Вимірювання твердості металу, шва проводитися за допомогою приладів Віккерса, Роквела (шкали А, В, С) і Бринелля на зразках вирізаних таким чином, щоб були охоплені всі ділянки зварного з'єднання. Допускається вирізати зразки для вимірювання твердості тільки однієї ділянки.

У всіх видах з'єднань твердість вимірювали в поперечному перерізі зразка на макрошліфах. При цьому забезпечується паралельність перетину шліфа і обробка поверхні в місцях вимірювання з шорсткістю поверхні $R_a \geq 1,25$ мкм. Схема визначення твердості в зонах зварних з'єднань представлена в ДСТУ 6996-96.

Твердість визначають вдавленням у випробувальну ділянку зразка індентора, що представляє собою алмазну піраміду, алмазний конус або сталеву кульку, з перерахунком геометричних параметрів отриманих відбитків до відповідних одиниці твердості (HV, HRC, HB).

Висновки.

1. В процесі експлуатації механічні властивості двошарових зварних з'єднань мають основне значення на надійність і довговічність експлуатації.

2. Випробування проводять для металу шва, металу різних ділянок околошовной зони. Зразки відбираємо з проб, вирізаних безпосередньо з контрольних з'єднань, спеціально зварених для проведення випробувань.

3. Ударна в'язкість визначається роботою, що витрачається на ударний злам зразка до робочої площі поперечного перерізу у місці надрізу.

4. Стійкість проти механічного старіння характеризується зміною ударної в'язкості металу, підданого старінню, в порівнянні з ударною в'язкістю його в початковому стані.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Chigarev V.V. Flux-cored strips for surfacing / V.V. Chigarev, A.G. Belik // Welding International . - 2012 . – V. 26.- P. 975-979.

2. 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.

3. Фока А.А. Судовой механик. Т. 1. / А.А. Фока – Одесса: Феникс, 2010. –1030 с.

4. 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.

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

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

7. 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

8. Готальский Ю.Н. Сварные соединения разнородных сталей / Ю. Н. Готальський. – М.: Техника, 1999. – 185 с.

10.31653/smf343.2021.158-166

Козицький С. В., Швець О. І., *Кіріян С. В.
Національний університет “Одеська морська академія”, Україна
*Технологічний інститут, Ванкувер, Британська Колумбія, Канада

ОЦІНКА ВТРАТ КІНЕТИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ У КРИВОШИПНО-ШАТУННОМУ МЕХАНІЗМІ

Постановка задачі. Перетворення внутрішньої (теплової) енергії палива у механічну енергію руху, наприклад, судна супроводжується як тепловими, так і механічними втратами. Таке перетворення у судновому двигуні внутрішнього згоряння здійснюється шляхом використання кривошипно - шатунного механізму (КШМ).

Аналіз публікацій. Кінематика та динаміка КШМ досліджена та описана детально, наприклад, у посібнику [1]. Також досліджені та описані теплопередача та тепловий баланс [1] в процесі роботи КШМ. Одначе, нам не відомі дослідження по втратам механічної енергії у двигуні за рахунок руху складових КШМ.

Мета роботи – оцінка втрат механічної енергії у КШМ на кінетичну енергію руху складових (з урахуванням мас та форми), без врахування втрат на тертя.

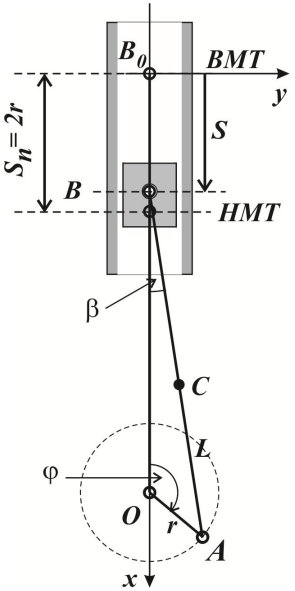


Рис.1. Схема КШМ

Викладення основного матеріалу досліджень.

У тронковому КШМ [1] зворотно - поступальний рух поршня (у циліндровій втулці) зі змінною швидкістю V_B перетворюється на обертальний рух кривошипу довжиною r навколо осі вала O з кутовою швидкістю ω, за допомогою шатуна довжиною $L = AB$ (рис.1).

Кінетична енергія КШМ (T) у будь-який момент часу, як енергія механічної системи, складається з трьох доданків:

$$T = T_п + T_ш + T_{кр}, \quad (1)$$

кінетичних енергій поршня ($T_п$), шатуна ($T_ш$) та кривошипа ($T_{кр}$), відповідно.

Кінетична енергія поршня, який здійснює поступальний рух, визначається як

$$T_п = \frac{m_п V_B^2}{2}, \quad (2)$$

де $m_п$ - маса поршня (для крейцкопфного КШМ – це додатково маса крейцкопфа та штока), а швидкість поршня V_B залежить від кута φ повороту кривошипа, параметра механізму $\lambda = r / L$ та кутової швидкості обертання кривошипа ω як [2]

$$V_B = \omega \cdot r \cdot \left(\sin\varphi + \frac{\lambda \cdot \sin 2\varphi}{2\sqrt{1-(\lambda \sin\varphi)^2}} \right). \quad (3)$$

З врахуванням рівняння (3) отримуємо

$$T_п = \frac{m_п \omega^2 \cdot r^2}{2} \cdot \left(\sin\varphi + \frac{\lambda \cdot \sin 2\varphi}{2\sqrt{1-(\lambda \sin\varphi)^2}} \right)^2. \quad (4)$$

Кінетичну енергію шатуна, який здійснює плоский рух, знаходимо за теоремою Кеніга [3]

$$T_ш = \frac{m_ш V_C^2}{2} + \frac{I_ш \omega_L^2}{2}, \quad (5)$$

як суму поступального руху V_C центра маси C (рис. 1)

$$V_C = \omega \cdot r \cdot \sqrt{\left(\sin\varphi + \frac{AC}{L} \frac{\lambda \sin 2\varphi}{2\sqrt{1-(\lambda \sin\varphi)^2}} \right)^2 + (1 - \frac{AC}{L})^2 \cos^2\varphi} \quad (6)$$

та обертального руху навколо осі, що проходить через центр маси, перпендикулярно площині шатуна, з кутовою швидкістю ω_L.

$$\omega_L = \omega \frac{\lambda \cdot \cos\varphi}{\sqrt{1-(\lambda \cdot \sin\varphi)^2}}. \quad (7)$$

Зауважимо, що обидва вирази залежить від кута повороту вала φ та параметра механізму λ, а V_C ще й від положення центра маси C шатуна [4].

Кінетичну енергію обертального руху кривошипа навколо осі вала з кутовою швидкістю ω знаходимо за формулою

$$T_{кр} = \frac{I_{кр} \omega^2}{2}, \quad (8)$$

де $I_{кр}$ – його момент інерції відносно осі вала.

Подальші розрахунки вимагають обмежитися моделями для визначення моменту інерції кривошипа та шатуна.

Кривошип будемо вважати однорідним стрижнем масою $m_{кр}$ та довжиною r, що обертається навколо точки O (осі вала). Тоді для моменту інерції, згідно теоремі Гюйгенса – Штейнера [3], маємо

$$I_{кр} = \frac{1}{12} m_{кр} r^2 + m_{кр}\left(\frac{1}{2} r\right)^2 = \frac{1}{3} m_{кр} r^2 . \qquad (9)$$

Отже, кінетична енергія кривошипа не залежить від його кута повороту та параметра механізму і може бути оцінена як

$$T_{кр} = \frac{m_{кр} r^2 \cdot \omega^2}{6} . \qquad (10)$$

Кінетична енергія шатуна залежить від положення його центру маси (точки C на рис. 1 та 2), та від його моменту інерції $I_ш$, який, в свою чергу, також залежить від положення центру маси шатуна. Щоб врахувати вплив положення центру мас шатуна на величину його кінетичної енергії, розглянемо дві прості моделі шатуна:

а) шатун - тонкий однорідний стрижень, тоді

$$\frac{AC}{L} = \frac{1}{2}, \text{ та } I_ш = \frac{m_ш L^2}{12},$$

- така модель дозволить визначити кінетичну енергію шатуна, коли центр маси шатуна знаходиться на його середині,

б) шатун - однорідний трикутник, ширина якого a та висота L (рис. 2). Тоді центр мас знаходиться на відстані 1/3 від основи, а наближена формула для його моменту інерції за умови $a<<L$ відносно осі, що проходить через центр мас C, перпендикулярно площині трикутника визначається за формулою [3]

$$I_x = \frac{mL^2}{18} .$$

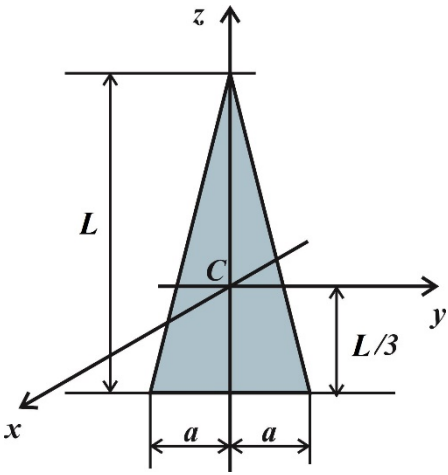


Рис.2. Модель шатуна у формі рівнобедреного трикутника

Така модель дозволить визначити залежність кінетичної енергії шатуна у випадках, коли центр маси шатуна знаходиться на відстані (**1/3**)L від точки A (ближче до кривошипа) чи на відстані (**1/3**)L від точки B (ближче до поршня, якщо трикутник на рис. 2 перевернутий).

Для зазначених моделей шатуна, його кінетична енергія описується наступними формулами:

для ***AC = L/2***:

$$T_{ш(1/2)} = \frac{m_ш \omega^2 r^2}{2}\left[\left(\sin\varphi + \frac{\lambda \sin 2\varphi}{4\sqrt{1-(\lambda\cdot\sin\varphi)^2}}\right)^2 + \frac{1}{4}\cos^2\varphi + \frac{1}{12}\frac{\cos^2\varphi}{1-(\lambda\cdot\sin\varphi)^2}\right], \qquad (11а)$$

для ***AC = L / 3***:

$$T_{ш(1/3)} = \frac{m_ш \omega^2 r^2}{2}\left[\left(\sin\varphi + \frac{1}{6}\frac{\lambda \sin 2\varphi}{\sqrt{1-(\lambda\cdot\sin\varphi)^2}}\right)^2 + \frac{4}{9}\cos^2\varphi + \frac{1}{18}\frac{\cos^2\varphi}{1-(\lambda\cdot\sin\varphi)^2}\right], \qquad (11б)$$

для ***AC =2 L / 3***:

$$T_{ш(2/3)} = \frac{m_ш \omega^2 r^2}{2}\left[\left(\sin\varphi + \frac{1}{3}\frac{\lambda \sin 2\varphi}{\sqrt{1-(\lambda\cdot\sin\varphi)^2}}\right)^2 + \frac{1}{9}\cos^2\varphi + \frac{1}{18}\frac{\cos^2\varphi}{1-(\lambda\cdot\sin\varphi)^2}\right]. \qquad (11в)$$

Аналіз отриманих формул (4), (10) та (11) вказує, що енергія кожного доданку (кожного елементу КШМ) пропорціональна масі елемента та квадрату добутку кутової швидкості обертання кривошипа на його розмір.

Зауважимо, що усі малообертові двигуни, які виготовляють провідні фірми, мають таку конструкцію, що параметр ωr лежить у вузькому діапазоні [1]:

для двигунів корпорації MAN Energy Solution від найкоротших до найдовших (K98, K90, L70 , S60 та G80) параметр ωr є (11,5-13,5),

для двигунів корпорації Wartsilla при різних діаметрах поршня (RT-flex96, RT-flex82, RT-flex50) параметр ωr є (11,5-13,5),

для двигунів корпорації Mitsubishi Heavy Industries при різних діаметрах поршня UEC68LSE, UEC60LSE, UEC50LSE параметр ωr є (11,0-13,0).

Вирази для обчислення кінетичних енергій поршня (2), шатуна (5) та кривошипа (8), з урахуванням (3), (4), (6), (7), (9), (11а – в), містять спільний множник $(\omega r)^2$ та маси відповідних деталей. Тому подальші розрахунки доцільно приводити для приведеної кінетичної енергії $\varepsilon_i = T_i/(m_i\omega^2 r^2)$ відповідних деталей:

$$\varepsilon_{\text{п}} = \frac{1}{2}\cdot\left(\sin\varphi + \frac{\lambda\cdot\sin 2\varphi}{2\sqrt{1-(\lambda\sin\varphi)^2}}\right)^2,$$

$$\varepsilon_{\text{ш}(1/2)} = \frac{1}{2}\left[\left(\sin\varphi + \frac{\lambda\sin 2\varphi}{4\sqrt{1-(\lambda\cdot\sin\varphi)^2}}\right)^2 + \frac{1}{4}\cos^2\varphi + \frac{1}{12}\frac{\cos^2\varphi}{1-(\lambda\cdot\sin\varphi)^2}\right]$$

$$\varepsilon_{\text{ш}(1/3)} = \frac{1}{2}\left[\left(\sin\varphi + \frac{\lambda\sin 2\varphi}{6\sqrt{1-(\lambda\cdot\sin\varphi)^2}}\right)^2 + \frac{4}{9}\cos^2\varphi + \frac{1}{18}\frac{\cos^2\varphi}{1-(\lambda\cdot\sin\varphi)^2}\right],$$

$$\varepsilon_{\text{ш}(2/3)} = \frac{1}{2}\left[\left(\sin\varphi + \frac{\lambda\sin 2\varphi}{3\sqrt{1-(\lambda\cdot\sin\varphi)^2}}\right)^2 + \frac{1}{9}\cos^2\varphi + \frac{1}{18}\frac{\cos^2\varphi}{1-(\lambda\cdot\sin\varphi)^2}\right]$$

Графіки залежності приведеної кінетичної енергії складових КШМ від кута повороту колінчатого валу при $\lambda = 0{,}4$ наведені на рис. 3.

Щоб визначити вплив положення центра маси шатуна на його кінетичну енергію, на рисунку 4 наведені графіки для приведеної енергії шатуна при різних положеннях його центра мас.

З графіків, що зображені на рисунку 4, видно, що положення центра маси шатуна суттєво впливає на його кінетично енергію. Отже для зменшення втрат на рух шатуна потрібно зміщувати його центр маси, по можливості так, щоб віддалявся від кривошипа, тобто зміщувався до поршня.

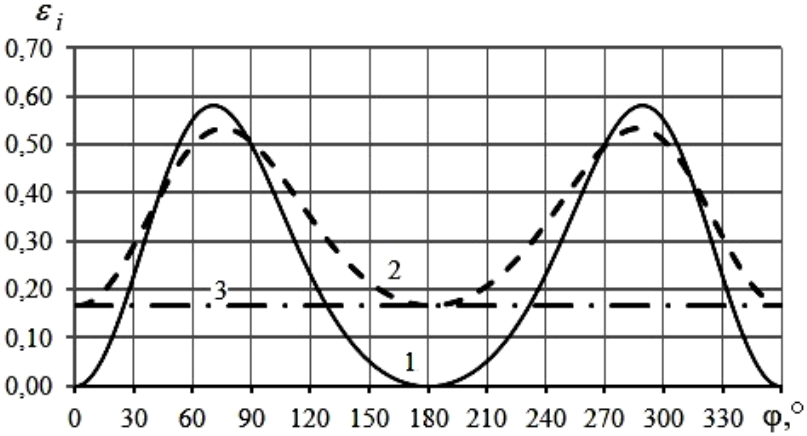


Рис.3. Графіки залежності величин ε_i від кута повороту φ при $\lambda = 0{,}4$ для поршня (1), шатуна (2) коли ***AC/L*** =1/2 та кривошипа (3)

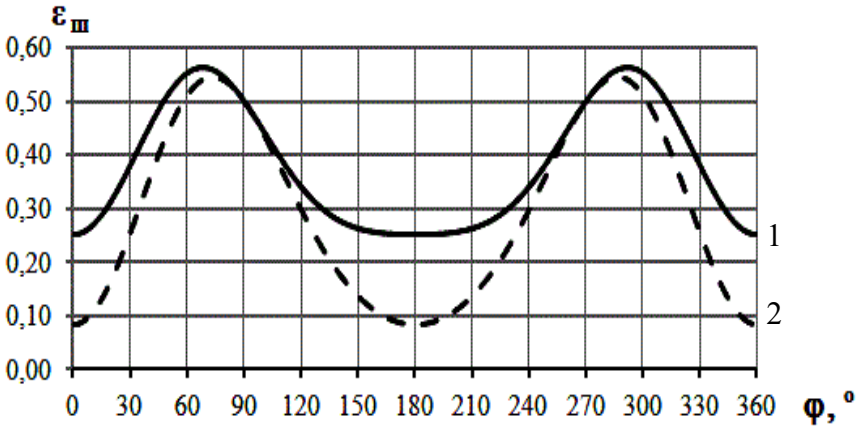


Рис.4. Графіки залежності величин $\varepsilon_{ш}$ від кута повороту φ при $\lambda = 0{,}4$ (1) – коли ***AC/L*** = 1/3 та (2) – коли ***AC/L*** = 2/3

Для визначення сумарної втрати енергії у КШМ за повний цикл двигуна потрібно визначити середні значення відповідних приведених кінетичних енергій за період:

$$\bar{\varepsilon}_i = \frac{\bar{T}_i}{m_i \omega^2 r^2} = \frac{1}{2\pi m_i \omega^2 r^2} \int_0^{2\pi} T_i(\varphi)\, d\varphi \,.$$

Проведені розрахунки середніх приведених значень кінетичної енергії за період при різних значеннях сталої механізму для кривошипа, поршня та шатуна з врахуванням його положення центра маси наведені у таблиці 1.

Отримані результати дозволяють для довільного малообертового двигуна, знаючи масу деталей КШМ та параметри двигуна (частоту обертання та розмір кривошипа), оцінити втрату енергії на рух кожної складової за період та для КШМ загалом.

Таблиця 1. Приведені середні значення енергій деталей КШМ в одиницях Дж/(кг·м^2·с$^{-2}$) в залежності від сталої механізму та положення центра маси шатуна

	Деталь	λ				*AC/L*
		0,2	0,3	0,4	0,5	
$\bar{\varepsilon}_{кр}$	кривошип	0,166	0,166	0,166	0,166	-
$\bar{\varepsilon}_{п}$	поршень	0,253	0,256	0,261	0,268	-
$\bar{\varepsilon}_{ш}$	шатун	0,377	0,379	0,381	0,385	0,33
		0,335	0,336	0,337	0,340	0,50
		0,293	0,295	0,297	0,301	0,67

Проведемо розрахунки для сучасного двигуна MAN G-80-ME-C9, параметри якого наступні: маса кривошипа 4500 кг, маса шатуна 4900 кг, маса поршня, штока та крейцкопфа 6190 кг, хід поршня 3,72 м, частота обертання n = 68 об/хв, циліндрова потужність даного двигуна $N_ц$ = 4450 кВт [1, 5].

Для оцінки приймемо λ =0,4, AC/L =0,5 та, оскільки r = 1,86 м, $\omega = 2\pi n/60$ = 7,12 рад/с, тоді ωr = 13,24 м/с і отримуємо:

для поршня $\bar{T}_п$ = 0,261·(13,24)^2·6190 = 283,2 кДж,

для шатуна $\bar{T}_ш$ = 0,337·(13,24)^2·4900 = 289,5 кДж,

для кривошипа $\bar{T}_{кр}$ = 0,167·(13,24)^2·4500 = 131,5 кДж.

Отож, в цілому для даного КШМ, втрати енергії на рух деталей протягом періоду складають $\bar{T}$ = 704,2 кДж.

Отримані дані дозволяють визначити втрату потужності двигуна на рух складових КШМ.

Період циклу у двигуні складає τ = 60/68 =0,8824 с, отож, втрата потужності двигуна тільки на рух його деталей становить

$$\overline{N} = \frac{\overline{T}}{\tau} = 798 \text{ кВт},$$

що складає

$$\delta = \frac{\overline{T}}{N_{ц}} = 797/4450 = 18\%$$

циліндрової потужності двигуна.

Оскільки втрати енергії визначаються масою деталі, то шляхом використання сучасних технологій можна суттєво збільшити коефіцієнт корисної дії двигуна, шляхом використання сучасних технологій. Додавання нанопорошків (підшихтовка) до звичайних порошків при виробництві сплавів методами порошкової металургії дозволяє отримувати одночасно міцні та пластичні матеріали. Такі сплави алюмінію та титану робить їх перспективним для виготовлення деталей [6], а заміна ними стальних у 2,5 – 3 рази зменшує їх вагу, а отже і втрати енергії на їх рух.

Висновки:

1. Втрати у кожній деталі та у всьому КШМ практично не залежать від сталої механізму.
2. Максимальна питома витрата енергії у КШМ приходиться на рух шатуна, зменшення його маси найбільш суттєве при зменшенні втрат у КШМ.
3. При заданій масі шатуна витрати енергії на його рух зменшуються при переміщенні центра маси від кривошипа до поршня. Так, при зміні AC/L від 1/3 до 2/3 втрати зменшуються на 25%
4. Заміна стальних деталей сучасними матеріалами з малою питомою ваги, але високими механічними властивостями – шлях до підвищення ККД двигуна.

ЛІТЕРАТУРА

1. Суворов П. С. Судовые двигатели внутреннего сгорания [Текст]: Учебное пособие / П. С. Суворов. – Одесса: ОНМА, 2012. – 626 с.

2. Козицький С. В. Оцінка втрат кінетичної енергії у кривошипно-шатунному механізмі / С. В.Козицький, О. І.Швець // Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт». – Одеса, 2019. с. 52-55.

3. Козицький С. В. Теоретична механіка. Підручник. / С. В. Козицький // – Одеса: Астропринт, 2014. – 468 с.

4. Козицький С. В. Теоретична та прикладна механіка. Методичні вказівки для виконання розрахунково-графічної роботи // С. В. Козицький, О. І. Швець // – Одеса: НУ «ОМА», 2019 – 41 с.

5. HYUNDAI – MANB&W DISEL ENGINE MAIN ENGINE MANUAL, volume 1.

6. Балоян Б. М. Наноматериалы / Б.М. Балоян, А.Г. Колмаков, М. И. Алимов, А. М. Кротов // Международный университетет природы и общества «Дубна», 2007. – 125 с.

10.31653/smf343.2021.167-171

Ревенко В.Ю., Сафін І.І., Лукашук Ю.В.
Національний університет «Одеська морська академія», Україна

ПІДВИЩЕННЯ РАДІОЛОКАЦІЙНОГО КОНТРАСТУ ДВОХ ОБ'ЄКТІВ, ОДНОЧАСНО СПОСТЕРІГАЄТЬСЯ СУДОВОЙ РЛС, З ВИКОРИСТАННЯМ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ МАТРИЦІ ВТРАТ

National University «Odessa Maritime Academy», Ukraine

INCREASING THE RADAR CONTRAST OF TWO OBJECTS SIMULTANEOUSLY OBSERVED BY THE SHIP RADAR USING THE ENERGY MATRIX OF LOSSES.

Annotation

The article discusses an increase in the radar contrast of two objects simultaneously observed by a ship's radar using information about the loss of power of an electromagnetic wave irradiating these objects after its interaction with their surface or internal structure. It is shown that the scattering or reflection of electromagnetic energy from the surface or from the internal volume of an object is associated with the conductivity of the object surface or the dielectric constant of a volume object, the internal structure of which consists of scattering and absorbing particles of different sizes, shapes, and dielectric constant. An algorithm is considered for determining the matrix of losses of electromagnetic energy during scattering or reflection by objects, which makes it possible to increase the contrast of objects by changing the polarization of the irradiated wave

Key words - radar contrast, objects, radar observation, loss matrix, radar basis, scattering matrix, object's own basis.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.

З метою радіолокаційного підвищення безаварійного плавання судна необхідно забезпечити рівень луна-сигналу спостерігається судновий РЛС об'єкту, що знаходиться на різній відстані від суднової РЛС при наявності різних атмосферних утворень (тумани, зливи).

Тому при огляді простору за курсом судна для поліпшення якості відтворюється інформація про об'єкти радіолокаційного спостереження необхідно забезпечити максимальний контраст двох поруч розташованих об'єктів. Рішення завдання може бути виконано шляхом побудови матриці розсіювання системи відображає сигналу по

відомим матрицями кожного з спостережуваних об'єктів судновий РЛС з Надалі визначення матриці втрат луна-сигналу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблема і виділення окремих частин із загальної проблеми.

Дослідженню ехосигналів, розсіяних об'єктами радіолокаційного спостереження, присвячені роботи [1,2,3,4], в яких розглядаються поляризаційні характеристики радіосигналів, розсіяних об'єктами і земною поверхнею.

Розглянуто також властивості статистичних параметрів елементів матриці розсіювання об'єктів і радіолокаційної контраст двох об'єктів. Однак до теперішнього часу ще повністю не вирішена задача отримання радіолокаційного контрасту двох об'єктів, що мають різну фізичну структуру.

Формулювання мети статті.

Метою даної статті є аналіз матриці втрат двох об'єктів, які одночасно спостерігаються судновий радіолокаційною станцією.

Виклад основного матеріалу

Для вирішення поставленої мети необхідно отримати уявлення матриць втрат двох об'єктів, які спостерігаються судновий РЛС в одному і тому ж базисі.

Нехай об'єкти радіолокаційного спостереження, знаходяться у власному базисі. Будемо вважати, що антена судновий РЛС забезпечує прийом максимальних значення луна-сигналу E21 і E22 кожного з двох спостережуваних об'єктів на шляху судна. Причому між ними відсутній статистичний зв'язок, тобто

$$\overline{E_1 E_2} = 0 \quad (1)$$

Таким чином в даному поляризаційним базисі матриці втрат двох об'єктів будуть діагональними, а об'єкти мають певний обсяг V, св обмеженою поверхнею S. У кожному з розглянутих об'єктів діелектрична проникність ε і провідність σ їх матеріалу довільні і змінюються від точки до точки:

$$\left.\begin{aligned}\varepsilon_1 &= \varepsilon_1(x,y,z)\\ \varepsilon_2 &= \varepsilon_2(x,y,z)\\ \sigma_1 &= \delta_1(x,y,z)\\ \sigma_2 &= \delta_2(x,y,z)\end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Нехай спостережувані об'єкти судновий РЛС опромінюються плоскої електромагнітної хвилею, випромінюваної антеною судновий РЛС в напрямку осі Z декартової системи координат. Тоді ортогональні компоненти електричного вектора E хвилі в обраному декартовом базисі записуються у вигляді:

$$\left.\begin{aligned}E_1 &= \cos\beta e^{i(\omega t+\varphi)}\\ E_2 &= \sin\beta e^{i(\omega t-\varphi)}\\ E_3 &= 0\end{aligned}\right\} \quad (3)$$

Однак всередині об'єкта електромагнітне поля буде мати всі три компоненти E1, E2, E3. Для опису електромагнітного поля всередині кожного об'єкта в довільній точці, яка визначається радіусом - вектором r, будемо використовувати матрицю розсіювання:

$$\left[E_{ВНО1}(r)\right] = \begin{bmatrix} E_{1ВНО1}\\ E_{2ВНО1}\\ E_{3ВНО1}\end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\left[E_{ВНО2}(r)\right] = \begin{bmatrix} E_{1ВНО2}\\ E_{2ВНО2}\\ E_{3ВНО2}\end{bmatrix} \quad 5)$$

Матриця навчальної об'єкти радіолокаційного спостереження електромагнітної хвилі записується у вигляді:

$$\left[E_{обл}\right] = \begin{bmatrix} E_{1пад}\\ E_{2пад}\\ 0\end{bmatrix} \quad 6)$$

Втрати потужності Рп всередині кожного з об'єктів визначаються співвідношеннями:

$$P_{по1} = \int_v \sigma_1(r) E^2_{вно1} dV = \int_v \sigma_1(r)(E^2_{1вно1} + E^2_{2вно1} + E^2_{3вно1}) dV \quad (7)$$

$$P_{по2} = \int_v \varepsilon_2(r) E^2_{вно2} + E^2_{2вно2} + E^2_{3вно2}) dV \quad (8)$$

Матриця втрат потужності кожного з об'єктів пов'язана з матрицями їх розсіювання, які мають вигляд:

$$\left[P_{раса1} \right] = \begin{bmatrix} n_{11} & n_{12} & n_{13} \\ n_{21} & n_{22} & n_{23} \\ n_{31} & n_{32} & n_{33} \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$\left[P_{раса2} \right] = \begin{bmatrix} s_{11} & s_{12} & s_{13} \\ s_{21} & s_{22} & s_{23} \\ s_{31} & s_{32} & s_{33} \end{bmatrix} \quad (10)$$

З урахуванням (9) і (10) втрати потужності облучаемой об'єкти радіолокаційного спостереження електромагнітної хвилі будуть пропорційні розсіює (відображає) здатності кожного об'єкта і можуть бути визначені з використанням такою залежністю:

$$\left. \begin{aligned} P_{по1} &= E_{отр1} P_{рас1} E_{обл} \\ P_{по2} &= E_{отр2} P_{рас2} E_{обл} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Якщо суднова РЛС має антену з керованою поляризацією, яка дозволяє матрицю розсіювання кожного з об'єктів привести до діагонального вигляду тобто, використовувати власний базис кожного об'єкта, тоді матриця втрат через власні значення записується у вигляді:

$$\left[P_{по1(1,1)} \right] = \begin{bmatrix} \gamma_1^2 & 0 \\ 0 & \gamma_2^2 \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$\left[P_{по2(2,2)}\right]=\begin{bmatrix}\eta_1^2 & 0\\ 0 & \eta_2^2\end{bmatrix} \quad (13)$$

де - γi2, ηi2 (i-1,2) - власні значення матриць втрат кожного об'єкта, що спостерігається судновий РЛС.

Висновки і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.

В даній статті запропоновано алгоритм визначення матриці втрат кожного об'єкта, що спостерігається судновий РЛС на шляху судна, з метою забезпечення максимального луна-сигналу об'єкта на індикаторі або дисплеї комп'ютера. Надалі доцільно розглядати методику розрахунку втрат потужності навченою певний об'єкт електромагнітної хвилі в залежності від відображають або розсіюють властивостей об'єкта.

При огляді простору судновий радіолокаційною станцією по курсу судна для поліпшення якості відтвореної радіолокаційної інформації про об'єкти радіолокаційного спостереження забезпечений максимальний контраст розташованих поруч двох об'єктів. Рішення поставленого завдання виконано шляхом побудови матриці розсіювання системи відображає сигналу по відомим матрицями кожного з спостережуваних об'єктів судновий РЛС з подальшою визначенням матриці втрат відбитого сигналу. Розглянуті судновий РЛС об'єкти відрізняються фізичними властивостями, що дозволяє в матриці розсіювання виділяти потужність втрат кожного об'єкта.

ЛІТЕРАТУРА

1.Капітанов В.А., Мельничук Ю.В., Черніков А.О. Поляризаційні характеристики сигналів, розсіяних об'єктами і земною поверхнею. В. кН .: Праці XI Всесоюзну. Копорья. по поширенню радіохвиль. Казань, 1975 стор. 17- 25с.

2. В.А. Потєхін, В.Н. Татаринов. Теорія когерентність і електромагнітного поля. Москва, «Зв'язок» 1978 206 с.

3. Басс Ф.Г., Фукс І.М. Розсіювання хвиль на статично нерівних поверхнях. М. «Наука» 1972 424 с.

4.N.Soherbak.Ultra - Wide dand radiolocation.What is this? // Electronics, Technology, business. Issue №3 / 2002

10.31653/smf343.2021.172-195

Korban D., Корбан Д.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

АНАЛІЗ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ЗВ'ЯЗКІВ НАВІГАЦІЙНОГО ОБ'ЄКТУ І ЗОВНІШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ПРИ ФУНКЦІОНУВАННІ СУДНОВОЇ РАДІОЛОКАЦІЙНОЇ СТАНЦІЇ (РЛС)

National University «Odessa Maritime Academy», Ukraine

ANALYSIS OF THE FUNCTIONAL CONNECTIONS BETWEEN THE NAVIGATIONAL OBJECT AND THE ENVIRONMENT DURING THE OPERATION OF THE SHIP'S RADAR

ABSTRACT

The implementation of the model of interaction of the ship's radar with the external environment for single-position radar, when the navigation object is in the zone of atmospheric formation, has been carried out. An electromagnetic wave for emission and reception is presented in the form of two matrices consisting of the actual energy Stokes parameters, and the reflecting properties of the atmospheric formation are characterized by 16 coefficients combined in the Muller matrix and consisting of four columns and four rows. The reflected wave is represented by four Stokes parameters, as a field induced by an unknown distribution of reflectors of atmospheric formation, when they are irradiated with electromagnetic waves of four polarizations in linear and circular bases. The determination of the coefficients of the scattering matrix of atmospheric formation is carried out by differentiation or integration by the Picard method (successive approximation). It is shown that the coefficients of the scattering matrix of atmospheric formation are variable functions of time, finite for all values of the considered interval. The division of the time interval into segments in which the coefficients of the matrix are considered as constants is made, which allows them to be calculated using the Becker formula. The practical implementation of the model of interaction of the ship's radar with the atmospheric environment is based on measuring the coefficients of the scattering matrix during successive irradiation of the atmospheric formation by an unpolarized wave, a wave of two linear and circular polarizations.

Keywords: interaction model, ship radar, atmospheric environment, navigation object, electromagnetic wave, Muller matrix, Stokes parame-

ters, method of successive approximations, differentiation and integration operators, radar channel, dynamic system.

РЕФЕРАТ

Здійснено реалізацію моделі взаємодії суднової РЛС із зовнішнім середовищем при однопозиційній радіолокації, коли навігаційний об'єкт перебуває у зоні атмосферного утворення. Електромагнітна хвиля на випромінювання і прийом представлена у вигляді двох матриць, що складаються з дійсних енергетичних параметрів Стокса, а відбиваючі властивості атмосферного утворення характеризуються 16 коефіцієнтами, що об'єднані в матрицю Мюллера яка складається з чотирьох стовпців і чотирьох рядків. Відбита хвиля представлена чотирма параметрами Стокса, як поле, індуковане невідомим розподілом відбивачів атмосферного утворення, при їх опроміненні електромагнітними хвилями чотирьох поляризацій у лінійному та круговому базисах. Визначення коефіцієнтів матриці розсіювання атмосферного утворення здійснюється диференціюванням або інтегруванням за методом Пікара (послідовним наближенням). Показано, що коефіцієнти матриці розсіювання атмосферного утворення є змінними функціями часу, кінцевими для всіх значень аналізованого інтервалу. Зроблено поділ часового проміжку на відрізки, у яких коефіцієнти матриці розглядаються як постійні, що дозволяє їх обчислити за допомогою формули Бейкера. Практична реалізація моделі взаємодії суднової РЛС з атмосферним середовищем заснована на вимірюванні коефіцієнтів матриці розсіювання при послідовному опроміненні атмосферного утворення неполяризованою хвилею, хвилею двох лінійних та кругової поляризацій.

Ключові слова: модель взаємодії, суднова РЛС, атмосферне середовище, навігаційний об'єкт, електромагнітна хвиля, матриця Мюллера, параметри Стокса, метод послідовних наближень, оператори диференціювання та інтегрування, радіолокаційний канал, динамічна система.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими і практичними завданнями

При функціонуванні суднової РЛС на вхід пристрою прийняття рішення надходить сигнал, джерелом якого є навігаційний об'єкт радіолокаційного спостереження при відсутності сигналу атмосферного середовища. Модель радіолокаційного інформаційного каналу

описує процес перетворення характеристик сигналів за трасою від передавача до об'єкта, від об'єкта до приймача і далі до пристрою обробки прийнятих сигналів. При цьому всі процеси задаються у дискретному часі.

Результат взаємодії хвилі, що випромінюється антеною суднової РЛС, з атмосферним утворенням, в якому знаходиться навігаційний об'єкт, виходить шляхом множення вектору Стокса, випромінюваної хвилі на матрицю Мюллера атмосферного утворення, в результаті чого обчислюється вектор Стокса відбитої хвилі.

Для аналізу принципу переходу при описі функціонування суднової РЛС від безперервного часу до дискретного використовується математична структура, яка називається динамічною системою, і яка є абстрактною моделлю та задовольняє принципу причинності. При цьому найважливішим класом динамічних систем за безперервного часу їх завдання є гладкі динамічні системи, що описуються перехідною функцією стану.

Аналіз останніх досліджень та публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми, і виділення невирішених раніше частин загальної проблеми

Теорію інформаційного каналу сформульовано В.А. Потєхіним, В.Є. Дулевичем, А.П. Родимовим, D.A. Middleton, E. M. Kennaugh, J.R. Huynen, W. M. Boerner та ін. Отримані результати за станом теорії радіолокаційного каналу представлені в [1]. Поляризація радіолокаційних сигналів повною мірою розглянута в роботах [2 - 15]. Параметричне уявлення поляризації радіохвиль ґрунтується на введених Стоксом чотирьох речових параметрах, що мають розмірність інтенсивностей. Так як взаємодія випромінюваної хвилі з атмосферним об'єктом відбувається некогерентно, тому використана матриця Мюллера, формалізм якої заснований на поданні стану поляризації хвилі вектором Стокса і поданні розсіюючих властивостей атмосферного утворення, 16 дійсними коефіцієнтами.

Результат взаємодії хвилі, що випромінюється антеною суднової РЛС, з атмосферним утворенням, в якому знаходиться навігаційний об'єкт, виходить шляхом множення вектору Стокса, випромінюваної хвилі на матрицю Мюллера атмосферного утворення, в результаті чого обчислюється вектор Стокса відбитої хвилі.

Формулювання цілей статті (постановка завдання)

Мета цієї статті – представлення моделі взаємодії суднової РЛС з атмосферним середовищем, коли враховується реакція атмосферного середовища на функціонування суднової РЛС.

Виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів

Розглянемо гладку динамічну систему, що описується перехідною функцією стану, тобто:

$$\frac{dS(t)}{dt} = S\left\{S(t), U_{вх}(t), t\right\} \tag{1}$$

та вихідним відбиттям:

$$U_{вих}(t) = U_{вих}\left\{S(t)\right\}. \tag{2}$$

З точки зору динамічної системи (1), (2), вхідний вплив змінює стан суднової РЛС, який визначає вихідний сигнал.

Щодо гладких динамічних систем, у яких забезпечена лінійність перехідної функції стану та вихідного відбиття за своїми сигнальними аргументами, рівняння (1) та (2) запишуться у вигляді:

$$\frac{dS(t)}{dt} = A_t S(t) + B_t U_{вих}(t); \tag{3}$$

$$U_{вих}(t) = C_t S(t), \tag{4}$$

де A_t, B_t, C_t - матриці, які можуть залежати від часу;

$S(t), U_{вих}(t)$ - багатовимірні векторні функції.

Рівняння (4) теоретично динамічних систем називається рівнянням стану.

Виходячи з феноменологічного опису пристроїв і систем у термінах входу та виходу, опис динамічної системи є диференціальним рівнянням, що зв'язує вхідні та вихідні впливи, тобто:

$$a_0 \frac{d^n U_{вх}(t)}{dt^n} + a_1 \frac{d^{n-1} U_{вх}(t)}{dt^{n-1}} + \ldots + a_n U_{вх}(t) = b_1 \frac{d^{n-1} U_{вих}(t)}{dt^{n-1}} + \ldots + b_n U_{вих}(t) \quad (5)$$

де $U_{вх}(t)$ и $U_{вих}(t)$ - багатовимірні вектори;

$a_0(t), a_1(t), \ldots, a_n(t), b_0(t), b_1(t), \ldots, b_n(t)$ - матричні коефіцієнти, розмірність яких дозволяє узгодити вхідний та вихідний сигнали в одне рівняння.

Вихідне рівняння (3) та рівняння стану (4) для дискретної системи записуються у вигляді:

$$S_{j+1} = AS_j + BU_{вих\,j}, \quad (6)$$

$$U_{вих\,j} = CS_j, \quad (7)$$

де A, B, C – матриці, які мають для дискретної системи, відсутній індекс *t*, що вказує на дискретність часу.

Рівняння (6) і (7) отримані з (3) і (4) при $U_{вих}(t) = 0, \frac{d}{dt} = A$, а оператор B_t (3) перетворюється на оператор $B = \left(e^{A\delta} - 1\right)^{-1} \cdot B = \left(A\right)^{-1} \cdot B$, де - крок дискретизації системи.

Таким чином, визначення динамічної системи в термінах вхід-вихід та стандартне уявлення (3), (4) повністю еквівалентні.

Для суднової РЛС будемо використовувати два види описів:

- за допомогою динамічної системи (1)–(7), що відповідає феноменологічним уявленням, що описують пристрої та системи у термінах входу та виходу;
- за допомогою моделі взаємодії суднової РЛС із зовнішнім середовищем, що відповідає цілеспрямованим системам.

При описі суднової РЛС за допомогою динамічної системи сигнали, що надходять на вхід суднової РЛС $U_{вх}(t)$ і вихідні сигнали $U_{вих}(t)$ пов'язані матричними рівняннями, представленими енергетичними параметрами Стокса:

$$U_{вх}(t)=\begin{bmatrix} S_{1вх}(t) \\ S_{2вх}(t) \\ S_{3вх}(t) \\ S_{4вх}(t) \end{bmatrix}, \qquad (8)$$

$$U_{вих}(t)=\begin{bmatrix} S_{1вих}(t) \\ S_{2вих}(t) \\ S_{3вих}(t) \\ S_{4вих}(t) \end{bmatrix}, \quad . \qquad (9)$$

При використанні моделі взаємодії суднової РЛС з атмосферним середовищем, коли враховується реакція атмосферного середовища на функціонування суднової РЛС при радіолокаційному спостереженні навігаційних об'єктів в умовах атмосферних перешкод, фіксована послідовність операторів, що змінюються в часі, представляється у вигляді матриць *T*, що характеризують набір атмосферних середовищ (дощі різної інтенсивності та фазового стану):

$$T_1=\begin{bmatrix} \alpha_{11}(t_1) & \alpha_{12}(t_1) & \alpha_{13}(t_1) & \alpha_{14}(t_1) \\ \alpha_{21}(t_1) & \alpha_{22}(t_1) & \alpha_{23}(t_1) & \alpha_{24}(t_1) \\ \alpha_{31}(t_1) & \alpha_{32}(t_1) & \alpha_{33}(t_1) & \alpha_{34}(t_1) \\ \alpha_{41}(t_1) & \alpha_{42}(t_1) & \alpha_{43}(t_1) & \alpha_{44}(t_1) \end{bmatrix}; \qquad (10)$$

$$T_2=\begin{bmatrix} \alpha_{11}(t_2) & \alpha_{12}(t_2) & \alpha_{13}(t_2) & \alpha_{14}(t_2) \\ \alpha_{21}(t_2) & \alpha_{22}(t_2) & \alpha_{23}(t_2) & \alpha_{24}(t_2) \\ \alpha_{31}(t_2) & \alpha_{32}(t_2) & \alpha_{33}(t_2) & \alpha_{34}(t_2) \\ \alpha_{41}(t_2) & \alpha_{42}(t_2) & \alpha_{43}(t_2) & \alpha_{44}(t_2) \end{bmatrix}; \qquad (11)$$

……..

$$T_n=\begin{bmatrix} \alpha_{11}(t_n) & \alpha_{12}(t_n) & \alpha_{13}(t_n) & \alpha_{14}(t_n) \\ \alpha_{21}(t_n) & \alpha_{22}(t_n) & \alpha_{23}(t_n) & \alpha_{24}(t_n) \\ \alpha_{31}(t_n) & \alpha_{32}(t_n) & \alpha_{33}(t_n) & \alpha_{34}(t_n) \\ \alpha_{41}(t_n) & \alpha_{42}(t_n) & \alpha_{43}(t_n) & \alpha_{44}(t_n) \end{bmatrix}, \qquad (12)$$

де $\alpha_{nn}(t_n)$ - коефіцієнти, що характеризують відбивні властивості атмосферного середовища, в якому знаходиться навігаційний об'єкт.

З урахуванням співвідношень (8) - (12) для суднової РЛС, у загальному вигляді для будь-якого моменту часу, основний інформаційний потік є суцільним від входу до виходу, сформованим атмосферним середовищем та навігаційним об'єктом. Рівняння основного інформаційного потоку представляється у вигляді трьох матриць:

$$\begin{bmatrix} S_{1вх}(t_n) \\ S_{2вх}(t_n) \\ S_{3вх}(t_n) \\ S_{4вх}(t_n) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11}(t_n) & \alpha_{12}(t_n) & \alpha_{13}(t_n) & \alpha_{14}(t_n) \\ \alpha_{21}(t_n) & \alpha_{22}(t_n) & \alpha_{23}(t_n) & \alpha_{24}(t_n) \\ \alpha_{31}(t_n) & \alpha_{32}(t_n) & \alpha_{33}(t_n) & \alpha_{34}(t_n) \\ \alpha_{41}(t_n) & \alpha_{42}(t_n) & \alpha_{43}(t_n) & \alpha_{44}(t_n) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} S_{1вих}(t_n) \\ S_{2вих}(t_n) \\ S_{3вих}(t_n) \\ S_{4вих}(t_n) \end{bmatrix}. \quad (13)$$

Синтаксичний підхід до дослідження процесів чи отримання інформації судновою РЛС спрямовано на структурний аналіз інформації, тобто, зняття невизначеності при надходженні повідомлення про навігаційний об'єкт з урахуванням просторово-часової та поляризаційної структур сигналу. Семантичний підхід передбачає аналіз смислового змісту інформації, а прагматичний – оцінку корисності та цінності отримуваної інформації. Система сигналів розглядається як деяка математична конструкція, що відображає здатність перетворення, передачі, отримання та обробки інформації про ситуацію, що спостерігається.

Розглядається знаходження у зоні атмосферного утворення навігаційного об'єкта. Електромагнітна хвиля, що випромінюється антеною суднової РЛС і приймається при відбитті від зони випадаючих опадів, в якій знаходиться навігаційний об'єкт, представляється чотирма дійсними параметрами Стокса S_1, S_2, S_3, S_4 :

$$S_1 = I_x + I_y = I_{+\pi/4} + I_{-\pi/4} = I_л + I_n;$$
$$S_2 = I_x - I_y; \qquad (14)$$
$$S_3 = I_{+\pi/4} + I_{-\pi/4};$$
$$S_4 = I_n - I_л.$$

Параметри Стокса називаються параметричними і описують поляризацію поля хвилі за допомогою системи квадратичних щодо напруженості поля речових параметрів. Інтенсивності хвилі позначаються через I_x, I_y, $I_{+\pi/4}$, $I_{-\pi/4}$, $I_л$, I_n, де перші чотири відносяться до лінійних поляризацій, а останні дві до кругової поляризації лівого і правого обертання.

Відбивальні властивості радіолокаційного об'єму атмосферного утворення характеризуються коефіцієнтами (α_{11} ... α_{44}). Електромагнітна хвиля на випромінювання і прийом представляється у вигляді двох матриць, що складаються з параметрів Стокса, а властивості радіолокаційного об'єму атмосферного утворення, що відбивають, подаються також у вигляді матриці, що складається з 16 коефіцієнтів. Тоді рівняння зв'язку між випромінюваною хвилею і відбитою і відбиваючими властивостями радіолокаційного об'єму, записуються у вигляді:

$$\begin{bmatrix} S_{1від} \\ S_{2від} \\ S_{3від} \\ S_{4від} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} & \alpha_{14} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} & \alpha_{24} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} & \alpha_{34} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} & \alpha_{43} & \alpha_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} S_{1вип} \\ S_{2вип} \\ S_{3вип} \\ S_{4вип} \end{bmatrix}, \qquad (15)$$

або у вигляді чотирьох лінійних рівнянь:

$$\left.\begin{aligned} S_{1від} &= \alpha_{11}S_{1вип} + \alpha_{12}S_{2вип} + \alpha_{13}S_{3вип} + \alpha_{14}S_{4вип} \\ S_{2від} &= \alpha_{21}S_{1вип} + \alpha_{22}S_{2вип} + \alpha_{23}S_{3вип} + \alpha_{24}S_{4вип} \\ S_{3від} &= \alpha_{31}S_{1вип} + \alpha_{32}S_{2вип} + \alpha_{33}S_{3вип} + \alpha_{34}S_{4вип} \\ S_{4від} &= \alpha_{41}S_{1вип} + \alpha_{42}S_{2вип} + \alpha_{43}S_{3вип} + \alpha_{44}S_{4вип} \end{aligned}\right\}. \qquad (16)$$

Визначення відбиваючих властивостей певного виду атмосферного утворення здійснюється шляхом теоретичного або експериментального дослідження коефіцієнтів матриці (α_{11} ... α_{44}), які несуть всю інформацію про фізичні властивості атмосферного утворення. При моделюванні відбиваючих властивостей атмосферного утворення використовуються чотири параметри Стокса випромінюваної хвилі чотирьох поляризацій, а також чотири параметри Стокса відбитої хвилі для кожного виду поляризації випромінюваної хвилі.

Тоді при опроміненні атмосферного утворення (зони випадаючих опадів) з навігаційним об'єктом, що знаходиться в ньому, електромагнітною хвилею лінійної вертикальної або горизонтальної поляризації рівняння (15) виглядає наступним чином:

$$\begin{bmatrix} S_{1від} \\ S_{2від} \\ S_{3від} \\ S_{4від} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & 0 & 0 \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & 0 & 0 \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & 0 & 0 \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} S_{1вип} \\ S_{2вип} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \qquad (17)$$

або у вигляді:

$$\left[S_{від}\right] = \left[\alpha\right] \cdot \left[S_{вип.л.в.(л.г.)}\right], \qquad (18)$$

а матриця коефіцієнтів запишеться так:

$$\left[\alpha\right] = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} \end{bmatrix}. \qquad (19)$$

Параметри Стокса випромінюваної та відбитої хвилі не є незалежними, між ними існують чотири лінійні рівняння:

$$\left.\begin{aligned} S_{1від} &= \alpha_{11} S_{1вип} + \alpha_{12} S_{2вип} \\ S_{2від} &= \alpha_{21} S_{1вип} + \alpha_{22} S_{2вип} \\ S_{3від} &= \alpha_{31} S_{1вип} + \alpha_{32} S_{2вип} \\ S_{4від} &= \alpha_{41} S_{1вип} + \alpha_{42} S_{2вип} \end{aligned}\right\}, \qquad (20)$$

вирішення яких дозволяє визначити коефіцієнти матриці (19).

При опроміненні зони випадаючих опадів, в якій знаходиться навігаційний об'єкт, хвилею лінійної поляризації з нахилом електричного вектору під кутом 45° рівняння (15) подається у вигляді:

$$\begin{bmatrix} S_{1від} \\ S_{2від} \\ S_{3від} \\ S_{4від} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & 0 & \alpha_{13} & 0 \\ \alpha_{21} & 0 & \alpha_{23} & 0 \\ \alpha_{31} & 0 & \alpha_{33} & 0 \\ \alpha_{41} & 0 & \alpha_{43} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} S_{1вип} \\ 0 \\ S_{3вип} \\ 0 \end{bmatrix}. \qquad (21)$$

або у вигляді:

$$\left[S_{від}\right] = \left[\alpha\right] \cdot \left[S_{вип.л.45^o}\right], \qquad (22)$$

а матриця коефіцієнтів $\left[\alpha\right]$ запишеться наступним чином:

$$\left[\alpha\right] = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{13} \\ \alpha_{21} & \alpha_{23} \\ \alpha_{31} & \alpha_{33} \\ \alpha_{41} & \alpha_{43} \end{bmatrix}. \qquad (23)$$

З (21) лінійні співвідношення між параметрами Стокса подаються у вигляді:

$$\left.\begin{aligned} S_{1від} &= \alpha_{11} S_{1вип} + \alpha_{13} S_{3вип} \\ S_{2від} &= \alpha_{21} S_{1вип} + \alpha_{23} S_{3вип} \\ S_{3від} &= \alpha_{31} S_{1вип} + \alpha_{33} S_{3вип} \\ S_{4від} &= \alpha_{41} S_{1вип} + \alpha_{43} S_{3вип} \end{aligned}\right\}. \qquad (24)$$

При опроміненні зони випадаючих опадів, в якій знаходиться навігаційний об'єкт, хвилею кругової поляризації лівого або правого обертання електричного вектору, рівняння (21) подається у вигляді:

$$\begin{bmatrix} S_{1від} \\ S_{2від} \\ S_{3від} \\ S_{4від} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & 0 & 0 & \alpha_{14} \\ \alpha_{21} & 0 & 0 & \alpha_{24} \\ \alpha_{31} & 0 & 0 & \alpha_{34} \\ \alpha_{41} & 0 & 0 & \alpha_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} S_{1вип} \\ 0 \\ 0 \\ S_{4вип} \end{bmatrix}, \qquad (25)$$

а також у вигляді трьох матриць:

$$\left[S_{від}\right] = \left[\alpha\right] \cdot \left[S_{вип.кр.}\right], \qquad (26)$$

матриця коефіцієнтів $\left[\alpha\right]$ запишеться наступним чином:

$$\left[\alpha\right] = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{14} \\ \alpha_{21} & \alpha_{24} \\ \alpha_{31} & \alpha_{34} \\ \alpha_{41} & \alpha_{44} \end{bmatrix}. \qquad (27)$$

Між параметрами Стокса випромінюваної та відбитої хвилі існують такі лінійні співвідношення:

$$\left.\begin{aligned} S_{1від} &= \alpha_{11} S_{1вип} + \alpha_{14} S_{4вип} \\ S_{2від} &= \alpha_{21} S_{1вип} + \alpha_{24} S_{4вип} \\ S_{3від} &= \alpha_{31} S_{1вип} + \alpha_{34} S_{4вип} \\ S_{4від} &= \alpha_{41} S_{1вип} + \alpha_{44} S_{4вип} \end{aligned}\right\}. \qquad (28)$$

У судновій РЛС використовується метод радіолокаційного спостереження навігаційного об'єкта при однопозиційній радіолокації, коли передавальна та приймаюча антени розташовані в одній точці простору, а матриця коефіцієнтів є матрицею зворотного розсіювання:

$$[\alpha] = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} & \alpha_{14} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} & \alpha_{24} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} & \alpha_{34} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} & \alpha_{43} & \alpha_{44} \end{bmatrix}. \qquad (29)$$

Матриця зворотного розсіювання характеризує розсіювальні властивості об'єкта радіолокаційного спостереження при протилежних напрямах поширення випромінюваної (падаючої на об'єкт) і розсіяної об'єктом (відбитої) електромагнітної хвилі, тобто, оператором розсіювання з погляду перетворення поляризації хвилі об'єктом при зворотному розсіюванні, щодо лінійного і кругового базисів.

Елементи матриці (29) α_{ij} є функціями однієї змінної *t*, тобто:

$$\alpha_{ij} = \alpha_{ij}(t). \qquad (30)$$

Похідна матриці (29) визначається наступним співвідношенням:

$$\frac{d}{dt}[\alpha]=\begin{bmatrix} \frac{d\alpha_{11}}{dt} & \frac{d\alpha_{12}}{dt} & \frac{d\alpha_{13}}{dt} & \frac{d\alpha_{14}}{dt} \\ \frac{d\alpha_{21}}{dt} & \frac{d\alpha_{22}}{dt} & \frac{d\alpha_{23}}{dt} & \frac{d\alpha_{24}}{dt} \\ \frac{d\alpha_{31}}{dt} & \frac{d\alpha_{32}}{dt} & \frac{d\alpha_{33}}{dt} & \frac{d\alpha_{34}}{dt} \\ \frac{d\alpha_{41}}{dt} & \frac{d\alpha_{42}}{dt} & \frac{d\alpha_{43}}{dt} & \frac{d\alpha_{44}}{dt} \end{bmatrix}. \tag{31}$$

Інтеграл матриці (29) можна подати у вигляді:

$$\int_{t_0}^{t}[\alpha]dt=\begin{bmatrix} \int_{t_0}^{t}\alpha_{11}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{12}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{13}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{14}dt \\ \int_{t_0}^{t}\alpha_{21}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{22}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{23}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{24}dt \\ \int_{t_0}^{t}\alpha_{31}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{32}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{33}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{34}dt \\ \int_{t_0}^{t}\alpha_{41}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{42}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{43}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{44}dt \end{bmatrix}. \tag{32}$$

Тоді похідна матриці (29) запишеться у вигляді:

$$\frac{d}{dt}[\alpha]=\begin{bmatrix} \frac{d\alpha_{11}}{dt} & \frac{d\alpha_{12}}{dt} \\ \frac{d\alpha_{21}}{dt} & \frac{d\alpha_{22}}{dt} \\ \frac{d\alpha_{31}}{dt} & \frac{d\alpha_{32}}{dt} \\ \frac{d\alpha_{41}}{dt} & \frac{d\alpha_{42}}{dt} \end{bmatrix}, \tag{33}$$

а її інтеграл визначається співвідношенням:

$$\int_{t_0}^{t}[\alpha]dt=\begin{bmatrix}\int_{t_0}^{t}\alpha_{11}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{12}dt\\ \int_{t_0}^{t}\alpha_{21}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{22}dt\\ \int_{t_0}^{t}\alpha_{31}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{32}dt\\ \int_{t_0}^{t}\alpha_{41}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{42}dt\end{bmatrix}. \qquad (34)$$

Похідна матриці (19) запишеться у вигляді:

$$\frac{d}{dt}[\alpha]=\begin{bmatrix}\frac{d\alpha_{11}}{dt} & \frac{d\alpha_{13}}{dt}\\ \frac{d\alpha_{21}}{dt} & \frac{d\alpha_{23}}{dt}\\ \frac{d\alpha_{31}}{dt} & \frac{d\alpha_{33}}{dt}\\ \frac{d\alpha_{41}}{dt} & \frac{d\alpha_{43}}{dt}\end{bmatrix}, \qquad (35)$$

а її інтеграл у вигляді:

$$\int_{t_0}^{t}[\alpha]dt=\begin{bmatrix}\int_{t_0}^{t}\alpha_{11}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{13}dt\\ \int_{t_0}^{t}\alpha_{21}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{23}dt\\ \int_{t_0}^{t}\alpha_{31}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{33}dt\\ \int_{t_0}^{t}\alpha_{41}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{43}dt\end{bmatrix}. \qquad (36)$$

Похідна матриці (27) запишеться у вигляді:

$$\frac{d}{dt}[\alpha]=\begin{bmatrix} \frac{d\alpha_{11}}{dt} & \frac{d\alpha_{14}}{dt} \\ \frac{d\alpha_{21}}{dt} & \frac{d\alpha_{24}}{dt} \\ \frac{d\alpha_{31}}{dt} & \frac{d\alpha_{34}}{dt} \\ \frac{d\alpha_{41}}{dt} & \frac{d\alpha_{44}}{dt} \end{bmatrix}, \qquad (37)$$

а її інтеграл у вигляді:

$$\int_{t_0}^{t}[\alpha]dt=\begin{bmatrix} \int_{t_0}^{t}\alpha_{11}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{14}dt \\ \int_{t_0}^{t}\alpha_{21}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{24}dt \\ \int_{t_0}^{t}\alpha_{31}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{34}dt \\ \int_{t_0}^{t}\alpha_{41}dt & \int_{t_0}^{t}\alpha_{44}dt \end{bmatrix}. \qquad (38)$$

Загалом рішення системи лінійних диференціальних рівнянь першого порядку запишеться:

$$\left.\begin{aligned}
\frac{dS_{1від}}{dt} &= \alpha_{11}S_{1вип} + \alpha_{12}S_{2вип} + \alpha_{13}S_{3вип} + \alpha_{14}S_{4вип} \\
\frac{dS_{2від}}{dt} &= \alpha_{21}S_{1вип} + \alpha_{22}S_{2вип} + \alpha_{23}S_{3вип} + \alpha_{24}S_{4вип} \\
\frac{dS_{3від}}{dt} &= \alpha_{31}S_{1вип} + \alpha_{32}S_{2вип} + \alpha_{33}S_{3вип} + \alpha_{34}S_{4вип} \\
\frac{dS_{4від}}{dt} &= \alpha_{41}S_{1вип} + \alpha_{42}S_{2вип} + \alpha_{43}S_{3вип} + \alpha_{44}S_{4вип}
\end{aligned}\right\}. \qquad (39)$$

Для визначення коефіцієнтів системи рівнянь (39) (α_{11} … α_{44}) необхідно мати відомості про параметри Стокса $S_{1від}$, $S_{2від}$, $S_{3від}$, $S_{4від}$, при опроміненні об'єкта радіолокаційного спостереження судновою РЛС електромагнітними хвилями чотирьох фіксованих поляризацій, розглянутих вище або неполяризованою хвилею, хвилею лінійної горизонтальної (вертикальної) поляризації, хвилею лінійної з кутом нахилу вектору поля в 45° і хвилею кругової поляризації (правого або лівого обертання вектору). Однак параметри Стокса відбитої хвилі пов'язані з мікроструктурою об'єкта, що відбиває, і їх теоретичне обчислення є складним завданням. Позначаючи через D операцію диференціювання, система рівнянь (39) запишеться за допомогою матричних позначень таким чином:

$$\left[DS_{від}\right] = \left[\alpha\right] \cdot \left[S_{вип}\right]. \qquad (40)$$

Параметри Стокса електромагнітної хвилі, що випромінюється антеною суднової РЛС, не залежать від часу t, і приймаються рівними одиниці. Тоді рівняння (40) запишеться у вигляді:

$$\left[DS_{від}\right] = \left[\alpha\right], \qquad (41)$$

або

$$\frac{d}{dt}\left(S_{від}\right) = \left[\alpha\right]. \qquad (42)$$

Підставимо початкові умови для відбитої хвилі, коли момент часу $t = t_0$, тоді:

$$\left[S_{від}\right]=\left[S_{від}\left(t_0\right)\right], \qquad (43)$$

а інтегральне рівняння запишеться так:

$$\left[S_{від}\left(t\right)\right]=\left[S_{від}\left(t_0\right)\right]+\int_{t_0}^{t}\left[\alpha\left(t\right)\right]\left[S_{від}\left(t\right)\right]dt\,. \qquad (44)$$

Рішення рівняння (44) можно здійснити послідовним наближенням, (метод Пікара) з введенням оператора *Q,* який визначає операцію інтегрування $\int_{t_0}^{t}\alpha\left(t\right)dt$, тобтодозволяє отримати [5]:

$$\left[S_{від}\left(t\right)\right]=\left\{\left[1\right]+Q\left[\alpha\right]+Q\left[\alpha\right]Q\left[\alpha\right]+Q\left[\alpha\right]Q\left[\alpha\right]Q\left[\alpha\right]+...\right\}\left[S_{від}\left(t_0\right)\right]. \qquad (45)$$

Оператор інтегрування $\Omega^{t_0,t}$, дозволяє отримати результат його операції зробленої над матрицею у вигляді:

$$\Omega^{t_0,t}=\left\{\left[1\right]+\int_{t_0}^{t}\left[\alpha\right]dt+\int_{t_0}^{t}\left[\alpha\right]dt\int_{t_0}^{t}\left[\alpha\right]dt+\int_{t_0}^{t}\left[\alpha\right]dt\int_{t_0}^{t}\left[\alpha\right]dt\int_{t_0}^{t}\left[\alpha\right]dt+...\right\}. \qquad (46)$$

В підсумку рішення системи (43) запишеться у вигляді:

$$\left[S_{від}\left(t\right)\right]=\Omega^{t_0,t}\left[\alpha\right]\left[S_{від}\left(t_0\right)\right]. \qquad (47)$$

Диференціювання інтегрального оператора $\Omega^{t_0,t}\left[\alpha\right]$ по *t* дозволяє отримати наступний результат:

$$\frac{d}{dt}\Omega^{t_0,t}\left[\alpha\right]=\left[\alpha\right]\Omega^{t_0,t}\left[\alpha\right]. \qquad (48)$$

Однак, коефіцієнти α є функціями змінної *t*, кінцевими для всіх значень інтервалу (t_0, *t*), тому обчислення $\Omega^{t_0,t}\left[\alpha\left(t\right)\right]$ є скрутним і для отримання наближеного рішення інтервал (t_0 , *t*) поділяється на відрізки, в яких коефіцієнти α розглядаються як постійні і тоді (48)) записується у вигляді:

$$\Omega^{t_0,t}\left[\alpha\right]=e^{[\alpha](t-t_0)}, \tag{49}$$

тому що в цьому випадку:

$$Q[\alpha]Q[\alpha]Q[\alpha]...Q[\alpha]=\frac{\left(t-t_0\right)^n}{n!}[\alpha]^n. \tag{50}$$

А з урахуванням (49) рівняння (47) записується у вигляді:

$$\left[S_{від}\left(t\right)\right]=e^{[\alpha](t-t_0)}\left[S_{від}\left(t_0\right)\right]. \tag{51}$$

Матриця $e^{[\alpha](t-t_0)}$ обчислюється за допомогою формули Бейкера [5] .

Практична реалізація визначення відбивних властивостей об'єктів радіолокаційного спостереження судновою РЛС (елементів матриці розсіювання α_{11} … α_{44}) легко здійснюється шляхом опромінення судновою РЛС об'єкта, що спостерігається, неполяризованою хвилею, хвилею лінійної вертикальної (горизонтальної) поляризації, лінійно поляризованою хвилею з кутом нахилу вектору поля у 45° відносно горизонтальної осі обраного лінійного базису та хвилею кругової поляризації (правого або лівого обертання вектору).

При опроміненні атмосферного об'єкта неполяризованою хвилею рівняння (15) запишеться наступним чином:

$$\begin{bmatrix} S'_{1від} \\ S'_{2від} \\ S'_{3від} \\ S'_{4від} \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} \alpha_{11} & 0 & 0 & 0 \\ \alpha_{21} & 0 & 0 & 0 \\ \alpha_{31} & 0 & 0 & 0 \\ \alpha_{41} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}\cdot\begin{bmatrix} S'_{1вип} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \tag{52}$$

З (52) виходять чотири лінійні рівняння:

$$\begin{aligned} S'_{1від} &= \alpha_{11} S'_{1вип} \\ S'_{2від} &= \alpha_{21} S'_{1вип} \\ S'_{3від} &= \alpha_{31} S'_{1вип} \\ S'_{4від} &= \alpha_{41} S'_{1вип} \end{aligned} . \qquad (53)$$

З (53) визначаються коефіцієнти першого стовпця матриці (29):

$$\alpha_{11} = \frac{S'_{1від}}{S'_{1вмп}}; \alpha_{21} = \frac{S'_{2від}}{S'_{1вип}}; \alpha_{31} = \frac{S'_{3від}}{S'_{1вип}}; \alpha_{41} = \frac{S'_{4від}}{S'_{1вип}}. \qquad (54)$$

Параметри Стокса відбитої хвилі $S'_{1від}, S'_{2від}, S'_{3від}, S'_{4від}$ вимірюються судновою РЛС, а параметр Стокса $S'_{1вип}$ відомий заздалегідь, тому коефіцієнти першого стовпця матриці легко вимірюються експериментально і їх значення виводяться на дисплей суднової комп'ютера РЛС.

Для визначення коефіцієнтів другого стовпця матриці (29) атмосферний об'єкт опромінюється електромагнітною хвилею лінійної вертикальної поляризації для якої рівняння (15) запишеться у вигляді:

$$\begin{bmatrix} S''_{1від} \\ S''_{2від} \\ S''_{3від} \\ S''_{4від} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & 0 & 0 \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & 0 & 0 \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & 0 & 0 \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} S''_{1вип} \\ S''_{2вип} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \qquad (55)$$

а лінійні рівняння із (55) запишуться у вигляді:

$$\begin{aligned} S''_{1від} &= \alpha_{11} S''_{1вип} + \alpha_{12} S''_{2вип} \\ S''_{2від} &= \alpha_{21} S''_{1вип} + \alpha_{22} S''_{2вип} \\ S''_{3від} &= \alpha_{31} S''_{1вип} + \alpha_{32} S''_{2вип} \\ S''_{4від} &= \alpha_{41} S''_{1вип} + \alpha_{42} S''_{2вип} \end{aligned} , \qquad (56)$$

з яких визначаються коефіцієнти другого стовпця матриці (29):

$$\alpha_{12} = \frac{S''_{1від}}{S''_{1вип}} - \alpha_{11}; \alpha_{22} = \frac{S''_{2від}}{S''_{1вип}} - \alpha_{21}; \alpha_{32} = \frac{S''_{3від}}{S''_{1вип}} - \alpha_{31}; \alpha_{42} = \frac{S''_{4від}}{S''_{1вип}} - \alpha_{41}, \quad (57)$$

де $S''_{1вип} = S''_{2вип}$, а коефіцієнти матриці α_{11}, α_{21}, α_{31}, α_{41} визначені у співвідношенні (54).

Для визначення коефіцієнтів третього стовпця матриці (15) атмосферний об'єкт необхідно опромінити електромагнітною хвилею лінійної поляризації з кутом нахилу вектору поля 45°. Для такої хвилі $S'''_{1вип} = S'''_{3вип}$ та за аналогією з (57) коефіцієнти третього стовпця матриці (15) будуть визначатися співвідношеннями:

$$\alpha_{13} = \frac{S'''_{1від}}{S'''_{1вип}} - \alpha_{11}; \alpha_{23} = \frac{S'''_{2від}}{S'''_{1вип}} - \alpha_{21}; \alpha_{33} = \frac{S'''_{3від}}{S'''_{1вип}} - \alpha_{31}; \alpha_{43} = \frac{S'''_{4від}}{S'''_{1вип}} - \alpha_{41}. \quad (58)$$

Опромінення атмосферного об'єкта електромагнітною хвилею кругової поляризації дозволяє визначити четвертий стовпець матриці (15) з урахуванням того, що $S''''_{1вип} = S''''_{4вип}$, тоді за аналогією з (57):

$$\alpha_{14} = \frac{S''''_{1від}}{S''''_{1вип}} - \alpha_{11}; \alpha_{24} = \frac{S''''_{2від}}{S''''_{1вип}} - \alpha_{21}; \alpha_{34} = \frac{S''''_{3від}}{S''''_{1вип}} - \alpha_{31}; \alpha_{44} = \frac{S''''_{4від}}{S''''_{1вип}} - \alpha_{41}. \quad (59)$$

В результаті послідовного опромінення атмосферного об'єкта електромагнітними хвилями чотирьох фіксованих поляризацій і вимірювання параметрів Стокса відбитої хвилі, для кожної поляризації опромінюючої хвилі, повністю визначається матриця розсіювання атмосферного об'єкта, яка характеризує його відбивні властивості. Розбіжності у значеннях коефіцієнтів матриць певних атмосферних утворень використовують у методиці їх ідентифікації, а також на вирішення завдання поляризаційної селекції навігаційних об'єктів, що знаходяться у зоні атмосферного утворення. Випромінювання електромагнітної хвилі певної поляризації

здійснюється автоматично за певною програмою, а весь процес вимірювання коефіцієнтів матриці становить кілька секунд, що знаходиться в межах зміни фізичного стану внутрішньої структури атмосферного об'єкта.

Висновки та перспектива подальшої роботи за цим напрямком

Розглянуто функціональні зв'язки між судновою РЛС та атмосферним середовищем. Встановлено основний інформаційний потік для будь-якого моменту часу, сформований атмосферним середовищем, де знаходиться навігаційний об'єкт і представлений у вигляді трьох матриць.

Реалізовано модель взаємодії суднової РЛС з атмосферним середовищем, відбиваючі властивості якого визначаються шляхом теоретичного та експериментального дослідження коефіцієнтів матриці Мюллера, які несуть всю інформацію про атмосферне середовище. При моделюванні відбиваючих властивостей атмосферного утворення, використані дійсні енергетичні параметри Стокса.

Показано, що теоретичне обчислення коефіцієнтів матриці Мюллера є складним завданням, тому представлена методика їхнього експериментального вимірювання за допомогою суднової РЛС. Однак, функціональна побудова суднової РЛС повинна дозволяти випромінювати та приймати електромагнітну хвилю будь-якої поляризації з формуванням параметрів Стокса як на випромінювання, так і на прийом. Тому подальше дослідження в даному напрямку будуть присвячені розробці функціональної схеми суднової поляризаційної РЛС з автоматичною обробкою та поданням отриманої інформації, що дозволить виділити луна-сигнал навігаційного об'єкта з луна-сигналу атмосферного середовища.

ЛІТЕРАТУРА

1 Путятин В.Г. Радиолокационное распознавание навигационных объектов на пути судна по поляризационным параметрам электромагнитной волны / В.Г. Путятин, Д.М. Корбан, С.Ю. Гуденко и др // Математичні машини і системи, 2017. - №4. – С.120-128.

2 Акиншин Р.Н. Модель матричной взаимнокорреляционной функции зондирующего и отраженного векторных сигналов для концептуального проектирования радиолокатора с синтезированной апертурой на воздушном носителе /Акиншин Р.Н., Есиков О.В., За-

тучный Д.А., Петешов А.В. // Научный вестник МГТУ ГА, 2019; 22(2):86-95. https://doi.org/10.26467/2079-0619-2019-22-2-86-95

3 Залевский А.П. Оценка эффективности пространственно-временной и время-пространственной фильтрации сигналов в когерентно-импульсных РЛС / Залевский А.П., Пиза Д.М., Пресняк И.С., Сиренко А.С. // Радіоелектроніка. Інформатика. Управління. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2012. – №2. – С.39-44.

4 Путятин В. Г. Матрица распространения радиолокационного информационного канала при радиолокационном наблюдении навигационных объектов на пути судна / Путятин В.Г., Корбан Д.В., Князь А.И. // Математические машины и системы, 2018. - №2. – С.141-147.

5 Методы приближенного решения задачи Коши: Учебное пособие / К.В. Григорьева, С. Е. Михеев. – СПб: СПб ГУ, 2010. - с.56

6 Верба В. С., Неронский Л. Б., Осипов И. Г., Турук В. Э. Радиолокационные системы землеобзора космического базирования. Под ред. В. С. Вербы. М.: Радиотехника, 2010, 680 с.

7 Ботов М. И., Вяхирев В. А., Девотчак В. В. Введение в теорию радиолокационных систем: монография. Под ред. М. И. Ботова. Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2012, 394 с.

8 Ахияров В. В., Нефедов С. И, Николаев А. И. Радиолокационные системы. Под ред. А. И. Николаева. 2-е изд., М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018, 349 с. ISBN 978-5-7038-4823-4.

9 Корбан Д.В.,Волков А.Н, Корбан В.Х., Дегтярева Л.Н Использование матрицы когерентности частично поляризованной волны для повышения эффективности радиолокационного наблюдения объектов//Цифровые технологии, ОНАЗ ім.О.С.Попова, Одеса. - №23, 2018. - С.131-142

10 Корбан Д.В., Бурмака І.О. Кінцевомірні розподіли при радіолокаційному спостереженні навігаційних об'єктів / Корбан Д.В., Бурмака І.О. // Судноводіння: Зб. наук. праць/ НУ «ОМА», Вип. 29. – Одеса: Е 89 «ВидавІнформ», 2019. – С. 106 – 115.

11 William L. Melvin; James A. Scheer Principles of Modern Radar: Volume 3: Radar Applications, Institution of Engineering & Technology,2013. – 820 p. ISBN: 9781891121548.

12 Richard Klemm; Ulrich Nickel; Christoph Gierull; Pierfrancesco Lombardo; Hugh Griffiths; Wolfgang Koch Novel Radar Techniques and Applications Volume 1: Real Aperture Array Radar, Imaging Radar, and Passive and Multistatic Radar, Institution of Engineering & Technology, 2017. – 951 p. ISBN: 9781613532256.

13 Richard Klemm; Ulrich Nickel; Christoph Gierull; Pierfrancesco Lombardo; Hugh Griffiths; Wolfgang Koch Novel Radar Techniques and Applications Volume 2: Waveform Diversity and Cognitive Radar, and Target Tracking and Data Fusion, SciTech Publishing, 2017 – 553 p. ISBN: 9781613532263.

14 Michael C. Wicks; Eric L. Mokole; Shannon D. Blunt; Richard S. Schneible; Vincent J. Amuso Principles of Waveform Diversity and Design, Scitech Publishing, 2011 - 1228 p. ISBN: 9781891121951.

15 Clive Alabaster Pulse Doppler Radar: Principles, technology, applications, SciTech Publishing Inc, United States, 2012. – 420 p. ISBN: 9781891121982.

REFERENCES

1 Putyatin V.G. Radiolokatsionnoye raspoznavaniye navigatsionnykh obyektov na puti sudna po polyarizatsionnym parametram elektromagnitnoy volny / V.G. Putyatin. D.M. Korban. S.Yu. Gudenko i dr // Matematichni mashini i sistemi. 2017. - №4. – S.120-128.

2 Akinshin R.N. Model matrichnoi? vzaimnokorrelyatsionnoi? funktsii zondiruyushchego i otrazhennogo vektornykh signalov dlya kontseptualnogo proyektirovaniya radiolokatora s sintezirovannoi? aperturoi? na vozdushnom nositele /Akinshin R.N.. Esikov O.V.. Zatuchnyi? D.A.. Peteshov A.V. // Nauchnyy vestnik MGTU GA. 2019; 22(2):86-95. https://doi.org/10.26467/2079-0619-2019-22-2-86-95

3 Zalevskiy A.P. Otsenka effektivnosti prostranstvenno-vremennoy i vremya-prostranstvennoy filtratsii signalov v kogerentno-impulsnykh RLS / Zalevskiy A.P.. Piza D.M.. Presnyak I.S.. Sirenko A.S. // Radioyelektronika. Informatika. Upravlinnya. – Zaporizhzhya: ZNTU. 2012. – №2. – S.39-44.

4 Putyatin V. G. Matritsa rasprostraneniya radiolokatsionnogo informatsionnogo kanala pri radiolokatsionnom nablyudenii navigatsionnykh obyektov na puti sudna / Putyatin V.G.. Korban D.V.. Knyaz A.I. // Matematicheskiye mashiny i sistemy. 2018. - №2. – S.141-147.

5 Metody priblizhennogo resheniya zadachi Koshi: Uchebnoye posobiye / K.V. Grigoryeva. S. E. Mikheyev. – SPb: SPb GU. 2010. - s.56.

6. Verba V. S., Neronskiy L. B., Osipov I. G., Turuk V. E. Radiolokacionnie sistemi zemleobzora kosmitcheskogo bazirovaniya [Space

Based Radar Surveillance Systems]. Pod red. V.S. Verbi. M.: Radiotehnika, 2010, 680 s.

7. Botov M. I., Vyahirev V. A., Devotchak V. V. Vvedenie v teoriyu radiolokatcionnih sistem: monografiya. [Introduction
to the theory of radar systems: monograph]. Pod red. M.I. Botova. Krasnoyarsk: Sib. federal. un-t, 2012, 394 s.

8. Akhiyarov V. V., Nefedov S. I, Nikolaev A. I. Radiolokaczionny`e sistemy`. [Radar systems]. Pod red. A.I. Nikolaeva. 2-e izd., M.: Izd. MGTU im. N.E`. Baumana, 2018, 349 s. ISBN 978-5-7038-4823-4.

9 Korban D.V..Volkov A.N. Korban V.Kh.. Degtyareva L.N Ispolzovaniye matritsy kogerentnosti chastichno polyarizovannoy volny dlya povysheniya effektivnosti radiolokatsionnogo nablyudeniya obyektov//Tsifrovyye tekhnologii. ONAZ im.O.S.Popova. Odesa. - №23. 2018. - S.131-142.

10 Korban D.V.. Burmaka I.O. Kintsevomirni rozpodili pri radiolokatsiynomu sposterezhenni navigatsiynikh ob'єktiv / Korban D.V.. Burmaka I.O. // Sudnovodinnya: Zb. nauk. prats/ NU «OMA». Vip. 29. – Odesa: E 89 «VidavInform». 2019. – S. 106 – 115.

11 William L. Melvin; James A. Scheer Principles of Modern Radar: Volume 3: Radar Applications, Institution of Engineering & Technology,2013. – 820 p. ISBN: 9781891121548.

12 Richard Klemm; Ulrich Nickel; Christoph Gierull; Pierfrancesco Lombardo; Hugh Griffiths; Wolfgang Koch Novel Radar Techniques and Applications Volume 1: Real Aperture Array Radar, Imaging Radar, and Passive and Multistatic Radar, Institution of Engineering & Technology, 2017. – 951 p. ISBN: 9781613532256.

13 Richard Klemm; Ulrich Nickel; Christoph Gierull; Pierfrancesco Lombardo; Hugh Griffiths; Wolfgang Koch Novel Radar Techniques and Applications Volume 2: Waveform Diversity and Cognitive Radar, and Target Tracking and Data Fusion, SciTech Publishing, 2017 – 553 p. ISBN: 9781613532263.

14 Michael C. Wicks; Eric L. Mokole; Shannon D. Blunt; Richard S. Schneible; Vincent J. Amuso Principles of Waveform Diversity and Design, Scitech Publishing, 2011 - 1228 p. ISBN: 9781891121951.

15 Clive Alabaster Pulse Doppler Radar: Principles, technology, applications, SciTech Publishing Inc, United States, 2012. – 420 p. ISBN: 9781891121982.

10.31653/smf343.2021.196-206

Палагін О. М.
Дунайський Інститут НУ «ОМА»

КОНТРОЛЬ ЗА БАЛАСТНОЮ СИСТЕМОЮ НА ПОГРУЖНИХ МОРСЬКИХ СУДНАХ ПІД ЧАС ВАНТАЖНИХ ОПЕРАЦІЙ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Сучасні тенденції в розвитку суден погружного типу, що використовуються для перевезення великогабаритних і нестандартних вантажів вимагають використання нових підходів до технології їх експлуатації. На перше місце виступають вимоги до підвищення надійності їх роботи при хвилюванні морської поверхні і скорочення термінів проведення вантажних операцій. На цих суднах в силу специфіки їх конструкцій під час операцій занурення або спливання завжди присутня велика проблема. Йдеться про виникнення і подальший хаотичний рух великих паразитних повітряних обсягів у середині заповнених водою баластних танків судна. Через їх великий об’єм, а значить і високі інерційні характеристики завжди має місце посилення хитавиці судна. Також виникають високі додаткові навантаження на корпус судна, що досить часто призводить до аварійних ситуацій. Може йти мова навіть про втрату вантажу або затоплення судна.

Таким чином, мета досліджень полягала у збільшенні ефективності роботи і підвищенні експлуатаційних характеристик суден погружного типу шляхом розробки нової технології усунення надлишкових паразитних об’ємів повітря в суднових технологічних танках. Об'єктом дослідження був процес затоплення або спливання суден погружного типу в умовах хвилювання морської поверхні, а предметом дослідження була технологічна система заповнення або спорожнення баластних танків. Наукової гіпотезою було припущення про можливість зменшення показників неконтрольованої хитавиці судна і зменшення кута крену. Це призведе до зменшення хитавиці судна і зменшить ймовірність настання аварії при його експлуатації. Рішення головного завдання було реалізовано за рахунок його декомпозиції на ряд незалежних між собою допоміжних завдань досліджень. При їх вирішенні були отримані нові наукові результати. Прийнята наукова гіпотеза була повністю підтверджена отриманими результатами як теоретичного моделювання, так і експериментальними дослідженнями в умовах роботи судна.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У сфері вантажоперевезень цей флот представляє собою окремий клас суден. Так, як приклад, згідно з даними компанії Dockwise-Boskalis[8] максимальна довжина судна Dockwise Vanguard становить 275 м, ширина 70 м, а максимальна площа вантажної палуби дорівнює 19250 м². На таких суднах площа основи для вантажу може доходити до 23 тис. м², а максимальна вага вантажу може становити 110 тис. тон при швидкості руху судна в 14 вузлів.

а б

Рис. 1. Конструктивні виконання суден погружного типу SEMI–SUBMERSIBLEHEAVY–LIFT

а – поздовжня конструктивна компоновка;б – поперечна конструктивна компоновка.

Як видно на рисунку конструктивне виконання таких суден буває двох типів[1]. У першому випадку вантажна палуба розташована посередині між носом судна і його кормою. а в другому випадку вона розташована уздовж всього судна, а надбудови знаходяться по бортах судна.

Залежно від технологій, що використовуються при зануренні або спливанні, можуть бути виділені два принципово різних між собою класи суден. Головна відмінність між ними полягає в технології заповнення або спорожнення баластних танків. Перший клас працює на занурення або спливання за рахунок роботи штатних баластних насосів. Другий клас працює за рахунок системи компресорів, що створюють розрядження або підвищений тиск всередині танків. Приклад першого класу показаний на рис. 2.

Рис. 2 Судно «Target»

Це хевіліфт «Таргет» і на цьому судні була виконана більша частина досліджень. Схема баластних насосів цього судна показана на рис. 3. Тут видно, що в технологічній схемі використовуються чотири баластних насоса. П'ятий насос призначений для подачі забортної води під час режимів пікових навантажень. Найчастіше він використовується в операціях, пов'язаних з вирівнюванням крену судна при сильному хвилюванні морської поверхні.

Приклад схеми розташування компресорної системи на судні «Трансшельф» показаний на рисунку 4. Ця схема є типовою і використовується практично на всіх суднах хевіліфтах. Тут видно, що робота компресорів все одно дублюється роботою системи насосів, які включаються починаючи з певного рівня наповненості баластних танків.

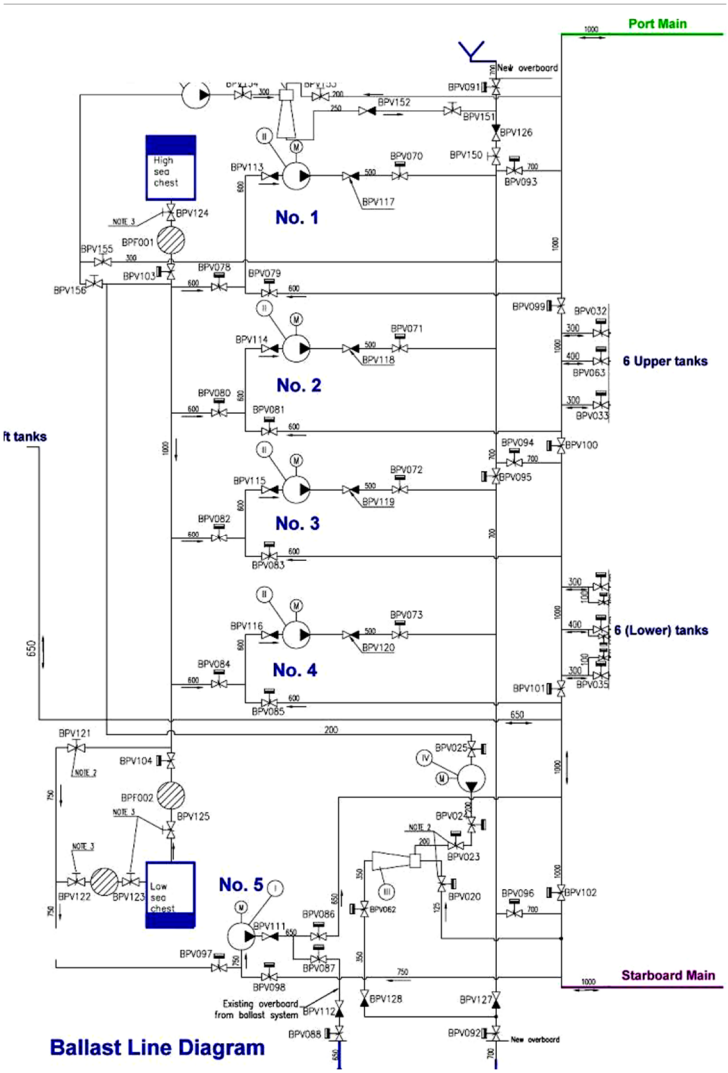


Рис. 3 Схема розташування баластних насосів на Heavy–Lift Target

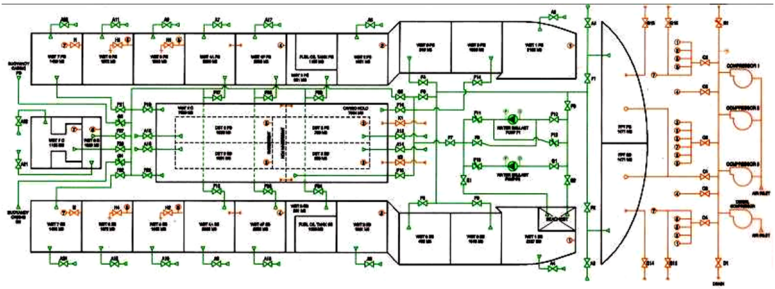


Рис. 4 Схема розташування компресорів на Heavy–Lift «Transshelf»

Різниця між двома класами суден полягає в часі заповнення танків[7]. У першого класу суден воно становить в середньому 24 години, а у другого класу воно знаходиться в межах від 8 до 14 годин.

Постановка завдання. Затоплення судна завжди йде за рахунок наповнення танків подвійного дна і центральних танків. Їх схема є типовою. Від судна до судна змінюються тільки розміри танків При детальному аналізі їх конструктивних і технологічних параметрів повинні бути сформульовані основні умови вдосконалення тих технічних систем які відповідають за безперебійну роботу судна під час занурення або спливання [3]. Основна проблема полягає в підтримці диференту судна при цих операціях. Єдиним технічним прийомом в цьому випадку є комбіноване поєднання операцій попереднього і основного баластування судна [2]. В ході їх проведення безперервно проводиться зміна диференту і крену судна. При повному заповненні танків практично завжди спостерігається виникнення паразитних обсягів повітря, які представляють собою постійно рухомий повітряний міхур. Максимальне значення таких паразитних об’ємів повітря може доходити до 10% від обсягу танків, а якщо в числах, то на судні виникає защемлення корисного простору танка в обсязі від чотирьохсот до 700 м^3. Рух в баластних танках таких колосальних повітряних об’ємів під час хитавиці судна завжди призводить до неконтрольованого розхитування судна і підвищує ймовірність настання аварії. Під час свого коливального руху в танку паразитні міхури можуть викликати явища таких коливань, коли збіг частоти коливального руху повітряного міхура всередині танка може збігтися з частотою коливань взаємодіючих з корпусом судна морських хвиль. Приклад такої аварії показаний на рис. 5.

Рис. 5 Втрата остійності судном «MV Transporter»

Виклад основного матеріалу дослідження. Для вирішення цієї проблеми було запропоновано підхід, який базується на принципі гідродинамічних нестійкостей [6]. Він заснований на тому, що в разі руйнування повітряного міхура в воді на кордоні розділу між водою і повітрям в зоні турбулентного перемішування завжди виникає скачок концентрації води [9]. У застосуванні до розв'язуваної науково-технічної задачі мається на увазі поділ одиничного повітряного міхура великого розміру на ряд дрібних і не взаємодіючих між собою повітряних об’ємів. Такий поділ можна зробити за рахунок подачі з верхньої частини суднового танка струменів повітря під тиском. Вони можуть створюватися за рахунок штатної суднової компресорної системи, яка повинна бути модернізована воздуховодами з ультразвуковими датчиками рівня і системою форсунок для створення струменів. В ході численних експериментів було вивчено вплив величини ударного тиску в повітряному струмені на швидкість руйнування паразитного повітряного міхура. На графіку рис. 6 показані результати розрахунку площі взаємодії ударного струменя з поверхнею паразитного міхура. На осі ординат показано безрозмірне співвідношення поточної площі міхура $S_т$ до його початкової площі $S_н$, а на осі абсцис значення кута атаки струменя. Ця крива відповідає величині площі взаємодії взятої в момент часу, що дорівнює 0,1 с, тобто фактично в момент початку руйнування паразитного міхура. На графіку видно, що при кутах атаки повітряного струменя до 14 градусів величина площі взаємодії залишається дуже високою.

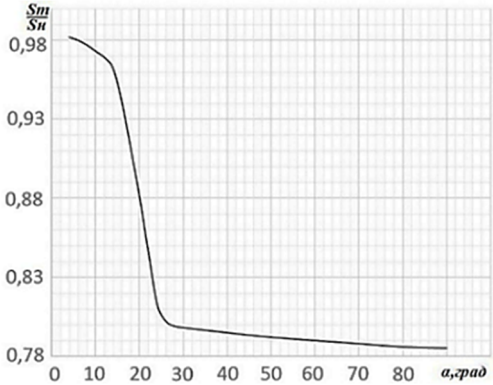


Рис. 6 Вплив кута атаки ударного струменя на площу взаємодії межи розділу повітря з водою в момент часу 0,1 с.

При проведенні досліджень в умовах роботи судна були розглянуті дві технології руйнування міхура. У першому випадку, створювалася область підвищеного тиску над поверхнею води в танку. Тут основні елементи це: компресор, повітряна лінія і датчики рівня баластної води в танку. Ультразвукові датчики рівня використовувалися як прилади подвійного призначення. Вони показували рівень води в танку і дозволяли визначати місце поточного розташування повітряного міхура. В ході експериментів встановлено, що технологія підвищеного тиску працює слабо оскільки зупинка руху паразитної повітряної пробки була тільки частковою і приводила тільки до деформації зовнішнього кордону міхура. Друга технологія з ударними струменями виявилася набагато краще. Як видно на рис. 7 була використана схема з набором сопел для подачі струменів з високим тиском. На подволоку танка були встановлені ультразвукові датчики рівня. Вони розставлялися зі змінним кроком по довжині повітряного трубопроводу високого тиску. Згущення місць установки датчиків відповідало кутовим зонам, де ймовірність знаходження паразитного повітряного об’єму є найбільш високою. При зіткненні струменів повітря з повітряним міхуром процес заповнення баластних танків був набагато ефективніший. В цьому випадку досягалась практично миттєва зміна об’єму паразитного повітря. У момент удару суцільний міхур руйнувався і спостерігався перехід до дрібно пухірцевої фази хвильового руху міхурів повітря на поверхні води в баластному танку.

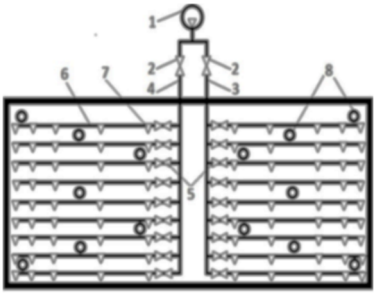


Рис. 7 Технологічна схема

1 – компресор; 2 – автоматичні клапани відсікачі; 3, 4 – контури лінії подачі повітря під тиском; 5 – клапан включення лінії з сопловими насадками; 6 – імпульсна повітряна лінія; 7 – сопла; 8 –ультразвуковий датчик.

При використанні дуже гострих кутів атаки під час зіткнень паразитного міхура зі струменями повітря під тиском спостерігалося практично миттєве його зникнення. У цьому випадку можливо було вплинути на зміну показників неконтрольованої хитавиці судна практично за одну фазу пневматичного удару. В основному цей вплив визначався повним зникненням паразитного повітря в баластному танку [5]. Всі експериментальні дослідження проводилися на судні HEAVY-LIFT «Target» компанії Dockwise-Boskalis. Основна спрямованість досліджень полягала в отриманні результатів, по зміні неконтрольованого кута крену судна при використанні системи розбивки паразитних повітряних обсягів [4].

Одним з основних критеріїв ефективності і якості роботи системи може виступати рівень неконтрольованої хитавиці судна. Різниця кутів крену в хитавиці судна при звичайному режимі експлуатації і при хитавиці під час роботи системи збільшується зі зростанням хвилювання морської поверхні. Дисбаланс в крені судна на малому і великому хвилюванні між собою відрізняється дуже сильно. Другою перевагою роботи розробленої системи руйнування паразитних повітряних обсягів є скорочення часу баластування суднових танків. Під час операції занурення судна під воду час стовідсоткового заповнення всіх баластних танків при роботі нової системи, відрізнявся від часу стандартної операції по їх заповненню на 12%. Якщо говорити про практичне впровадження розробленої технології то слід зазначити, що всі без винятку судна погружного типу комплектуються двома керуючими судновими системами OCTOPUS і CARGOMASTER. Вони постійно вимірюють основні конструктивні і механічні показники корпусу судна в ході його руху. Як видно на

рисунку 8 вимір динамічних навантажень на корпус судна здійснюють за рахунок датчиків деформації, які встановлюються уздовж всього корпусу судна. Їх головним призначенням є вимір зсувних зусиль і згинальних моментів на корпусі судна[5].

Рис. 8 Датчики динамічних навантажень системи OCTOPUS

Наша система повинна інтегруватися в ці системи теж, оскільки зниження кута крена судна буде приводити до менших навантажень на його корпус. Крім руйнування паразитного повітря дуже важливим питанням є подача баластної води в танк. Вона безпосередньо пов'язана з результатами проведених досліджень і визначається здатністю повітря збиратися в локально виділені об’єми. При заповненні баластного танка водою в місці роботи клапана з'являється точкове джерело дрібнодисперсних міхурів повітря, які в ході свого руху переходять від псевдоожиженого кластера до пухирчастих об’ємів або медузоподібних структур. З моменту початку заповнення баластних танків водою обидві суднові системи управління OCTOPUS і CARGOMASTER повинні використовувати показання ультразвукових датчиків рівня. Процес подачі струменів повітря повинен відбуватися дискретно. Ступінь дискретності роботи повітряних форсунок в першу чергу визначається початковим обсягом паразитного повітря. Величина ударного тиску є найважливішим параметром в роботі системи, При роботі системи він завжди є величиною змінною і залежить від хвилювання морської поверхні, ступеня заповнення баластного танка, кількості і сумарного обсягу паразитних повітряних міхурів. З урахуванням хвилювання морської поверхні ударний тиск повинен контролюватися автоматично. В цьому випадку сумарна регуляторна характеристика компресорної системи повинна координуватися із значенням кута крена і диферентом судна. Верхня межа ударного тиску повинна становити 0,7 МПа, а нижня 0,2 МПа. На підставі вимірів, проведених системами OCTOPUS і

CARGOMASTER було встановлено, що інтегрування розробленої системи видалення паразитних обсягів повітря в умовах роботи судна Heavy-Lift Target призвело під час операції повного занурення судна до зниження усереднених навантажень на його корпус в порівнянні з випадком звичайного занурення судна на 3,4%.

Висновки. Обгрунтованість і вірогідність результатів підтверджується коректно поставленим науковим завданням досліджень, використанням апробованого математичного апарату, відповідністю отриманих результатів і розрахунків. Результати досліджень є універсальними для всіх суден погружного типу SEMI-SUBMERSIBLE HEAVY-LIFT. Вони можуть використовуватися для підвищення їх експлуатаційних характеристик і зниження рівня неконтрольованого крену судна при його роботі на хвилюванні. Перспективними напрямками подальших досліджень можуть бути: створення методики визначення просторового розташування паразитного обсягу повітря всередині баластних танків в залежності від рівня хвилювання морської поверхні; розробка нових правил баластування суден погружного типу SEMI-SUBMERSIBLE HEAVY-LIFT з урахуванням отриманої в дослідженнях номограми якості роботи системи стабілізації крену судна за рахунок видалення з суднових баластних танків паразитних обсягів повітря.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бурмака И. А., Король А. Я, Любенко С. С, Сауляк С. В. Теория и устройство судна. Одесса: ОНМА, 2012. – 225 с.

2. Дейнего Ю.Г. Эксплуатация судовых механизмов и систем. – М.: Моркнига, 2008. – 238 с

3. Малахов А. В. Система стабилизации судов типа HEAVY–LIFT / Малахов А. В., Палагін А. Н. // Матеріали 7–мої Міжнародної науково–практичної конференції “Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування СЕУТТОО–2016”, –Херсон: Херсонська державна морська академія, 2016 – 259 С.

4. Палагин А. Н. Основные принципы новой технологии проведения балластных операций на суднах погружного типа. Вісник Херсонського національного технічного університету. – 2016. – № 2(57). – с. 221–229.

5. Палагин А. Н. Метод устранения воздушных пробок внутри балластных танков. Науковий вісник НЛТУ України. – 2017. – № 27 (5). – с. 109–113.

6. Халипа В. М., Вамболь С. О., Міщенко І. В., Прокопов О. В. Технічна механіка рідини і газу. – Х.: НУЦЗУ, 2012. – 224 с

7. Чиняев И. А. Судовые вспомогательные механизмы. Учебник для вузов водного транспорта – М.: Транспорт, 1989.– 295с.

8. Электронный ресурс. Режим доступа: https://boskalis.com/about–us/dockwise.html

9. Bazarov Yu. B., Kanygin R.I., Meshkov E.E., Pikalova M.A., Fedorenko Ya.V., Yanbayev G.M., Proc. Of Int. Conf. «Fluxes and Structures in Fluids». St. Petersburg, 2013, p.26–28.

10.31653/smf343.2021.207-222

Парменова Д.Г., Побережний Р.В., Співак Б.А.
Національний університет «Одеська морська академія»

ВДОСКОНАЛЕННЯ РОБОТИ СУДНОВОЇ СИСТЕМИ ПІДГОТОВКИ ПАЛИВА ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ ПРОЦЕСУ ЙОГО ГІДРОМЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ

За винятком суден, що працюють на ядерному паливі та на нетрадиційних джерелах енергії (сонячних, вітрових та ін.), всі судна водного транспорту використовують під час роботи своїх суднових енергетичних установок (СЕУ) дизельне органічне паливо. Не зважаючи на конструктивне виконання, практично кожне судно містить контур підготовки палива. Треба особливо відзначити, що до сьогоднішнього часу суднове паливо не буває однорідним і завжди містить багато домішок. Такими домішками є: вода, важкі фракції нафтопродуктів (бітуми, асфальтени та ін.), механічні складові (пил, іржа та ін.). По концентрації складових на першому кількісному місці знаходяться водяні домішки.

Присутність домішок води в паливі в більшості випадків уникнути неможливо. Природні процеси конденсації вологи з навколишнього середовища, технічні несправності в вузлах герметизації та ущільнення паливних і баластних танків та ін., призводять до потрапляння водної компоненти в паливо.

Питання згоряння палива із домішками розглядаються у багатьох літературних джерелах та на наукових інтернет-порталах та сайтах. Однак треба відзначити, що у більшості випадків результати наукових досліджень, що описані в таких джерелах, застосувати до практичної роботи суден занадто важко, а іноді й неможливо. У більшості випадків це пов’язано з високою вартістю або складністю технологій, що пропонуються для обробки, розпилу або згоряння палива.

До теперішнього часу відсутні достовірні результати досліджень, що однозначно відображають негативний вплив домішок нафтопродуктів в паливі на показники процесу його згоряння. При цьому можливо відзначити, що в ході згоряння палива на різних часових етапах можливо отримати довільні проміжні хімічні сполуки. Саме ці хімічні елементи на деяких стадіях згоряння можуть дати підвищення якості загального процесу згоряння дизельного палива [1]. До головних чинників, які можуть призвести до поліпшення процесу згоряння дизельного палива можна віднести наступні:

- підвищення ступеня диспергування палива в форсунках високого тиску;
- зменшення показників викидання в атмосферу нагару та токсичних оксидів азоту або сірки;
- зменшення температури чадних газів.

До сьогодні можливо констатувати, що відсутня проста та надійна суднова технологія підготовки та згоряння палива, яка характеризується змінним ступенем однорідності або диспергування. З точки зору нових розробок для суднових систем, що використовують неоднорідне паливо, багато питань залишаються не розкритими і вимагають свого подальшого вирішення.

Значний інтерес з точки зору експлуатації судна представляє собою отримання обгрунтованих та достовірних результатів, які є пов'язаними з розробкою надійної та простої з конструктивної точки зору суднової технології механічної підготовки палива. Також для такої суднової технології необхідно визначити яким чином змінюються головні показники експлуатації судна під час використання палива з домішками нафтопродуктів. В кінцевому підсумку таких досліджень мають бути сформульовані головні показники ступеня впливу концентрації домішок нафтопродуктів в паливі на робочі процеси в СЕУ.

На підставі визначеного вище була сформульована мета досліджень. Вона полягає у підвищенні ефективності роботи і підвищенні експлуатаційних характеристик паливної системи шляхом розробки нового вузла механічного змішування домішок води, а також легкого та важкого палив в суднових технологічних паливно-витратних танках.

Під час вирішення такої мети роботи в якості об'єкту дослідження виступає процес механічної обробки суміші палива, води і домішок важких нафтопродуктів під час роботи суден, а в якості предмету дослідження виступає судновий технологічний контур підготовки палива.

На теперішній час поліпшення якості палива досягається його очищенням на різних механічних фільтрах перед поданням до паливних насосів високого тиску. Також це роблять з використанням додаткового підігріву до певної температури. З цієї причини безперервно ведуться роботи по вдосконаленню паливних систем.

Одним з характерних прикладів типової схеми підготовки палива є рисунок 1, на якому показана схема, яка використовується на судні

AHTS (Anchor-handlingTug/Supply) «Mermaid Sound», судновласник – MMA Offshore, Australia. На практиці це судно являє собою багатофункціональне судно обслуговування і підтримки.

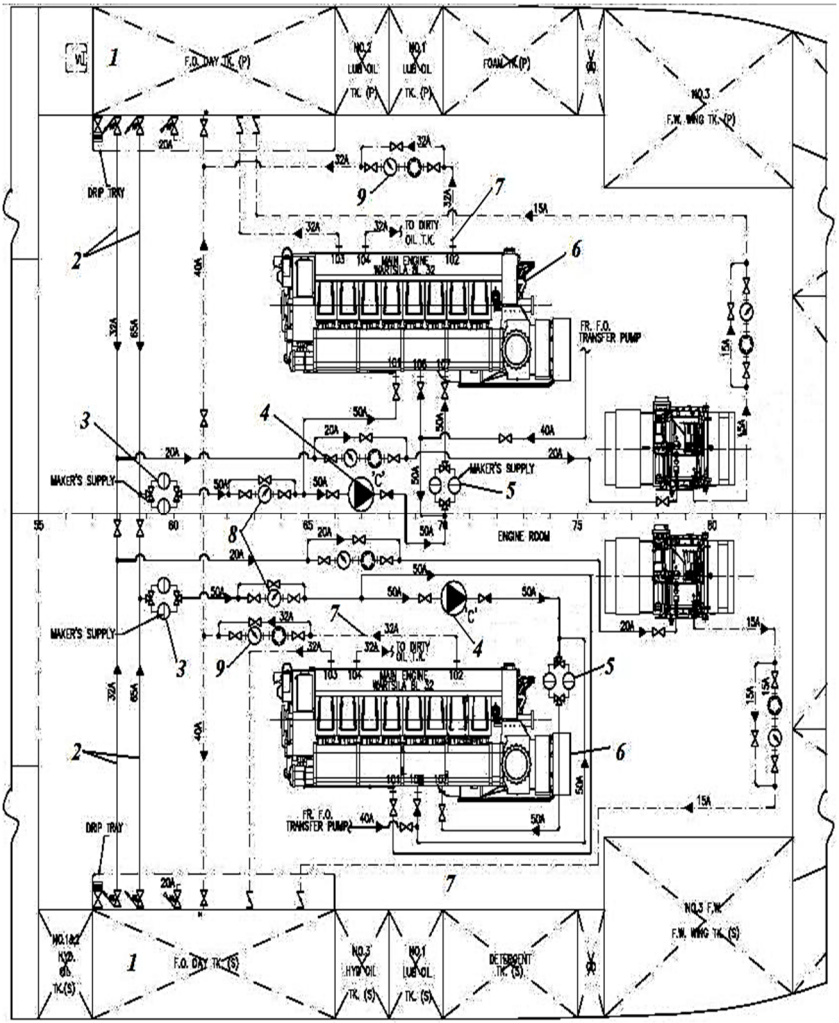


Рисунок 1 - Схема контуру підготовки палива на судні AHTS (Anchor-handlingTug/Supply) «Mermaid Sound», судновласник - MMA Offshore, Australia

Наведена на рисунку 1 схема підготовки палива є універсальною і використовується практично на всіх суднах класу AHTS. Незначні відхилення в технологічному компонуванні її елементів можуть полягати в продуктивності нагнітального або вимірювального обладнання, що використовується під час роботи судна.

При бункеруванні судна в порту дизельне паливо, спочатку закачується в суднові танки зберігання. Під час його транспортування з основним потоком в різних обсягах або концентраціях в суднові паливні танки потрапляють довільні механічні суспензії, домішки і різні залишки рідких середовищ від попередніх операцій бункерування. В основному до них відносяться – конденсати вологи з навколишнього середовища, різні види рідких паливно–мастильних матеріалів, частинки іржі, окалини і важких високоорганічних складових нафтопродуктів, наприклад, асфальтени або бітуми.

Оскільки під час бункерування технологічні операції фільтрації практично ніколи не використовуються, то спочатку в суднові танки зберігання паливо надходить забрудненим. Усередині танків зберігання на суднах класу AHTS також відсутні технологічні вузли або пристосування, які призначені для проведення якісного процесу фільтрації дизельного палива.

Єдиним способом попереднього очищення дизельного палива в танках зберігання є природна флотація. В цьому випадку в разі спокою рідкого об’єму дизельного палива може спостерігатися випадання природного осаду на дно танка в кількості від 30 до 60 % від загального обсягу забруднень. Під час реальної роботи судна в танках зберігання природна флотація не використовується. Це визвано тим, що в цих танках відсутні такі необхідні елементи флотаційних установок як технологічні отвори і лінія відведення для зливу осаду.

Згідно з нормативами робота з очищення внутрішніх поверхонь танків зберігання палива проводиться в ручному режимі членами екіпажу судна при проведенні регламентних робіт [2]. Зазвичай за вимогами, термін обов'язкового очищення становить один раз на рік. Більш частий інтервал її проведення може визначатися тільки при контролі стану осадів на донній поверхні танка [3-4].

Дуже важливою складовою в судновій паливній системі є лінія зворотного (відсічного) палива. Фактично ця частина надмірно відібраного і незгорілого палива з витратних танків 1 (див. рис. 1) з'являється при роботі СЕУ за рахунок дублювання ліній подачі палива в

насоси високого тиску. При роботі насосів високого тиску вони відбирають паливо в кількості, яка постійно регулюється паливною рейкою для безпосередньої подачі в циліндри двигуна.

Палива, що застосовуються в суднових дизельних головних двигунах (ГД), розподіляються на два класи - дистилятні і важкі. При аналізі характеристик палива хорошим індикатором гідратної вологи є зольність палива. Чим вона вища, тим більше внутрішньої вологи міститься в початковому обсязі суднового палива. До колоїдної вологи також відноситься гідратна волога. Це та частина води, яка є хімічно пов'язаною з мінеральними домішками палива. Зазвичай до них відносять сірчанокислий кальцій і алюмосилікат [6].

При всьому різноманітті методів, що призначені для відділення домішок від палива, реальне практичне застосування на суднах морського флоту отримали тільки три з них. До них відносяться: метод гравітаційного поділу, метод відцентрової сепарації і метод фільтрування. Кожен з цих методів має низку своїх переваг і недоліків.

Основою методу гравітаційного поділу є поділ за щільністю складових компонент палива під дією сили тяжіння і сили Архімеда. В залежності від того, яка сила вибирається визначальною під час робочого процесу в подальшому для фільтрації обирається технічний пристрій. Цей пристрій обирається з урахуванням того факту, що на швидкість відділення домішок можуть впливати тиск і температура палива, що оброблюється. Всі робочі характеристики методу гравітаційного поділу залежать від величини поверхневого натягу на межі поділу між паливом і домішками. Чим вона вище, тим швидше йде відділення домішок від палива.

Метод відцентрової сепарації передбачає поділ домішок і палива за рахунок швидкого обертання потоку. У цьому випадку за рахунок виникаючих відцентрових сил загальна суміш домішок і палива починає, в залежності від щільності складових компонент, розділятися на окремі компоненти.

Метод фільтрування є обов'язковим до застосування на всіх суднах водного транспорту і в основному він використовується на декількох (не менше двох) стадіях обробки палива. В його основі лежить використання сіток з різними розмірами прохідних осередків. У загальному випадку в реалізації методу фільтрування можуть використовуватися три технологічні стадії: проціджування, коли на попередньому етапі з рухомого потоку відбираються великі механічні суспензії і бруд; відстоювання, коли в нерухомому потоці відбувається

поділ складових компонент, що знаходяться в постійному дисбалансі; фільтрація, коли рухомий потік проходить через набір осередків малого перетину.

Метод фільтрування не дозволяє відокремлювати від палива зв'язану (колоїдну або гідратну) воду. З цієї причини, а також в силу невисокого ступеня відділення незв'язної води від палива, він не може розглядатися як основний метод фільтрації.

На підставі аналізу недоліків перерахованих вище технологій по очищенню палива від домішок було зроблено висновок, що доцільним є застосування технологій по механічному емульгуванню палива з домішками води і нафтопродуктів. При їх правильному застосуванні можуть бути досягнуті структурні зміни молекулярного складу в порівнянні з початковою структурою побудови вуглеводнів. За рахунок підвищення ступеня дисперсності асфальтенів, карбенів, карбоїдів молекулярні ланцюги, що одержуються будуть перетворюватися в легкі вуглеводневі радикали газових і дистилятів паливних фракцій [5-8].

На підставі обробки великого числа суднових сертифікатів якості палива, що поставляється на судна класу AHTS, була складена таблиця 1 з загальними властивостями суднового палива. В цій таблиці наведені найбільш поширені марки легких палив та їх головні показники. Саме приведені марки суднового легкого палива найчастіше зустрічаються на суднах класу AHTS. В більшості випадків вони поставляються на судна основними світовими фірмами виробниками. До таких фірм зазвичай відносять наступні компанії: Shell Eastern Petroleum, Petronas Penapisan, Central Star Marine Supplies, IntertekLtd., Total.

Як видно з наведених в таблиці 1 даних, велика частина значень основних показників палива показує відсутність єдиних нормативних величин у всіх виробників, хоча відхилення, що спостерігаються, різняться в незначних межах. З точки зору наявності в воді палива особливе значення має показник температури спалаху – температури, що визначає весь робочий процес в ГД судна. Як видно ця величина змінюється в широких межах від 61 до 78,5°С. Цей діапазон значень дуже сильно підвищує вимоги до правильної. організації процесу підготовки паливної емульсії й до її подальшого спалювання всередині робочих циліндрів ГД.

Таблиця 1. Основні характеристики легкого дизельного палива

	Марка легкого дизельного палива				
	Marine diesel oil	Diesel euro2M	Gas Oil	Marine Gas Oil	ENEOS Diesel Gas Oil
Сірка, мг/кг	0,82	0,359	0,46	0,487	0,05
Оксиди вуглецю, % від маси	0,01	0,127	0,04	0,15	0,01
Вода с опадами, % від об’єму	0,05	0,05	0,05	0,025–0,05	0,05
Температура спалаху, °С	71	92	61	62–64	78,5
Щільність, кг/л при температурі 15°С	0,8545	0,838	0,8386	0,8315	0,8281
В'язкість, сСтокс при температурі 40°С	3,876	3,573	2,73	2,658	3,866
Цетанове число	–	58,2	–		60,6

У таблиці 1 видно, що практично у всіх виробників і постачальників суднового палива існує єдиний вихідний показник за кількістю об'ємної концентрації води з грязьовими домішками в паливі. Ця величина дорівнює 0,05% від одиниці об'єму палива. Саме цей параметр викликає найбільшу дискусію під час реальної експлуатації суден морського транспорту.

У ряді районів плавання планети в судновому паливі, незалежно від його виробника внаслідок недобросовісного бункерування дуже часто є присутнім надмірний вміст водяної компоненти, який не відповідає даним сертифікатів якості, що поставляються разом з ним. У практиці експлуатації морських суден реальна присутність в паливі водної компоненти може доходити до 15%, що є неприпустимим для експлуатації ГД і вимагає проведення ряду операцій по зниженню цього показника.

Таким чином, проаналізувавши суднові палива, був зроблений висновок, що в своєму первісному стані вони є не досконалими і для того щоб приготувати паливну емульсію не нашкодивши енергетичній установці судна потрібно чітко знати характеристики палив та усунути з їх складу довільні домішки, які звичайними методами сепарації не можуть бути видалені.

У зв'язку з тим, що при бункеруванні судна паливо надходить в витратно-відстійні танки без проведення будь якого процесу фільтрації, то в подальшому є висока ймовірність випаду осадів з забрудненням. Як це показано на схематичному рисунку 2, ці танки знаходяться по обох бортах судна (вони позначені як 1). В витратно-відстійних танках присутні технологічні дренажні отвори, які працюють за допомогою відкриття, що знаходиться на дні танка. Через дренажні отвори осади скидаються в танк збору брудного палива. Танк брудного палива знаходиться в доній області судна. Видалення залишків з цього танку в міру його повного заповнення є обов'язковим і проводиться тільки в порту.

Під час збору бруду такі компоненти важкого палива як частинки високомолекулярних сполучень можуть залишатися у паливі і бути присутніми по всій його висоті, тобто в середніх та у його верхніх шарах. Вони можуть подаватися з паливом на форсунки високого тиску на подальше спалювання у ГД, але на попередній стадії їх необхідно якісно подрібнити. Саме з цією метою було запропоновано використання відцентрового нагнітача. Всередині робочого колеса відцентрового насосу при високих швидкостях руху за рахунок перетворення кінетичної енергії можливо механічним шляхом досягти зміни у структурі і властивостях суміші палива з частинками нафтопродуктів.

Механічне перемішування на високих швидкостях руху може призвести до отримання на виході з насосу паливної емульсії, що буде характеризуватися рівномірно розподіленою структурою і високою стійкістю до розшарування. Характеристики горіння в судновому ГД такого обробленого палива будуть набагато перевищувати аналогічні величини, що взяті для звичайного дизельного палива.

Під час досліджень був зроблений висновок про можливість використання в якості емульгатора конструктивним чином видозміненого тихохідного відцентрового насоса з коефіцієнтом швидкохідності, що дорівнює $n_s=50\div90$. Для можливості отримання високого ступеня диспергування палива достатньо всередині робочих каналів між лопатями насосу створити високу ступінь турбулентності та організувати механічне перемішування по всій довжині каналу. Таке перемішування можливо отримати за рахунок перетікання між корпусом і робочим каналом насоса через отвори, які виконані за рахунок свердління по всій довжині каналів між лопатями робочого колеса.

Для проведення досліджень в робочому колесі був просвердлений набір отворів по всій довжині робочих каналів. За рахунок високої швидкості обертання в насосі частково починалася кавітація.

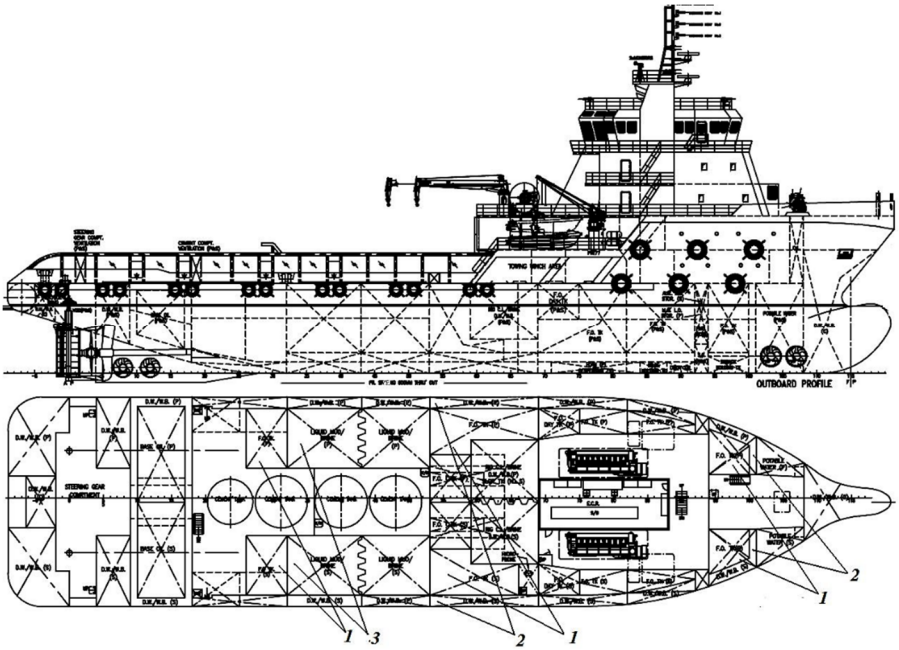


Рисунок 2 – Схема розташування танків судна класу AHTS «Mermaid Sound».

Танк: 1 – паливний; 2 –баластної води; 3 –для технологічних продуктів

За рахунок руйнування парових бульбашок, що виникали в рухомому потоці, кавітація також сприяла інтенсифікації процесу перемішування.

При механічній обробці палива з використанням насоса був задіяний замкнений кільцевий гідравлічний контур, в який паливо подавалося з двох танків. Рух палива всередині трубопроводу 1, замкненого за допомогою повністю закритого автоматичного клапана, здійснювалося за рахунок роботи відцентрового насоса. Діаметр трубопроводу становив 50 мм, а одноступеневий насос, призначений для перекачування суднових лляльних вод, мав наступні характеристики:

– продуктивність по витраті 10 м^3/год;

– максимальний напір: 10 м вод. ст.

Необхідний обсяг палива подавався в гідравлічний контур з паливного танка, який потім перекривався за допомогою автоматичного клапана. Після повного заповнення паливом робочого обсягу контуру включався в роботу насос. Через 40-60 хвилин його роботи зазвичай досягалося повне подрібнення високоорганічних сполучень нафтопродуктів з паливом і насос вимикався. Отримана паливна емульсія могла вже подаватися через форсунки високого тиску на ГД судна на подальше спалювання.

Величина концентрації домішок води і нафтопродуктів в паливі є головним фактором, що впливає на процес його спалювання в робочій камері ГД судна. В результаті дослідження цього впливу на судні були отримані результати, які показали перспективність запропонованого методу обробки палива в умовах роботи судна.

До найголовніших характеристик, що були отримані, можна віднести наступні:

– витрати на паливо, що безпосередньо визначаються його масовою витратою і саме вона в результаті використання отриманих даних може бути знижена;

– збільшення терміну проведення регламентних робіт по обслуговуванню паливної апаратури судна.

В ході проведення експериментальних досліджень на судні класу AHTS «Mermaid Sound» було встановлено яким чином наявність домішок в дизельному паливі впливає на два основних експлуатаційних показника судна – витрату палива і температуру димових газів. Виміри проводилися під час переходу судна, коли три робочих режими навантаження суднового ГД при незмінному числі його обертів відповідно становили: 80 %, 50 % і 30 %.

Вимірювання відбувалось наступним чином: обидва суднові паливні танки були заповнені повністю очищеним паливом. Потім, до попередньо визначеного обсягу забункерованого палива додавались домішки у діапазоні концентрацій від 0,1 до 1,5 % від його загального обсягу. Паливо з домішками води і важких нафтопродуктів оброблялося і в наступному витрачалося при експлуатації судна. Отримані результати порівнювались з аналогічними вимірюваннями при роботі судна в звичайному режимі.

Чисельні результати вимірювання величини витрати паливної суміші із домішками нафтопродуктів зведені в таблицю 2. За наведеними результатами видно, що додавання домішок води і нафтопро-

дуктів приводило до незначного скорочення витрати палива на всіх режимах навантаження на ГД судна.

Найкращий ефект в економії палива при використанні паливної емульсії був досягнутий при значенні навантаження на судновий ГД, що дорівнює 80 %. В цьому випадку при концентрації домішок високоорганічних нафтопродуктів, яка дорівнювала 1,5 %, зміна у витраті палива в порівнянні з їх концентрацією, що дорівнює 0,1 %, склала 0,656 %. Іншими словами, при ході судна на режимі навантаження на ГД, що дорівнює 80 %, можливе отримання економії палива 0,005 $м^3$/год.

При навантаженні на ГД судна відповідно 50 і 30 % економія палива знижується відповідно на 0,527 і 0,25 %. Треба відзначити, що досягнута економія палива на всіх трьох режимах навантаженнях судна вказує на покращення режиму експлуатації СЕУ та поліпшення якості процесу згоряння палива в ГД судна.

Таблиця 2. Зміна витрати паливної емульсії в ГД судна

	Витрата при навантаженні на ГД судна		
Концентрація домішок, С, %	80 % Q, $м^3$/год	50 % Q, $м^3$/год	30 % Q, $м^3$/год
0,1	0,762	0,569	0,399
0,2	0,761	0,569	0,399
0,3	0,761	0,569	0,399
0,4	0,761	0,569	0,399
0,5	0,76	0,568	0,399
0,6	0,76	0,568	0,399
0,7	0,76	0,568	0,399
0,8	0,76	0,567	0,399
0,9	0,759	0,567	0,399
1	0,759	0,567	0,399
1,1	0,759	0,567	0,399
1,2	0,759	0,566	0,399
1,3	0,757	0,566	0,398
1,4	0,757	0,566	0,398
1,5	0,757	0,566	0,398
Зміна витрати, %	0,656	0,527	0,25

Зміна температури і складу димових газів в залежності від концентрації домішок в паливі була експериментально досліджена на

режимі навантаження суднового ГД, що складав величину 80 %. Виміри проводилися за допомогою універсального цифрового аналізатора димових газів 717R Flue Gas Analyser (США). Його основні характеристики показані в таблиці 3.

Таблиця 3. Робочі характеристики цифрового аналізатора димових газів 717RFlueGasAnalyser

	Температура	Оксид вуглецю CO	КисеньO_2	Діоксид вуглецю CO_2
Діапазон	від – 40° до 800°C	від 0 до 10000 ppm	від 0 до 25 %	від 0 до 25 %
Крок шкали	1°	1 ppm	0,1 %	0,1 %
Похибка	±0,3% 1°C	<20 ppm: ± 0,3 ppm > 100 ppm: ± 5 %	± 0,3 %	Розрахункова

Установка його вимірювального зонда, який містить термопару, та каналу для відбору мікропроб димових газів була здійснена всередині димоходу. Відстань між місцем установки і вихідним перетином згідно з даними технічної монтажної специфікації виробника, становила 300 мм.

Результати вимірювань температури показані на рисунку 3. Як видно на графіку, обробка палива призводила до його більш якісного згоряння і давала зниження температури суднових димових газів у порівнянні зі звичайним стандартним режимом експлуатації судна.

За аналогією з економічним ефектом від скорочення рівня споживання палива на режимі ходу судна з навантаженням на судновий ГД в 80 %, був досягнутий позитивний ефект температурного балансу. Механічна обробка палива призвела до отримання менших значень температури димових газів на виході з димоходу, що вказує на підвищення якості згоряння палива і дорівнює: 143-139=4°C.

Отримане зменшення температури димових газів є позитивним показником. Воно показує перспективність подальшого використання запропонованої обробки палива в умовах роботи багатофункціональних суден підтримки класу AHTS.

Наступним показником, що відображає якість згоряння паливної суміші, є склад димових газів на виході з ГД судна. Під час досліджень на судні були проведені вимірювання його двох головних складових – оксиду вуглецю CO і діоксиду вуглецю CO_2. Експериментальні чисельні результати вимірювань, що відображають зміну

концентрації цих двох компонент димових газів, наведені в графічному вигляді на рисунку 4.

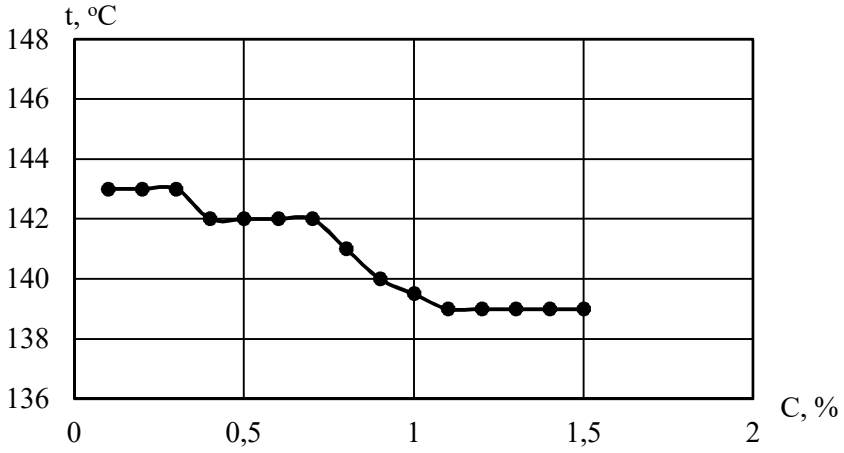


Рисунок 3 – Зміна температури димових газів при навантаженні на ГД судна 80 %

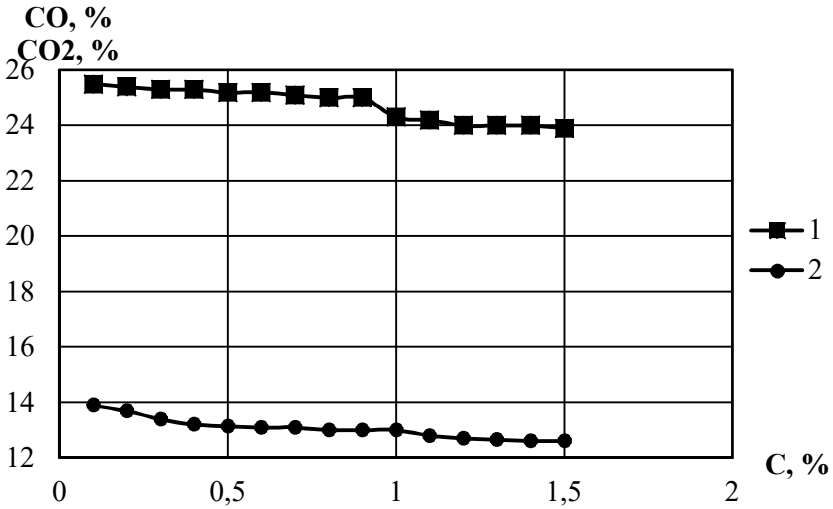


Рисунок 4 – Зміна концентрації в димових газах оксиду вуглецю CO і діоксиду вуглецю CO_2:
1 – оксид вуглецю CO; 2 – діоксид вуглецю CO_2

Розгляд відображених чисельних значень також вказує на отримання позитивного ефекту під час використання обробленого механічним шляхом палива. В екологічних показниках експлуатації судна досягнутий значний ефект. Як це можливо побачити з графіка, у порівнянні зі звичайним режимом роботи судна концентрація оксиду вуглецю зменшилась на 6,4 %, а діоксиду вуглецю CO_2 на 9,3 %. Така зміна у концентрації викидів вказує на значне поліпшення процесу згоряння палива в ГД судна та зменшення навантажень на його паливну апаратуру.

Результати проведених вимірів повністю підтверджують початково прийняту гіпотезу про те, що якість використання суміші палива з домішками важких нафтопродуктів безпосередньо може бути змінена механічною обробкою. За рахунок впровадження вузла обробки палива на судні було досягнуто підвищення якості експлуатації всього судна в цілому.

Висновки

1. Доцільним є застосування на суднах технологій по механічному емульгуванню палива з домішками води і нафтопродуктів. При їх правильному використанні можуть бути досягнуті структурні зміни молекулярного складу в порівнянні з початковою структурою побудови вуглеводнів. За рахунок підвищення ступеня дисперсності асфальтенів, карбенів, карбоїдів молекулярні ланцюги, що одержуються, будуть перетворюватися в легкі вуглеводневі радикали газових і дистилятів паливних фракцій.

2. В своєму первісному стані суднові палива є недосконалими і, для того щоб приготувати паливну емульсію не нашкодивши енергетичній установці судна, потрібно чітко знати характеристики палив та усунути з їх складу довільні домішки, які звичайними методами сепарації не можуть бути видалені.

3. В ході проведення експериментальних досліджень на судні класу AHTS «Mermaid Sound» було встановлено яким чином наявність домішок води в дизельному паливі впливає на два основних експлуатаційних показники судна – витрату палива і температуру димових газів. Виміри проводилися під час переходу судна, коли три робочих режими навантаження суднового ГД при незмінному числі його обертів відповідно становили: 80 %, 50 % і 30 %.

4. Найкращий ефект в економії палива при використанні паливної емульсії був досягнутий при значенні навантаження на судновий ГД, що дорівнює 80 %. В цьому випадку при концентрації домішок високоорганічних нафтопродуктів, яка дорівнювала 1,5 %, зміна у витраті палива в порівнянні з їх концентрацією, що дорівнює 0,1 %, склала 0,656 %. Фактично при ході судна на режимі навантаження на ГД, що дорівнює 80 % можливе отримання економії палива 0,005 $м^3$/год.

5. За аналогією з економічним ефектом від скорочення рівня споживання палива на режимі ходу судна з навантаженням на судновий ГД в 80 %, був досягнутий позитивний ефект температурного балансу. Механічна обробка палива призвела до отримання менших на 4°С значень температури димових газів на виході з димоходу. Це вказує на підвищення якості згоряння палива.

6. В екологічних показниках експлуатації судна досягнутий значний ефект. У порівнянні зі звичайним режимом роботи судна концентрація оксиду вуглецю зменшилась на 6,4 %, а діоксиду вуглецю CO_2 на 9,3 %. Така зміна в концентрації викидів вказує на значне поліпшення процесу згоряння палива в ГД судна та зменшення навантажень на його паливну апаратуру.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Возницкий И. В. Практика использования морских топлив на судах. – С.–Пб.: ГМА, 2005. – 124 с.
2. Камкин С. В., Возницкий И. В., Большаков В. Ф. Эксплуатация судовых дизельных энергетических установок. – М.: Транспорт, 1996. – 432 с.
3. Міжнародна Конвенція про підготовку і дипломування моряків та несення вахти 1978 року (консолідований текст з манільськими поправками): українською та англійською мовами, 2012. – 567 с.
4. Міжнародна конвенція по запобіганню забрудненню з суден 1973 року змінена Протоколом 1978, International Convention for the Prevention of Pollution from Ships, 1973, as modified by the Protocol of 1978 relating thereto (MARPOL) з поправками.
5. Ерофеев В.Л. Использование перспективных топлив в судовых энергетических установках. Л.: Судостроение, 1989. – 80 с.

6. Воржев Ю. И., Гимбутис К. К. Об использовании водотопливных эмульсий в судовых дизельных установках // Судостроение, 1985, № 7. – С. 18–22.
7. Иванов В.М. Топливные эмульсии. М.: Издательство АН, 1962. – 246 с.
8. Lawson A., Last A.Y. Modified fuels for diesel engines by application of unstabilised emulsions. SAE Technical Paper Series. 1979. № 790925 – 16 p.

10.31653/smf343.2021.223-233

Хлієва О. Я.[1, 2], Паскаль О. А.[2]
[1]Національний університет «Одеська морська академія»
[2]Одеська національна академія харчових технологій

ВПЛИВ ПРИСУТНОСТІ АЛЮМІНІЄВОГО ВОЛОКНА НА ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ ПАРАФІНУ ТА СТЕАРИНОВОЇ КИСЛОТИ ЯК МАТЕРІАЛІВ ЗА ФАЗОВИМ ПЕРЕХОДОМ ДЛЯ ТЕРМОАКУМУЛЮВАЛЬНИХ СИСТЕМ

Вступ

Останні роки у судноплавній промисловості все більше приділяється уваги енергозбереженню та зниженню викидів парникових газів. Доволі суттєва кількість палива споживається на судні під час його перебування у порту в очікуванні вантажних операцій для обігріву приміщень та паливних баків. У той же час, протягом знаходження судна у морі, теплота відпрацьованих газів двигунів не використовується у повної мірі через її надлишок. Згладити такі нерівномірності у надходженні теплової енергії та її споживанні на судні можна за допомогою термоакумуляторів [1, 2, 3]. Актуальним також є застосування термоакумуляторів в системах опалення та гарячого водопостачання з використанням відновлюваних джерел енергії (перш за все енергії сонця).

В роботі [1] проаналізоване застосування термоакумулювальної системи на торговому судні та показане, що встановлення термоакумулювального водяного бака об'ємом 1000 м^3 може зменшити споживання палива опалювальними котлами на 80 %. В роботі [2] розглядаються перспективи застосування термоакумуляторів на круїзних судах для зменшення витрат на нагрів води для санітарно-побутових нужд та відзначена необхідність подальшої модернізації термоакумулювальних систем (ТАС) з можливістю використання матеріалів з фазовим перетворенням замість води.

Традиційні ТАС, у вигляді теплоізольованих ємностей з водою певної температури, суттєво програють термоакумуляторам з термоакумулювальними матеріалами з фазовим переходом (ТАМФП). ТАС з ТАМФП володіють двома основними перевагами перед традиційними водяними термоакумуляторами:

- можливістю акумулювати більшу кількість енергії на одиницю об’єму (за рахунок акумулювання енергії як в явному вигляді, при

нагріві ТАМФП, так й в прихованому, при фазовому переході ТАМФП);

- суттєво меншою неізотермічність процесів зарядки (підводу теплоти) та розрядки (відводу теплоти) ТАС з ТАМФП з причини постійної (або такої, що несуттєво змінюється для багатокомпонентних ТАМФП) температури фазового переходу.

Використання капсул з ТАМФП, зібраних у вигляді ущільненого шару в ТАС, є одним з основних підходів при проектуванні термоакумуляторів з ТАМФП, який забезпечує високу щільності зберігання теплової енергії, та, як наслідок, високу ефективність ТАС та усієї теплоенергетичної системи до складу якої входить ТАС [4].

На інтенсивність процесів теплообміну (швидкість зарядки та розрядки) в капсулах з ТАМФП впливає як конструкція капсул, так й матеріал ТАМФП (перш за все, його теплопровідність).

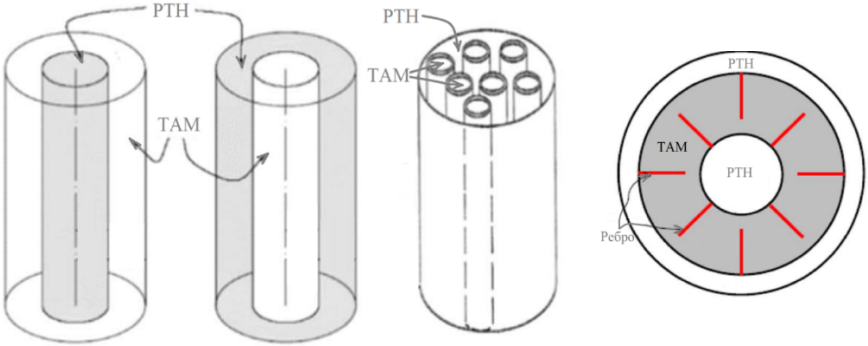
Представлене дослідження присвячене короткому огляду конструкцій капсул з ТАМФП та експериментальній оцінці доцільності використання простого та недорого підходу до інтенсифікації процесів теплообміну в капсулах з ТАМФП без ускладнення їх конструкції – додаванню алюмінієвого волокна до таких ТАМФП як технічний парафін та стеаринова кислота. Висновок о доцільності застосування запропонованого підходу планується отримати на основі аналізу експериментальних значень теплопровідності об’єктів дослідження.

Конструкції капсул для термоакумуляторів з фазовим переходом та методи інтенсифікації теплообміну в них

Більшість ТАМФП для енергетики (наприклад, парафіни або стеаринова кислота, які мають придатну температуру плавлення для систем опалення, гарячого водопостачання та кондиціювання) мають низьке значення теплопровідності в рідкій і твердій фазах [5], що негативно сказується на інтенсивності теплообміну між ТАМФП та рідким теплоносієм (РТН) ТАС. Геометрія капсул та співвідношення розмірів капсули має не менш значний вплив на інтенсивність теплообміну, ніж властивості ТАМФП. Тобто, як теплофізичні властивості ТАМФП, так й форма та розмір капсули визначають час плавлення та застигання (зарядки та розряди) ТАМФП у капсулах.

За геометричними характеристиками капсули (контейнери) з ТАМФП для ТАС, зазвичай діляться на [6]: циліндричні капсули (рис. 1), прямокутні/квадратні у вигляд плит, що омиваються РТН, та

сферичні капсули (рис. 2).



а *б* *в*

Рисунок 1 - Схематичне зображення циліндричних капсул (контейнерів) для ТАМФП [6]: *а* – контейнер типу труба, *б* – циліндричний контейнер, *в* – кожухотрубний контейнер, *г* – трьохтрубний контейнер з ребрами

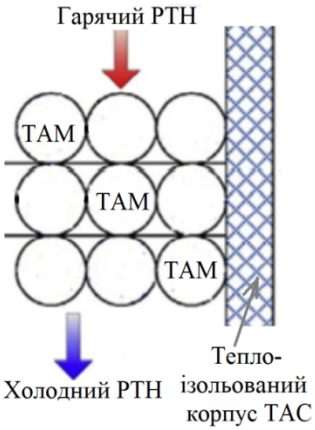


Рисунок 2 - Схематичне зображення сферичних капсул з ТАМФП у вигляді шару в ТАС [7]

З’являються роботи, де пропонується складна форма капсул з ТАМФП. Наприклад, в роботі [8] запропонована нова грушовидна форма капсул для ТАС с ТАМФП та показано, що процес плавлення ТАМФП майже вдвічі швидше, ніж в класичних капсулах циліндричної або сферичної форми. Але виготовлення таких капсул потребує додаткових затрат, а їх розміщення у корпусі ТАС не може бути

раціональним з точки зору частки занятого капсулами об'єму. Тобто, при більшій швидкості зарядки та розрядки таких капсул, масогабаритні характеристики ТАС з ними будуть доволі великими.

Вирішити завдання підвищення швидкості зарядки і розрядки термоакумулятора з ТАМФП можна двома методами. Перший з них спрямований на збільшення теплообмінної поверхні термоакумуляторів, у тому числі за рахунок використання оребрення [6, 9, 10]. Другий полягає у наповнення ТАМФП матеріалами з високою теплопровідністю: або введенні у склад ТАМФП високотеплопровідних вуглецевих наноструктур, таких як фулерен C_{60}, нанотрубки, терморозширений графіт [11-13], або в армуванні базових ТАМФП металевим волокном різного хімічного складу [9, 14, 15].

Слід відзначити, що застосування ребер призводить до збільшення матеріалоємності та маси ТАС, ускладнює конструкцію капсул з ТАМФП або самої ТАС, а вуглецеві наноструктури досить коштовні та ще мало вивчені у довгостроковій перспективі їх стабільності у різних системах, у тому числі у ТАМФП [16-18].

В роботі [9] було проведено експериментальне порівняння двох підходів до інтенсифікації теплообміну в ТАС з ТАМФП: встановлення алюмінієвих ребер в ТАС або наповнення ТАМФП (н-октадекан) металевим сталевим волокном. Хоча результати досліджень показали більшу ефективність застосування оребрення з метою інтенсифікації теплообміну, в той же час використання металевого волокна є більш дешевим та простим варіантом, який також дає суттєвий ефект у порівнянні з застосуванням чистого ТАМФП.

На думку авторів, застосування металевого волокна як добавки до ТАМФП з метою інтенсифікації теплообміну є найбільш дешевим та надійним варіантом з усіх розглянутих вище. З урахуванням високої теплопровідності та відносно невеликої вартості у якості добавки до ТАМФП парафін та стеаринова кислота (найбільш перспективні там для потреб гарячого водопостачання та опалення) в даному дослідженні було обране алюмінієве волокно.

Об'єкти дослідження

Об'єктами дослідження були зразки технічного парафіну і стеаринової кислоти, а також композитні ТАМ на їх основі.

Для створення композитних ТАМ використовувалися наступні матеріали:

– парафін (очищений технічний Т-3, температура плавлення 53,5 °С, країна-виробник – Польща);

– стеаринова кислота ($C_{18}H_{36}O_2$, країна-виробник – Індонезія), йодне число за сертифікатом складає 8,26, що приблизно відповідає марці Т-10 за [19];

– алюмінієве волокно з середнім діаметром волокна 30 мкм (постачальник – Ekksol, країна-виробник – Германія), теплопровідність (за даними виробника) 168 Вт/(м·К), вміст базового елемента – не менш ніж 92,2 мас. %.

Зразки композитних ТАМФП зі вмістом алюмінієвого волокна створювалися методом укладання певної кількості металевого волокна у спеціальну циліндричну комірку з фторопласту з наступним її заповненням розплавленим парафіном або стеариновою кислотою при температурі 70 °С та формуванням зразків у вигляді таблеток діаметром 23…25 мм та товщиною 4,5…5,5 мм – рис. 3 та 4.

а *б* *в*

Рисунок 3 – Зображення зразків композитних ТАМ: *а* – стеаринова кислота, *б* – стеаринова кислота з вмістом 0,0242±0,0028 кг·кг$^{-1}$ (0,00859±0,00101 м^3·м$^{-3}$) алюмінієвого волокна, *в* – той самий зразок у розрізі

а *б* *в*

Рисунок 4 – Зображення зразків композитних ТАМ: *а* – парафін, *б* – парафін з вмістом 0,0285±0,0011 кг·кг$^{-1}$ (0,00968±0,00038 м^3·м$^{-3}$) алюмінієвого волокна, *в* – той самий зразок у розрізі

Визначення масової частки металевого волокна в зразку здійснювалося після проведення вимірювань теплопровідності. При цьому композитний ТАМФП витримувався на фільтрувальному папері при температурі 70 °С з періодичною заміною паперу на чистий. Таким чином, увесь розплавлений парафін або стеаринова кислота були віддалені від наповнювача (металевого волокна), металеве волокно було зважено та розрахована його частка у кожному зразку композитного ТАМФП. Маса компонентів була виміряна з використанням електронних аналітичних ваг GR 300 з інструментальною похибкою 0,5 мг.

Дослідження теплопровідності термоакумулювальних речовин з фазовим переходом

Для вимірювання теплопровідності досліджуваних зразків композиційних ТАМ використовувався прилад Hot Disk TPS 2500 S (центр сонячної енергетики CICenergiGUNE, Іспанія у рамках співпраці) [20]. При виконанні вимірювань був застосований сенсор All Kapton діаметром 2 мм, який призначений для проведення вимірювань в об’ємі ізотропних зразків. Методика експерименту відповідала стандарту ISO 22007-2. Невизначеність вимірювань теплопровідності не перевищує 5%. Усі вимірювання були виконані при температурі 22 °С для різних комбінацій зразків одного й того же ТАМФА: використовувалося два зразка однакового ТАМФП при кожному вимірюванні, при цьому датчик розташовувався між зразками. Особливо важливо при вимірюванні було комбінувати різні зрізки та різні сторони зразків композитного ТАМФП з металевим волокном, тому що ці композитні матеріали володіють анізотропністю теплопровідності в силу своєї структури.

Результати вимірювання теплопровідності твердої фази для усіх об’єктів дослідження наведено в табл. 1.

Таблиця 1 - Теплопровідність композитних ТАМФП з металевим волокном в твердій фазі при 22 °С

Композитний ТАМ	Парафін	Парафін зі вмістом алюмінієвого волокна	Стеаринова кислота	Стеаринова кислота зі вмістом алюмініє-вого воло-кна
Масова частка мета-левого волокна, кг/кг	0	0,0285	0	0,0242
σ, кг/кг	0	0,0011	0	0,0028
Об'ємна частка мета-левого волокна, м^3/м^3	0	0,00968	0	0,00859
σ, м^3/м^3	0	0,00037	0	0,0010
Теплопровідність, Вт/(м·К)	0,256	0,455	0,249	0,450
σ, Вт/(м·К)	0,0030	0,034	0,0070	0,063

В таблиці 1 наведені осереднені за усіма зразками значення теплопровідності та частки алюмінієвого волокна. Для вимірювань використовувалося по 3-4 зразка у вигляді таблеток з різної їх комбінацією та з декілька різним вмістом алюмінієвого волокна у кожному зразку. Така особливість експерименту пояснює отримані доволі великі значення середньоквадратичного відхилення σ (табл. 1), але не впливає на висновки за отриманими результатами.

Аналіз отриманих результатів

При визначенні маси металевого волокна у стеариновій кислоті було отримано не очікуваний результат. При виплавленні стеаринової кислоти з композитного ТАМФП після трьох місяців з моменту створення зразків спостерігалися візуальні зміни у її кольорі – рис. 5. Було зроблено висновок, що стеаринова кислота при контакті з алюмінієвим волокном вступає в хімічну реакцію, що є небажаним в довгостроковій перспективі застосування цього композитного ТАМФП.

Рисунок 5 – Зображення сірих слідів на фільтрованому папері біля частково розплавленого зразка стеаринової кислоти зі вмістом алюмінієвого волокна через три місяця після створення зразків

З отриманий результатів вимірювання теплопровідності (табл. 1) видно, що додавання алюмінієвого волока як до парафіну, так й до стеаринової кислоти призводить до суттєвого збільшення теплопровідності: приблизно на 78 % для ТАМФП на основі парафіну та на 80 % для ТАМФП на основі стеаринової кислоти при вмісті алюмінієвого волокна не більше 1 % за об’ємом в обох композитних ТАМФП.

На основі отриманих результатів з хімічної сумісності стеаринової кислоти та алюмінієвого волокна на даному етапі дослідження такий композитний ТАМФП не можна рекомендувати для застосування на практиці. Але, питання хімічної стабільності потребує подальшого більш детального вивчення.

На основі отриманих результатів можна рекомендувати композитний ТАМФП на основі парафіну та алюмінієвого волокна для подальшого вивчення та розгляду доцільності застосування в термоакумуляторах з фазовим перетворенням для низькотемпературного застосування (гаряче водопостачання та опалення) з метою підвищення ефективності таких термоакумуляторів. Слід відзначити, що додатковою перевагою використання парафіну як ТАМФП з додаванням до 1 % за об’ємом алюмінієвого волокна є менша питома маса, у порівнянні з водяними термоакумуляторами (густина парафіну складає приблизно 900 кг/м^3, а алюмінію, одного з самих легких металів, - 2700 кг/м^3). А з урахуванням ще й більшої кількості акумульованої теплоти на одиницю об’єму ТАС (за рахунок теплоти фазового переходу), масогабаритні розміри таких термоакумуляторів

будуть суттєво меншими, ніж водяних. Цей фактор завжди важливий, особливо для проектування ТАС для морських судів.

Висновки

Додавання алюмінієвого волока як до парафіну, так й до стеаринової кислоти призводить до суттєвого збільшення теплопровідності: приблизно на 78 % для ТАМФП на основі парафіну та на 80 % для ТАМФП на основі стеаринової кислоти при вмісті алюмінієвого волокна не більше 1 % за об'ємом в обох композитних ТАМФП.

Не було підтверджено довгострокову хімічну стабільність композитного ТАМФП на основі стеаринової кислоти з вміст алюмінієвого волокна, тому на даному етапі дослідження зазначений ТАМФП не можна розглядати як перспективний для практичного застосування.

Композитний ТАМФП на основі парафіну та алюмінієвого волокна можна рекомендувати для подальшого вивчення та розгляду доцільності застосування в термоакумуляторах з фазовим перетворенням для низькотемпературного застосування (гаряче водопостачання та опалення). Акумулятори з розглянутими ТАМФП будуть мати менші масогабаритні розміри у порівняні з традиційними водяними баками-термоакумуляторами.

Подяка

Автори висловлюють вдячність Національному фонду досліджень України, проект № 2020.02/0125 за фінансову підтримку наведеного дослідження.

ЛІТЕРАТУРА

1. Baldi F., Gabrielii C., Melino F., Bianchi M. A preliminary study on the application of thermal storage to merchant ships. *Energy Procedia.* 2015. Vol. 75. P. 2169-2174.

2. Manzan M., Pezzi A., de Zorzi E. Z., Freni A., Frazzica A., Vaglieco B. M., ... Claudio D. Potential of thermal storage for hot potable water distribution in cruise ships. *Energy Procedia.* 2018. Vol. 148. P. 1105-1112.

3. Fang S., Wang H. Multi-energy Management of Maritime Grids. Optimization-Based Energy Management for Multi-energy Maritime Grids. *Springer, Singapore*. 2021. P. 149-171.

4. Regin A. F., Solanki S. C., Saini J. S. Heat transfer characteristics of thermal energy storage system using PCM capsules: a review. *Renewa-*

ble and Sustainable Energy Reviews. 2008. Vol. 12, Issue 9. P. 2438-2458.

5. Wu S., Yan T., Kuai Z., Pan W. Thermal conductivity enhancement on phase change materials for thermal energy storage: A review. *Energy Storage Materials.* 2020. Vol. 5. P. 251-295.

6. Abdulateef A. M., Mat S., Abdulateef J., Sopian K., Al-Abidi A. A. Geometric and design parameters of fins employed for enhancing thermal energy storage systems: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* 2018. Vol.82. P. 1620-1635.

7. Elfeky K. E., Ahmed N., Wang Q. Numerical comparison between single PCM and multi-stage PCM based high temperature thermal energy storage for CSP tower plants. *Applied Thermal Engineering.* 2018. Vol. 139. P. 609-622.

8. Mohaghegh M. R., Alomair Y., Alomair M., Tasnim S. H., Mahmud S., Abdullah, H. Melting of PCM inside a novel encapsulation design for thermal energy storage system. *Energy Conversion and Management: X.* 2021. Vol. 11. P. 100098.

9. Gasia J., Maldonado J. M., Galati F., De Simone M., Cabeza L. F. Experimental evaluation of the use of fins and metal wool as heat transfer enhancement techniques in a latent heat thermal energy storage system. *Energy Convers. Manage.* 2019. Vol. 184. P. 530-538.

10. Nie C., Deng S., Liu J. Effects of fins arrangement and parameters on the consecutive melting and solidification of PCM in a latent heat storage unit. *J. Energy Storage*. 2020. Vol. 29. P. 101319.

11. Tariq S. L., Ali H. M., Akram M. A., Janjua M. M., Ahmad-louydarab M. Nanoparticles enhanced phase change materials (NePCMs) - A recent review. *Appl. Therm. Eng.* 2020. Vol.176. P. 115305.

12. Shaikh S., Lafdi K., Hallinan K. Carbon nanoadditives to enhance latent energy storage of phase change materials. *J. Appl. Phys.* 2008. Vol. 103 (9). P. 094302.

13. Kibria M. A., Anisur M. R., Mahfuz M. H., Saidur R., Metselaar I. H. S. C. A review on thermophysical properties of nanoparticle dispersed phase change materials. *Energy Convers. Manage*. 2015. Vol. 95. P. 69-89.

14. Prieto C., Lopez-Roman A., Martínez N., Morera J. M., Cabeza L. F. Improvement of phase change materials (PCM) used for solar process heat applications. *Molecules*. 2021. Vol. 26(5). P. 1260.

15. Pan M., Lai W. Cutting copper fiber/paraffin composite phase change material discharging experimental study based on heat dissipation

capability of Li-ion battery. *Renewable Energy.* 2017. Vol. 114. P. 408–422.

16. Zhelezny V., Khliyeva O., Lukianov M., Motovoy I., Ivchenko D., Faik A., ... Moreira A. L. Thermodynamic properties of isobutane/mineral compressor oil and isobutane/mineral compressor oil/fullerenes C60 solutions. *International Journal of Refrigeration*. 2019. Vol. 106. P. 153-162.

17. Motovoy I. V., Zhelezny V. P., Khliyeva O. Y., Melnik Y. Y., Diachenko I. A., Dmitriev Y. D. Density, specific heat capacity and viscosity of fullerene C60 solutions in tetralin. *Journal of Physics: Conference Series.* 2020. Vol. 1683, No. 3. P. 032027.

18. Khliyeva O.Ya., Zhelezny V.P., Nikulin A.G., Lapardin M., Ivchenko D.O., Palomo del Barrio E. Paraffin wax enhanced with carbon nanostructures as phase change materials: preparation and thermal conductivity measurement. *2021 IEEE 11th International Conference on "Nanomaterials: Applications & Properties" (NAP-2021).* Odesa, Ukraine, Sept. 5-11, 2021.

19. ГОСТ 6484-96 Кислота стеариновая техническая (стеарин), 1996.

20. Khliyeva, O.Ya., Nikulin, A.G., Zhelezny, V.P., Paskal, A.A., Semenyuk, Yu.V. Thermal conductivity of metal wool armored phase change materials for thermal energy storage. Int. conf. "Functional materials for innovative energy", Kyiv, May, 2021. P. 8.

10.31653/smf343.2021.234-247

Нікольський В.В., Оженко Є.М., Нікольський М.В., Коваль М.А., Євсєєв М.Д.

Національний Університет «Одеська морська академія»

ОЦІНКА МОЖЛИВОСТЕЙ ВИКОРИСТАННЯ «ЦИФРОВОЇ РІДИНИ» В СУДНОВИХ ДИЗЕЛЯХ

Відомий виробник MAN-B&W наряду з іншими виробниками сучасних малообертових двигунів (МОД) з електронним управлінням постійно проводить роботи по підвищенню їх працездатності виходячи з практики експлуатації та обслуговування. І якщо механічна система вже багато часу, як відпрацьована, то електро-гідравлічна система подачі палива постійно вдосконалюється. MAN-B&W є провідним виробником у Світі розвитку паливних систем безпосередньої дії з гідроприводом паливного насосу, до складу якої входить пропорційний клапан подачі гідравлічної рідини Fiva-valve (рис. 1) [1, 2, 3, 4].

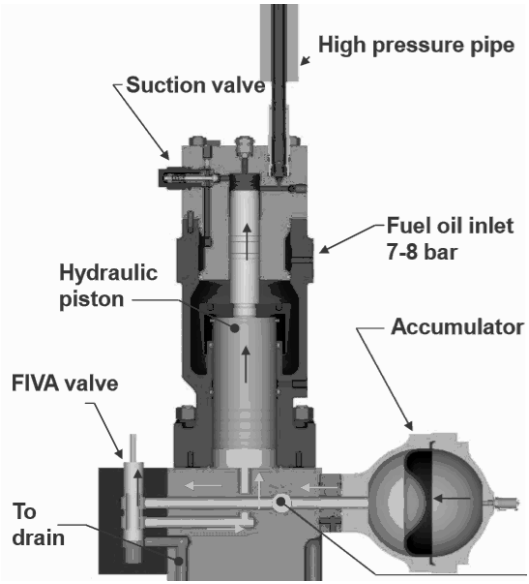


Рисунок 1 – Система управління пропорційним швидкодіючим клапаном

В роботі клапану спостерігаються процеси, які призводять до його неповного відкриття або зачинення [5].

Нами висунута гіпотеза – підвищення працездатності системи електронного управління подачею палива суднового МОД можливе за рахунок впровадження нового способу управління подачею гідравлічної рідини до паливного насосу високого тиску (ПНВТ) за рахунок заміни FIVA - Valve.

Тому роботи, які пов'язані з підвищенням працездатності електро-гідравлічної системи подачі палива, зокрема Fiva-valve, є актуальними як з наукової, так і з практичної точки зору.

Мета дослідження полягає в оцінці заміни Fiva-valve в МОД MAN-B&W серії Е та можливості застосування в середньообертових (СОД) двигунах.

В роботах [6, 7, 8] був проведений аналіз переваг і недоліків сучасних систем подачі палива суднових МОД, зокрема акумуляторної системи та системи безпосередньої дії. Фірма MAN-B&W постійно працює над підвищенням працездатності електро-гідравлічної системи управління ПНВТ з метою усунення недоліків [1, 2], які супроводжують їх експлуатацію.

В роботах [4, 5] були детально розглянуті результати моніторингу циліндрів, в роботі яких спостерігалися перебої, які приводили до зменшення потужності головного двигуна.

Нами були сформульовані основні вимоги до приводу FIVA – valve, які в подальших дослідженнях будуть задіяні при розбудові моделі роботи:

- можливість заклинювання при вимкненому стані;
- час відкриття менший ніж 5-10 мс;
- хід FIVA - valve – 10 мм;
- зусилля більше 120 МПа.

Слід зазначити, що в останні декілька років в дослідженнях, які направлені на заміну електромагнітних та електромеханічних приводів Fiva-valve, набирають поширення не тільки «цифрова рідина», але і п'єзоелектричний привод.

Так, в роботі [5] була запропонована модернізація FIVA-valve, яка полягала в заміні одного пропорційного клапана FIVA-valve з електромеханічним приводом на декілька клапанів з гідравлічним приводом. На рис. 2 наведена схема модернізованої системи подачі палива з двома цифровими клапанами (DFCU - Digital Flow Control Unit).

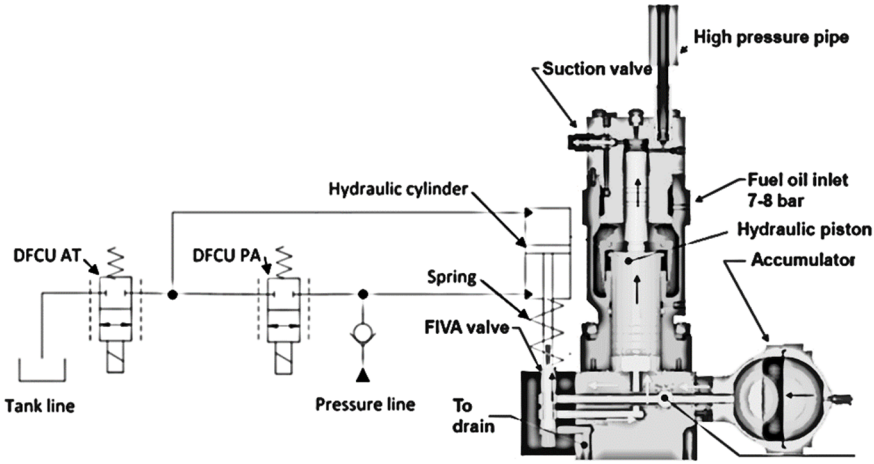
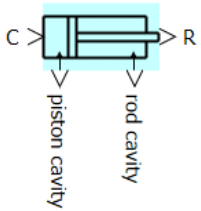


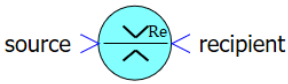
Рисунок 2 – Схема гідроприводу FIVA-valve з двома DFCU [5]

В середовищі імітаційного моделювання SimInTech від ТОВ «3С-Сервіс» було створено модель гідроприводу FIVA-valve з двома DFCU (рис. 3).

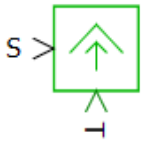
Для створення моделі були застосовані наступні блоки [12]:



- гідроциліндр двосторонньої дії з одностороннім висуненням;

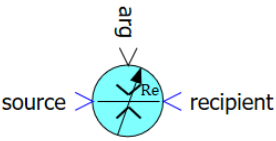


- гідродросель постійного перетину; блок моделює рух рідини через дросель з постійною площею прохідного перерізу, який з'єднує дві порожнини (це можуть бути як абстрактні порожнини, так і порожнини гідромашин і гідропристроїв). Порожнина, з якої відбувається витікання, вважається порожниною-джерелом. Порожнина, в яку надходить робоче середовище з дроселя, вважається порожниною-приймачем. Режим течії рідини (залежність витрати від числа Рейнольдса) враховується автоматично;



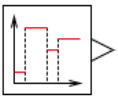
- ідеальне джерело сили поступального руху. У блоці реалізована модель ідеального джерела сили. Джерело ідеальне в тому сенсі, що передбачається, що його потужності завжди достатньо, щоб створити необхідну силу;

- тиск і температура рідини, Блок моделює джерело або приймач рідини з постійними в часі тиском і температурою;

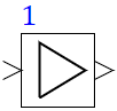


- гідродросель з регулюванням за довільним параметром, блок моделює рух рідини через дросель з регульованою площею прохідного перерізу. Площа регулюється за довільним параметром, яким може виступати переміщення, час, тиск, температура і т.д. Дросель з'єднує дві порожнини. Порожнина, з якої відбувається закінчення, вважається порожниною-джерелом. Порожнина, у яку надходить робоче середовище з дроселя, вважається порожниною-приймачем.

Режим течії рідини (залежність витрати від Рейнольдса) враховується автоматично;

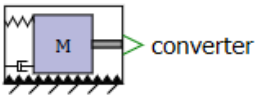


- кусково-постійна. Блок формує на виході довільний багатоступінчастий вихідний сигнал, який є суперпозицією східчастих впливів;



- підсилювач. Блок здійснює посилення вхідної величини на заданий коефіцієнт посилення;

- закладення поступального руху;



- механічний елемент поступального руху. Блок моделює механічний елемент поступального руху, на який діють сила інерції, позиційна сила, сила в'язкого

тертя і сила сухого тертя. Маса елемента постійна. Позиційна сила лінійно залежить від переміщення елемента. При нульовому переміщенні елемента позиційна сила може мати як нульове, так і ненульове значення. Сила в'язкого тертя лінійно залежить від швидкості елемента. Сила сухого тертя розділена на силу тертя при страгуванні та силу тертя при русі, кожна з яких є постійною величиною.

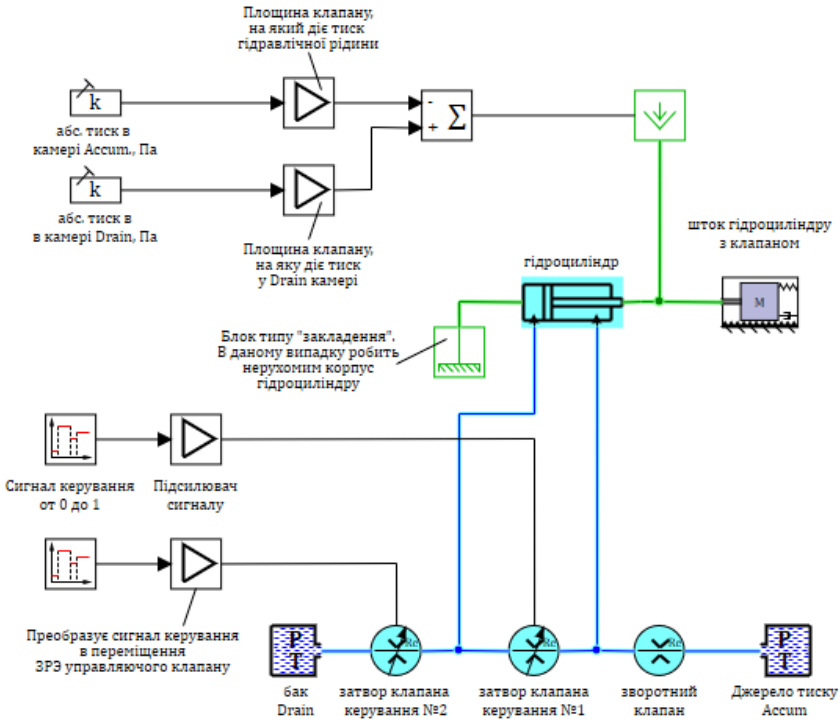


Рисунок 3 – Імітаційна модель гідроприводу FIVA-valve з двома DFCU [5]

На рис. 4 наведені результати проведеного імітаційного моделювання для інтервалів часу [0.005, 0.005, 0.005] мс, які свідчать, що хід переміщення клапану не відповідає вимогам – не вкладається в необ-

хідні 10 мм, що дозволило зробити висновок, що застосування таких систем управління подачею палива на середньо-обертових двигунах ускладнено.

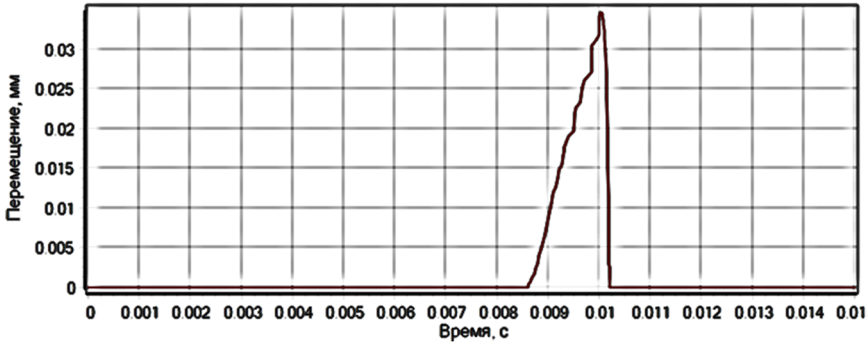


Рисунок 4 – Переміщення клапана FIVA-valve при часі надходження імпульсів керування, які кратні 5 мс [5]

Для того, щоб вирішити питання, яке пов'язане з часом спрацьовування, для використання не тільки МОД, а й СОД нами було запропоновано використання «цифрової» рідини, що набула поширення, починаючи з 2010 року, та яка полягає в використанні елементарних клапанів з двома станами (вимкнуто / ввімкнуто). Завдяки принципу «мінімізації» [6, 7, 8] відбувається заміна одного клапану з великим прохідним отвором на декілька клапанів з малим отвором. Це приводить до зменшення загальних розмірів, обсягів і маси компонентів., що, в свою чергу, приводить до зменшення необхідної енергії управління. Причому компоненти стають швидшими за рахунок значного скорочення часу затримки та моменту інерції в порівнянні з одним великим клапаном. Площа ж потоку клапану може бути однаковою з використанням одного великого клапана або декількох менших клапанів.

В роботі [5] приведено припущення, що «цифрова» рідина поряд з принципом «мінімізації» дозволить замінити Fiva-valve.

Сучасна технологія «цифрових» клапанів складається з:

- технології вмикання / вимикання, яка стосується тільки одного клапану, основним недоліком якої є погана керованість через відсутність тонкого регулювання та наявність гідроударів [10, 7, 11].

- технології комутації одного клапану, управління якого відбувається з високою частотою за допомогою широтно-імпульсної модуляції (PWM) або імпульсно-частотної модуляції (PFM);

- технології паралельного з'єднання «цифрових» клапанів, яка заснована на використанні ряду клапанів різного або однакового розміру. Вихід паралельного з'єднання - це число дискретних значень.

В роботі [6] доведено, що для досягнення всіх можливих центральних положень пропорційного клапана необхідні чотири двонаправлених DFCU, а також доведено високі показники при заміні пропорційного клапану на два та чотири DFCUs цифрові пневматичні системи клапанів для трьох варіантів управління цими клапанами. Крім того, розглянуто методи управління «цифровими» клапанами.

В даний час є декілька компаній, які займаються розробкою та виробництвом «цифрових» клапанів для застосування в «цифровій» гідравліці. Основною проблемою «комерційних» клапанів залишається час відгуку. Наприклад серія Bucher Hydraulics WS22GD/OD [10], час відгуку клапану знаходиться в межах 5…15 мс; клапан Sturman Industries SI -1000 від виробника [6], час відгуку якого становить всього 0,45 мс.

Слід відмітити окремий клас – пневматичні клапани. Так клапани серії Bibus 850, які складаються з трьох різних варіантів клапанів: одно-, трьох- і девятівипускних версій, названих відповідно до кількості виходів: 851, 853 і 859, час відгуку клапана становить кілька мілісекунд [6, 9].

Окремо слід відмитити цифрові клапани з п’єзоелектричними приводом. Хоча ще у 80-90 роках минулого століття були розроблені конструкції клапанів з п’єзоелектричними перетворювачами [dh, ero], але в результаті інформаційного пошуку вдалося встановити, що на ринку присутні клапани від Thomas Publishing Company – електропневматичний I/P, E/P перетворювач Model T7800 [11].

Слід зазначити, що традиційно заводом-виробником FIVA-valve випускається з електромеханічним приводом. Після аналізу досягнень в даному напряму нами запропонована його заміна на декілька клапанів з гідравлічним приводом.

На рис. 5 зображено структурну схему електрогідравлічного приводу з використанням «цифрових» клапанів [13].

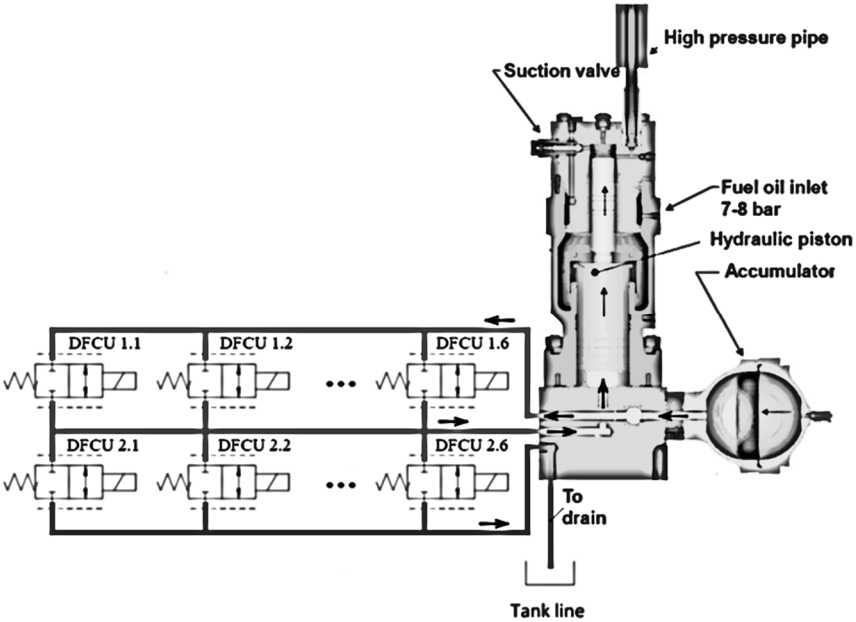


Рисунок 5 – Схема гідроприводу з «цифровими» клапанами

На рис. 5 зображено 6 DFCU (1.1-1.6), які відповідають за подачу гідравлічної рідини від акумулятору, в якому вона знаходиться під великим тиском, до гідравлічного поршню (Hidraulic piston). В наслідок такої дій гідравлічний поршень починає рух. DFCU 1.1-1.6 повинні мати прохідний отвір 1/6 від загального діаметру магістралі, по якій відбувається подача гідравличної рідини. DFCU 2.1-2.6 необхідні для скидання тиска в гідравлічному поршні. Після їх відкриття відбувається скидання гідравлічної рідини у танк.

Для оцінки часу спрацьовування було створено імітаційну модель ПНВТ з використанням «цифрових» клапанів в електронному програмному середовищі імітаційного моделювання SimInTech від ТОВ «ЗС-Сервіс», оскільки на нього діє офіційна безлімітна ліцензія (Організація: НУ «ОМА». Серійний номер: BFAAF64B757_0804CAB2).

На рис. 6 наведено імітаційну модель гідроприводу ПНВТ безпосередньої дії з 12-тю DFCU, 6 з яких відповідають за подачу рідини від акумулятора до гідравлічного поршню та 6 – для скидання тиску.

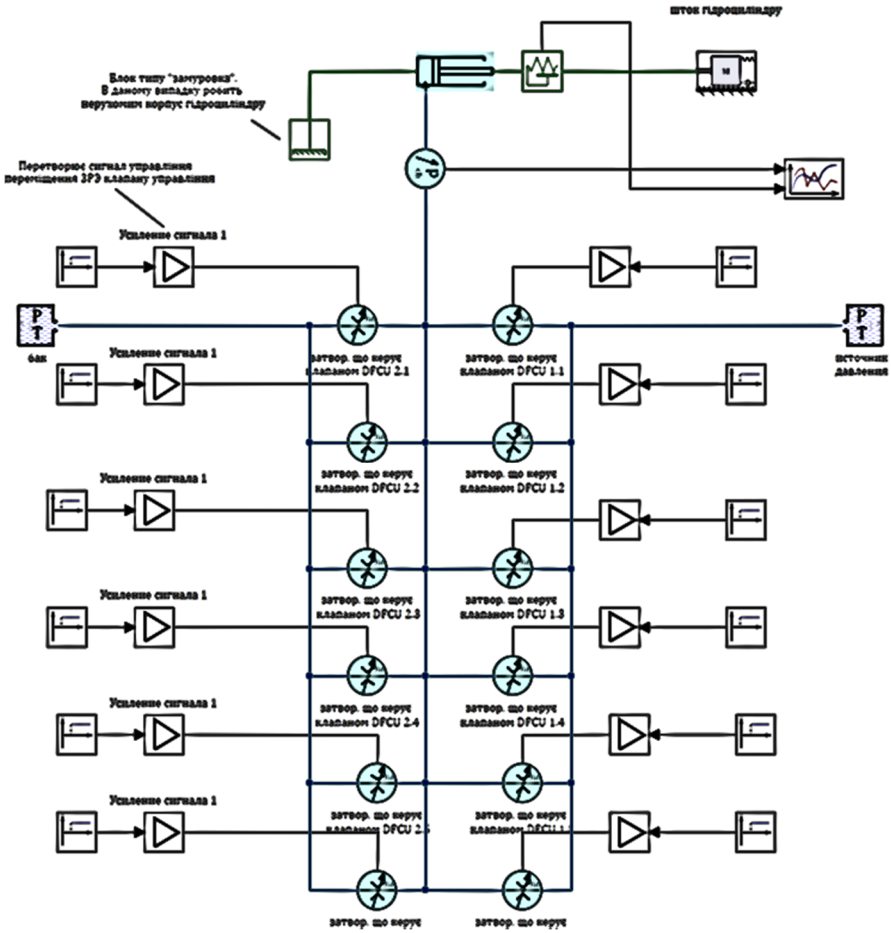
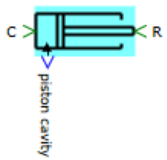
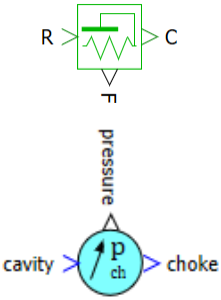


Рисунок 6 – Імітаційна модель ПНВТ із застосуванням «цифрових» клапанів

Для створення моделі на відміну від моделі, яку зображено на рис.3, були додатково застосовані ще три наступні блоки [12]:



- гідроциліндр односторонньої дії (базовий);



- ідеальний датчик сили. У блоці реалізована модель ідеального датчика сили (без урахування демпфування, запізнення, енерговитрат тощо);
- датчик абсолютного тиску рідини (лінія зв'язку з гідродинамічним елементом). Блок моделює датчик абсолютного тиску робочого середовища (рідини) у порожнині. Блок призначений для виведення сигналу абсолютного тиску робочого середовища (рідини) з лінії зв'язку порожнини та гідродинамічного елемента (дроселя, каналу). Одиниця вимірювання тиску, що видається – Паскаль;

В таблицях 1 і 2 наведені властивості та параметри маси елементу поступового руху, що приєднується до штоку гідроциліндру.

Таблиця 1 – Властивості маси елементу поступового руху, що приєднується до штоку гідроциліндру

Назва	Значення
Еквівалентна жорсткість пружних елементів, Н/м	1000
Зусилля від позиційного навантаження (від дії пружних елементів) при нульовому переміщенні механічного елемента, Н	-50
Сила сухого тертя страгування, Н	15
Сила сухого тертя руху, Н	10
Початкове переміщення механічного елемента, м	0
Початкова швидкість механічного елемента, м/с	0
Мінімально можливе переміщення механічного елемента,	0
Маса механічного елемента, кг	0,2
Максимально можливе переміщення механічного елемента, м	0,01
Коефіцієнт в'язкого тертя, Н/(м/с)	500

Таблиця 2 – Параметри маси елементу поступового руху, що приєднується до штоку гідроциліндру

Назва	Значення
Переміщення механічного елемента, м	0,01
Швидкість переміщення механічного елемента, м/с	0
Прискорення механічного елемента, м/с^2	0

В таблицях 3 і 4 наведені властивості та параметри маси елементу поступового руху, що приєднується до штоку гідроциліндру.

Таблиця 3 – Властивості гідроциліндру односторонньої дії

Назва	Значення
Температура робочого середовища в порожнинах, градуси Цельсія	20
Робоче середовище	вода за ДССРД Р-776-98
Площа поршня, на яку діє тиск у порожнині, $м^2$	0,0019635
Початковий хід штока, м	0
Початковий абсолютний тиск робочого середовища в порожнині, Па	100000
Початкова швидкість штока, м/с	0
Модуль об'ємної пружності робочого середовища	адіабатний
Максимальний хід штока, м	0,3
Коефіцієнт демпфування упорів, Н/(м/с)	10000000
Контактна жорсткість упорів штока, Н/м	1E8
"Мертвий" об'єм порожнини, $м^3$	2E-5

Таблиця 4 – Параметри гідроциліндру односторонньої дії

Назва	Значення
Переміщення штока щодо корпусу, м	0,010045415
Швидкість переміщення штока щодо корпусу, м/с	0
Абсолютний тиск робочого середовища в порожнині, МПа	0,1013232
Об'єм порожнини, $м^3$	3,9724171E-5

Для DFCU 1.1-1.6 було обрано інтервали часу спрацьовування, які зображені на рис. 7. Час спрацьовування та час ввімкнутого стану було обрано різними.

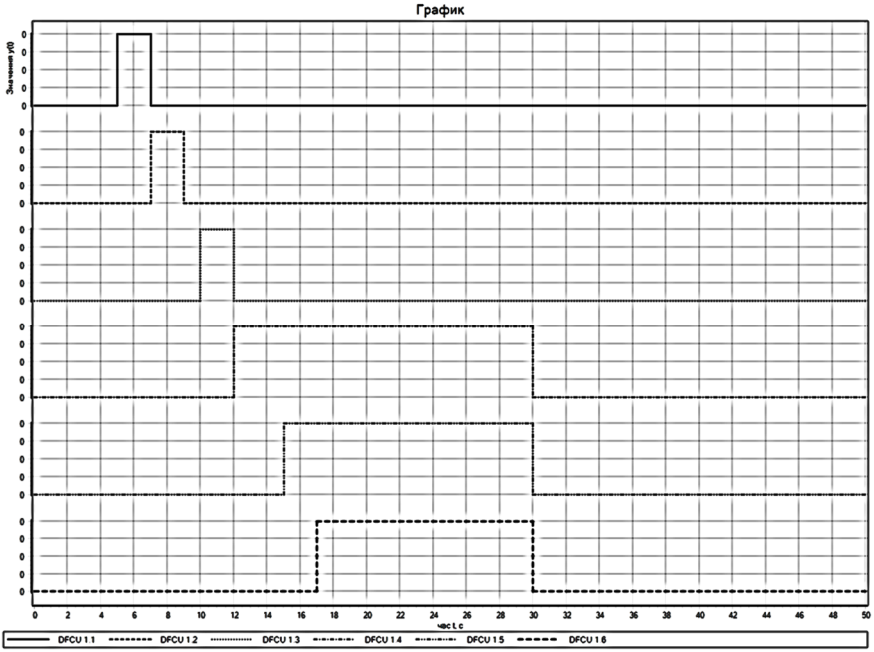


Рисунок 7 – Час вмикання «цифрових» клапанів

Результати моделювання наведено на рис. 8.

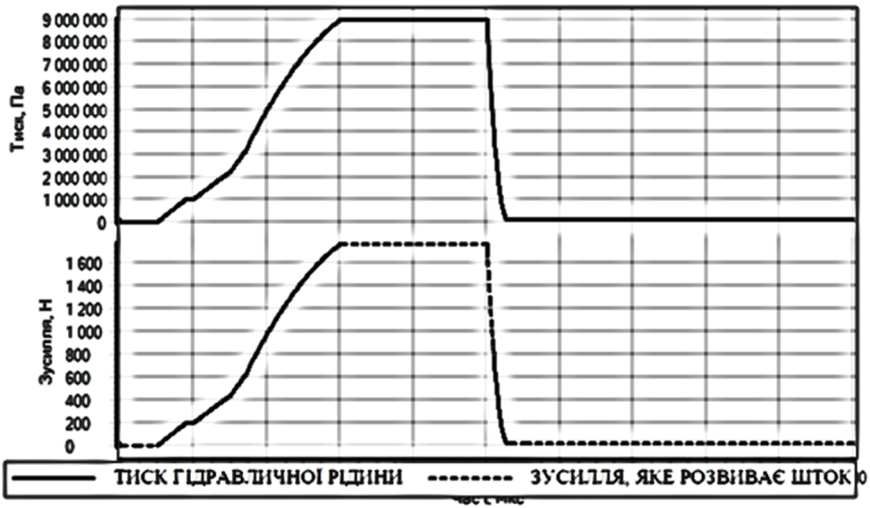


Рисунок 8 – Результати моделювання роботи гідроциліндру

Аналіз результатів довів, що час спрацьовування одного DFCU складає 1 мкс, як при вмиканні, так і вимиканні.

За результатами проведених досліджень можливо зробити наступні висновки.

- запропоновано використання нових засобів перемикання гідравличної рідини до ПНВТ, яке може дати змогу позбавитися, як «брязкіту» та й заклинювання FIVA – valve.

- з огляду на передові досягнення в галузі гідроавтоматики запропоновано використання «цифрових» клапанів.

- запропонована структурна схема управління гідравлічною рідиною, яка дозволила позбутися пропорційного клапану FIVA-valve з електромеханічним приводом.

- створено імітаційну модель системи подачі палива в малообертовий двигун безпосередньої дії в середовищі електронного моделювання SimInTech.

- проведене дослідження на моделі довело можливість використання запропонованої технології.

Тому можна зробити висновок, що застосування «цифрових» клапанів дозволяє відмовитися від пропорційного клапану FIVA-valve з електромагнітним приводом. Час спрацьовування укладається в необхідний час.

Таким чином, в дослідженні *вперше* запропоновано використання способу управління подачею гідравлічної рідини до ПНВТ за рахунок використання «цифрових» клапанів та о*тримала подальший розвиток* імітаційна модель приводу «цифрового» клапану подачі гідравлічної рідини в ПНВТ суднового МОД типу MAN-B&W серії ME в середовищі електронного моделювання SimInTech, що дозволило дослідити, які процеси відбуваються з гідравлічною рідиною при управлінні паливним насосом високого тиску безпосередньої дії.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. MAN ME Engine. Operating Manual. – Copenhagen, Denmark 2012. – 607 p.

2. MAN ME Training course. Training documentation. – Copenhagen, Denmark, 2014.

3. MAN B&W S60ME-C8.2-TII Project Guide Electronically Controlled Twostroke Engines https://marine.man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/printed/S60ME-

C8_2.pdf.

4. Оженко Е. М. Моделі, методи та засоби покращення системи подачі палива суднового дизеля на базі п’єзоелектричних перетворювачів: дис. ... кан.. техн. наук: 05.13.05. – Одесса, 2018. – 166 с.

5. Лук`янчук А.А. Підвищення надійності електронної системи подачі палива суднового малообертового дизеля: маг. робота. – Одеса, 2020. – 90 с.

6. JUSSI PEURALA Model–based design, modelling and simulation of digital hydraulic GAS admission valve / Master of Science Thesis, 132 pages, 12 Appendix pages May 2014. [Internet]. Available from: https://dspace.cc.tut.fi/dpub/bitstream/handle/123456789/22251/peurala.pdf;sequence=1.

7. Heikkilä, M., Aalto University. Digital hydraulics review, Wärtsilä Corporation, 7.10.2010.

8. Johnson et al. 2001 Sturman Digital Latching valve, 7th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden. [Internet]. Available from:

9. Bibus Solenoid valves 850 series. Matrix Technical Information. [Internet]. Available from: http://www.bibus.co.uk/fileadmin/editors/countries/bibuk/product_data/matrix/d ocuments/matrix_technical_information_en.pdf. Cited 7.10.2013.

10. Bucher Hydraulics Series WS22GD/OD, 2/2 Cartridge Seat Valve, Size 5. [Internet]. Available from: http://www.bucherhydraulics.com/31577/Mobile–and–Industrialhydraulics/Products/Valves/Directional–seat–valves/Cartridge–valves/index.aspx.

11. Електро- пневматичний I/P, E/P перетворювач Model T7800 [Internet]. Available from: http://www.mvif.ru/assets/files/Converters/T7800/Model_T7800.pdf.

12. Справочная система SimInTech. URL: https://help.simintech.ru/#o_simintech/o_simintech.html.

13. Коваль М.О. Підвищення працездатності системи електронного управління подачею палива суднового малообертового дизеля: маг. робота. – Одеса, 2021. – 92 с.

РЕФЕРАТИ

10.31653/smf343.2021.5-17

Zablotskyi Yu.V., Sagin A.S. Applying of fuel additives in marine diesel engines

A method for improving the operational characteristics of a marine diesel engine by applying fuel additives has been proposed. A marine medium-speed four-stroke cycle diesel 6L20 by Wartsila-Sulzer was used for this research. During the experiment, the diesel engine was operated on RME25 marine fuel. An additive containing active oxygen-bearing groups and modified with light metal salts was used as a fuel additive. Experiments were done, using three diesels of the same type. The technical condition of diesel engines before and during the research was the same. One of the diesels was operated on RME25 fuel, the other two – on RME25 fuel with different additive concentrations. To use the fuel additive, the diesel fuel system was additionally equipped with a flow meter and a dispenser.

Operation of the engines in experiments was concurrent, which allowed for maintaining equal load on the diesels. Specific fuel oil consumption, exit gas temperature, concentration of nitrogen oxides in the exit gases, and technical condition of fuel system and cylinder-piston group elements were determined in this experiment. The initial experiments determined the optimal concentration of the additive in the fuel (at which the minimum specific fuel consumption is ensured). Further experiments (in which the diesel engine was operated on fuel with the optimal concentration of the additive) established the effect of the fuel additive on the temperature stress (exhaust gas temperature) and the environmental performance of the diesel engine (concentration of nitrogen oxides in exhaust gases). It was shown that the use of fuel additives improves fuel efficiency of a marine diesel, in particular reduces specific fuel oil consumption by 3.5 to 5.8 % subject to diesel load and additive concentration in the fuel. Improved environmental performance of the diesel – decrease by 1.4 … 4.3 % in the concentration of nitrogen oxides in exhaust gases, was also found. It was shown that the concentration of the additive has an optimal value, can be determined experimentally and depends on the characteristics of the fuel and the load on the diesel engine.

Заблоцький Ю.В., Сагін А.С. Використання паливних присадок у суднових дизелях

Запропоновано спосіб поліпшення експлуатаційних характеристик суднового дизеля за рахунок використання присадок до палива. Дослідження виконувались на судновому середньообертовому чотиритактному дизелі 6L20 Wartsila-Sulzer. Під час експерименту дизель експлуатувався на судновому паливі RME25. Як присадку до палива використовували таку, що містить активні групи із вмістом кисню та модифіковану солями легких металів. Експерименти виконувались з використанням трьох дизелів одного типу. Технічний стан дизелів до, а також під час проведення досліджень було однаковим. Один з дизелів експлуатувався на паливі RME25, два інших – на паливі RME25 з різною концентрацією присадки. Для використання паливної присадки паливна система дизелів додатково комплектувалася витратоміром і дозатором. Робота двигунів в експериментах була паралельною, що дозволяло підтримувати однакове навантаження на дизелі. В експерименті визначалися питома витрата палива, температура випускних газів, концентрація оксидів азоту в випускних газах, технічний стан паливної системи і елементів циліндро-поршневої групи. Початковими експериментами була визначена оптимальна концентрація присадки в паливі (під час якій забезпечується мінімальна питома витрата палива). Подальші експерименти (під час яких дизель експлуатувався на паливі з оптимальною концентрацією присадки) був встановлений вплив паливної присадки на температурну напруженість (температуру випускних газів) та екологічні показники роботи дизеля (концентрацію оксидів азоту в випускних газах). Показано, що використання паливних присадок підвищує паливну економічність суднового дизеля, зокрема знижує питому витрату палива на 3,5 … 5,8% в залежності від навантаження дизеля і концентрації присадки в паливі. Також встановлено поліпшення екологічних характеристик дизеля – зниження на 1,4 … 4,3 % концентрації оксидів азоту в випускних газах. Було показано, що концентрація присадки має оптимальне значення, може бути визначена експериментально і залежить від характеристик палива і навантаження на дизель.

Keywords: marine internal combustion engine, marine diesel fuel, fuel additives, specific fuel oil consumption, nitrogen oxides concentration in exit gases.

Ключові слова: судновий двигун внутрішнього згоряння, морське дизельне паливо, паливні присадки, питома витрата палива, концентрація оксидів азоту у випускних газах.

10.31653/smf343.2021.18-24

Кривий М. О., Сагін С. В. Визначення впливу властивостей моторних мастил на розподіл тиску в парах ковзання суднових дизелів

Довговічність та надійність суднових дизелів безпосередньо пов'язані з процесами зносу та генерування тепла, що відбуваються у парах ковзання. На процеси зносу та виділення тепла визначальний вплив має мастильний шар у зоні контакту пар ковзання, його товщина і фізико-хімічні властивості мастил. Наявність мастильного шару та його характеристики пов'язані, з одного боку, з режимами роботи пар ковзання, а з іншого - з властивостями моторного масла. У цьому випадку визначення технічного стану пар ковзання (підшипників, колінчастого валу, поршневих кілець, втулки циліндрів) пов'язане з короткочасним або тривалим виведенням з експлуатації двигуна. Водночас теоретичні дослідження, використання яких дає змогу оцінити експлуатаційні параметри мастила, що розділяє поверхні пар ковзання, а також навантаження, що діють на контактні ділянки цих поверхонь, відносяться до ньютонівських масла. При цьому реологічні характеристики мастил вважаються постійними і не враховують зміни в’язкості, ковзних навантажень та інших показників. Це призводить до хибних значень при визначенні контактних напружень і тисків, що виникають у ковзних парах (під великими динамічними навантаженнями), що може сприяти їх підвищеному або критичному зносу. Крім того, забруднення мастил, які виникають в результаті експлуатації суднових дизелів також призводять до змін фізико-хімічних властивостей мастил. Тому дослідження властивостей мастильних шарів у ковзних парах для неньютонівських мастил, динамічна в’язкість яких залежить як від тиску так і від температури є важливою теоретичною та прикладною задачею.

В даній роботі для задачі визначення розподілу тиску в мастильному шарі в парах ковзання суднових дизелів розроблена математична модель у вигляді краєвої задачі для диференційного рівняння Рейнольдса. Отримані точні розв’язки вказаної задачі з урахуванням фізико-хімічних властивостей мастил. Зокрема, досліджено особливості розподілу тиску в парах ковзання для неньютонівських мастил при різних залежностях динамічної в’язкості мастил від тиску і тем-

ператури. Отримані розв'язки дозволяють узагальнити критерій Зомерфельда для визначення умов виникнення сухого тертя в парах ковзання на випадок неньютонівських мастил.

10.31653/smf340.2020.19-24

Kryvyi M. O., Sagin S. V. Determination of the influence of properties of engine oils on pressure distribution in friction pairs of marine diesel engines

The durability and reliability of ship power plants are directly related to the processes of wear and heat generation that occur in sliding pairs. The processes of wear and heat release are decisive influenced by the lubricating layer in the contact zone of the sliding pairs. The presence of lubricating layer and its characteristics are related, on one side with operating modes of sliding pair, and on the other side with properties of engine oil. In this case, the determination of the technical condition of the sliding pairs (bearings, crankshaft, piston rings, cylinder bushing) is related with short-term or long-term decommissioning of the engine. At the same time, theoretical studies, the use of which makes it possible to evaluate the operational parameters of the lubricant, which separates the surfaces of the sliding pairs, as well as the loads that apply to the contact areas of these surfaces relate to Newtonian oils. At the same time, the rheological characteristics of the oils are considered constant and does not take into account changes in viscosity, sliding loads and other indicators. This results in false values in determining the contact stresses and pressures that occur in sliding pairs (under high dynamic loads) can contribute to their increased or critical wear. Therefore, research into the properties of lubricating layers in sliding pairs for non-Newtonian oils is an important theoretical and application task.

In this paper, a mathematical model in the form of a boundary value problem for the Reynolds differential equation is developed for the problem of determining the pressure distribution in the lubricating layer in the slip pairs of marine diesels. Precise solutions of this problem are obtained, taking into account the physicochemical properties of lubricants. In particular, the peculiarities of the pressure distribution in friction pairs for non-Newtonian lubricants at different dependences of the dynamic viscosity of lubricants on pressure and temperature are studied. The obtained solutions allow to generalize Sommerfeld's criterion in the case of non-Newtonian lubricants.

Ключові слова: мастильний шар, диференціальне рівняння Рейнольдса, неньютонівські мастила, розподіл сили тиску в мастильному шарі.

Keywords: lubricating layer, Reynolds differential equation, non-Newtonian lubricants, pressure force distribution in the lubricating layer.

Kuropyatnyk O.A., Sagin S.V. Ensuring efficiency and environmental of marine diesel engines which using exhaust gas bypass system

The mechanism of formation toxic components in exhaust gases during oxidation and combustion of fuel in marine internal combustion engines is considered. It has been shown that nitrogen oxides are one of the most toxic components of the exhaust gases of marine diesel engines. The main methods of concentration reducing of nitrogen oxides in the exhaust gases of marine diesel engines are indicated. The system of ship engine by-pass exhaust gases 6L20 Wartsila has been observed. The requirements of Annex VI MARPOL towards nitrogen oxide concentration in ship engine exhaust gases have been provided. The purpose of research was the determination of diesel 6L20 Wartsila by-pass exhaust gases optimum volume – at this the nitrogen oxide minimal concentration in exhaust gases is assured, the minimal increase (comparing with operation mode without by-pass) – specific effective fuel consumption, supporting of necessary thermal factor diapason of engine cylinders. The researches were performed for the exhaust gases by-pass diapason 0 … 10 % for the engine load diapason 0.55 … 0.85 % from nominal power. Determination of the environmental and economic performance of the diesel engine was carried out according to two schemes: with a constant position of the by-pass valve, the load on the diesel engine changed, and then the values of the concentration of nitrogen oxides in the exhaust gases and the specific effective fuel consumption were determined; with a constant load on the diesel, the position of the bypass valve was changed, and then the values of nitrogen oxide emissions and the indicator of the diesel engine efficiency were determined. Upon experimental results it has been stated that the by-pass exhaust gases usage favor the ecological parameters of ships engine operation modes – by this at the range of exploitation load 0.55 … 0.85 % from nominal power the nitrogen oxide concentration in exhaust gases is decreased on 1.32 …. 12.97 %. The by-pass of exhaust gases impairs the combustion process and favor the increasing of specific effective fuel consumption and increasing the temperature of exhaust gas-

es. The exhaust gases by-pass effectiveness should be performed by complex estimation of the following engine operation parameters: the nitrogen oxide concentration in exhaust gases, increasing of specific effective fuel consumption, the exhaust gases temperature. As optimal degree of exhaust gases by-pass the value when the maximum decrease of nitrogen oxide emission at minimal increase of fuel consumption and simultaneous diesel thermal factor handling has to be considered.

Куропятник О.А., Сагін С.В. Забезпечення економічності та екологічності роботи суднових дизелів під час використання системи перепуску випускних газів

Розглянуто механізм утворення токсичних компонентів випускних газів під час окислення та згоряння палива в суднових двигунах внутрішнього згоряння. Показано, що оксиди азоту є одними з найбільш токсичних компонентів випускних газів суднових дизелів. Вказані основні способи зниження концентрації оксидів азоту в випускних газах суднових дизелів. Наведені вимоги Annex VI MARPOL до концентрації оксидів азоту в випускних газах суднових дизелів. Розглянуто систему перепуску випускних газів суднового дизеля 6L20 Wartsila. Метою дослідження було визначення оптимального об'єму перепуску випускних газів дизеля 6L20 Wartsila – при якому забезпечується мінімальна концентрація оксидів азоту в випускних газах, мінімальне збільшення (у порівнянні з режимом роботи без перепуску) питомої ефективної витрати палива, підтримання необхідного діапазону теплової напруженості циліндрів дизеля. Дослідження виконувалися для діапазону перепуску випускних газів 0 ... 10 % для діапазону навантажень дизеля 0,55 ... 0,85 % номінальної потужності. Визначення екологічних і економічних показників роботи дизеля виконувалися за двома схемами: при незмінному положенні перепускного клапана змінювалася навантаження на дизель, і далі визначалися значення концентрації оксидів азоту в випускних газах і питома ефективна витрата палива; при постійному навантаженні на дизель змінювалося становище перепускного клапана, і далі визначалися значення емісії оксидів азоту і показник економічності роботи дизеля. Експериментально встановлено, що використання перепуску випускних газів сприяє поліпшенню екологічних показників роботи суднових дизелів – при цьому в діапазоні експлуатаційних навантажень 0,55 ... 0,85% номінальної потужності на 1,32 ... 12,97 % знижується концентрація оксидів азоту в випускних газах. Перепуск

випускних газів погіршує процес згоряння і сприяє збільшенню питомої ефективної витрати палива і збільшення температури випускних газів. Визначення ефективності перепуску випускних газів доцільне проводити шляхом комплексної оцінки наступних параметрів роботи дизеля: концентрація оксидів азоту в випускних газах, збільшення питомої ефективної витрати палива, температура випускних газів. Як оптимальний ступень перепуску газів слід приймати значення, при яких досягається максимальне зниження емісії оксидів азоту при мінімальному підвищенні витрати палива і одночасній підтримці теплової напруженості дизеля.

Key words: marine medium speed diesel, exhaust gas bypass, emission of nitrogen oxides, specific fuel oil consumption.

Ключові слова: судновий середньообертовий дизель, перепуск випускних газів, емісія оксидів азоту, питома витрата палива.

Мадей В.В. Використання альтернативного палива в суднових середньообертових дизелях

Розглянута можливість використання палива біологічного походження в суднових середньообертових дизелях. Дослідження виконувалися на суднових середньообертових дизелях 6H17/28 Hyundai Heavy Industries. Три подібні дизелі входили до складу енергетичної установки морського судна дедвейтом 14745 тонн. 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 однаковому навантаженні, підтримка якого вимагалась 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 і усереднення отриманих значень. Це забезпечувало коректність проведення досліджень і можливість зіставлення вимірів, виконаних на різних дизелях. Завданням досліджень було визначення впливу альтернативного палива на економічні та екологічні показники суднового дизеля. Контур подачі палива до першого дизеля не змінювався та дизель експлуатувався на паливі DMA. Два інших дизеля експлуатувались на паливної суміші – палива DMA та

біопалива. Вміст біопалива в суміші змінювався в інтервалі 5 ... 15 %. Основними величинами, які вимірювалися під час проведення експерименту, були питома ефективна витрата палива і концентрація оксидів азоту у випускних газах. Навантаження на дизелі під час проведення експериментів змінювалося в інтервалі 25 ... 75 % від номінального значення. Експерименти підтвердили можливість використання біопалива (у складі паливної суміші палива DMA і 5 ... 15 % біопалива) для забезпечення робочого циклу і передачі потужності на споживачі енергії. Встановлено, що використання біопалива підвищує екологічність роботи суднового дизеля – при цьому на 5,1 ... 23,3% (залежно від навантаження дизеля і вмісту біопалива в паливній суміші) знижується емісія оксидів азоту. Також визначено, що під час використання біопалива відбувається 1 ... 5,1 % збільшення питомої витрати палива, що знижує економічність роботи дизеля.

Madey V.V. Use of alternative fuels in marine diesel engines

The possibility of using fuel of biological origin in marine medium-speed diesels is considered. The research was performed on medium-speed marine diesels 6H17/28 Hyundai Heavy Industries. Three such diesels were part of the power plant of the ship with a deadweight of 14,745 tons. Before the experiment, all diesels had a comparable engine life of fuel equipment, parts of the cylinder group, motion bearings, as well as the same technical condition. By switching consumer groups, the operation of the diesels was performed at the same load, the support of which was required during the experiment. During the experiment, all diesels maintained constant parameters in the lubrication and cooling systems. The operation of diesels in each of the studied modes was carried out for at least 1.5 ... 2 hours, during which the measurement of the main parameters and averaging of the obtained values were performed. This ensured the correctness of the research and the ability to compare measurements performed on different diesels. The aim of the research was to determine the impact of alternative fuels on the economic and environmental performance of marine diesel. The fuel supply circuit to the first diesel did not change and the diesel was operated on DMA fuel. Two other diesels were operated on a fuel mixture – DMA fuel and biofuel. The content of biofuels in the mixture varied in the range of 5 ... 15 %. The main values measured during the experiment were the specific effective fuel consumption and the concentration of nitrogen oxides in the exhaust gases. The load on the diesel engine during the experiments varied in the

range of 25 ... 75 % of the nominal value. Experiments have confirmed the possibility of using biofuels (as part of a fuel mixture of DMA fuel and 5 ... 15 % biofuels) to ensure the duty cycle and power transmission to energy consumers. It is established that the use of biofuels increases the environmental friendliness of marine diesel – at the same time by 5.1 ... 23.3 % (depending on the diesel load and the content of biofuels in the fuel mixture) reduces the emission of nitrogen oxides. It is also determined that during the use of biofuels there is a 1 ... 5.1 % increase in specific fuel consumption, which reduces the efficiency of the diesel engine.

Ключові слова: судновий середньообертовий дизель, паливо біологічного походження, питома ефективна витрата палива, емісія оксидів азоту.

Keywords: marine medium speed diesel, biofuel, specific fuel oil consumption, nitrogen oxide emissions.

Мар'янов Д.М. Удосконалення системи зберігання та циркуляції бурильної суспензії на суднах типу Platform Supply Vessel

Розглянута система зберігання та циркуляції бурильної суспензії на суднах класу Platform Supply Vessel. Вказано, що бурильні суспензії є дисперсними системами, які складаються з рідкої фази (мінерального мастила) і неорганічних компонентів, питома маса яких перевищує питому масу рідкої фази. Це призводить до латентної стратифікації густини і розшарування бурильної суспензії за глибиною вантажного танка, в якому проводиться її транспортування. Дослідження було спрямоване на розробку технології, що забезпечує підтримку постійного значення густини бурильної суспензії за глибиною танку, в якому відбувається її перевезення. Дослідження виконувалися в судновий системі зберігання та циркуляції бурильної суспензії спеціалізованого морського судна типу Platform Supply Vessel дедвейтом 5850 тонн. Експериментально встановлено, що для часу транспортування 6 … 36 годин стратифікація густини бурильної суспензії за глибиною вантажного танку становить 3,04 … 32,04 %. Як спосіб, що забезпечує мінімальну стратифікацію густини бурильної суспензії під час її транспортуванні, запропоновано використання додаткової Х-подібної циркуляції бурильної суспензії в обсязі сусідніх вантажних танків. Дослідженнями підтверджено, що при цьому стратифікація густини за часовий період 6–36 годин знижується до діапазону 2,30 … 9,01 %. Комплексне використання додаткової Х-подібної

циркуляції та одночасної подачі повітря у донну частину вантажного танку забезпечує значення стратифікації густини 0,73 … 2,93 %. Зниження стратифікації густини при цих випадках транспортування пояснюється штучним створенням ламінарного потоку бурильної суспензії (за рахунок її примусової циркуляції між сусідніми вантажними танками), а також її локальними турбулентними течіями (за рахунок додаткової подачі повітря в нижню частину вантажних танків). Перехресний рух бурильної суспензії (який здійснюється як під дією гравітаційних сил, так і за допомогою додатково встановлених циркуляційних насосів) і повітря, що подається у вантажний танк, може сприяти виникненню явища кавітації. Це призводить до силового впливу на органічні і неорганічні сполуки, які знаходяться в об'ємі бурильної суспензії. Це перешкоджає їх осадженню і підтримує їх в підвішеному стані. Удосконалення системи зберігання та циркуляції бурильної суспензії може бути виконано безпосередньо на судні Platform Supply Vessel судновою машинною командою після узгодження документації та технології проведення робіт із технічним департаментом судноплавної компанії.

Maryanov D.M. Improvement of drilling fluid storage and circulation system on Platform Supply Vessel

The system of storage and circulation of drilling fluid on Platform Supply Vessel is considered. It is indicated that drilling fluid are dispersed systems consisting of a liquid phase (mineral oil) and inorganic components, the specific weight of which exceeds the specific weight of the liquid phase. This leads to latent density stratification and stratification of the drilling fluid to the depth of the cargo tank in which it is transported. The study was aimed at developing a technology that maintains a constant value of the density of the drilling fluid at the depth of the tank in which it is transported. The studies were performed in the ship's system of storage and circulation of drilling fluid of a specialized marine vessel type Platform Supply Vessel with a deadweight of 5850 tons. It was experimentally established that for the transport time of 6 … 36 hours the stratification of the density of the drilling fluid by the depth of the cargo tank is 3.04 … 32.04 %. As a method that ensures minimal stratification of the density of the drilling fluid during its transportation, it is proposed to use additional X-shaped circulation of the drill fluid in the volume of adjacent cargo tanks. Studies have confirmed that the density stratification for the time period of 6 ... 36 hours decreases to the range of 2.30 … 9.01 %. The

integrated use of additional X-shaped circulation and simultaneous air supply to the bottom of the cargo tank provides a value of density stratification of 0.73 … 2.93 %. The decrease in density stratification in these transport cases is explained by the artificial creation of a laminar flow of drilling fluid (due to its forced circulation between adjacent cargo tanks), as well as its local turbulent flows (due to additional air supply to the lower part of cargo tanks). The cross-movement of the drilling fluid (which is carried out both under the action of gravitational forces and with the help of additionally installed circulating pumps) and the air supplied to the cargo tank can contribute to the phenomenon of cavitation. This leads to a forceful effect on the organic and inorganic compounds that are in the volume of the drill fluid. This prevents them from settling and keeps them suspended. Improvements to the drilling fluid storage and circulation system can be made directly on board the Platform Supply Vessel by the ship's engine crew after coordination of documentation and technology with the shipping company's technical department.

Ключові слова: морське судно класу Platform Supply Vessel, бурильна суспензія, система зберігання та циркуляції бурильної суспензії, стратифікація густини.

Key words: Platform Supply Vessel, drilling fluid, drilling fluid storage and circulation system, density stratification.

Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів

Виконано аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил, що використовуються в системах мащення суднових дизелів. Наведені вимоги, які висуваються для мастил різного призначення. Визначено, що суднові енергетичні установки (як головні, так і допоміжні) є порівняно невеликими споживачами мастильних матеріалів в загальному обсязі світового транспортно-енергетичного комплексу. При цьому підкреслено, що моторні мастила, що використовуютьс на суднах морського і річкового транспорту, найбільшою мірою леговані присадками і відрізняються великим запасом якості за своїм первинним властивостям. Висвітлено, що в даний час з боку судновласників особлива увага приділяється питанням економії мастил в процесі їх використання на суднах, а також перспективам регенерації їх експлуатаційних властивостей. Суднові моторні мастила

поділяються на три види за призначенням і області застосування: циліндрові мастила, якими змащуються циліндри суднових малооберетових дизелів крейцкопфного типу – лужне число 30 … 70 мгКОН/г, клас в'язкості SAE40 або 50; мастила для мащення суднових середньообертових дизелів – лужне число 10 … 40 мгКОН/г, клас в'язкості SAE30 або 40; мастила, що застосовуються в циркуляційних системах змащення головних (крейцкопфних), і деяких допоміжних (тронкових) суднових дизелів – лужне число 5 … 15 мгКОН/г, клас в'язкості SAE30. Виконано огляд зміни експлуатаційних характеристик суднових моторних мастил, а також вимог, що до них висуваються. Визначено, що:

форсування суднових дизелів по циліндрової потужності призводить до підвищення теплової та механічної напруженості як деталей циліндро-поршневої групи, так і елементів кривошипно-шатунного механізму і колінчастого вала; все це ускладнює умови роботи мастильного матеріалу, що знаходиться на поверхнях тертя;

для підтримання експлуатаційних характеристик суднових моторних мастил їх легіруют спеціальними хімічними речовинами, що забезпечують підвищені термоокислювальну і протизносні властивості;

контроль експлуатаційних характеристик моторних мастил доцільний здійснювати не тільки в спеціальних лабораторіях, але і на борту судна, визначаючи в’язкості таі структурні параметри мастила.

Запропоновані рекомендації щодо вибору моторних мастил для лубрікаторних та циркуляційних систем мащення суднових мало- і середньообертових дизелів.

Sagin S.V., Stoliaryk T.O. Analysis of operational characteristics of motor oils of marine diesels

The analysis of operational characteristics of motor oils used in lubrication systems of marine diesels is executed. The requirements which are put forward for lubricants of various function are resulted. It is determined that ship power plants (both main and auxiliary) are relatively small consumers of lubricants in the total volume of the world transport and energy complex. It is emphasized that the motor oils used on ships of sea and river transport are mostly doped with additives and have a large margin of quality in their primary properties. It is highlighted that currently the shipowners pay special attention to the economy of oils in the process of their use on ships, as well as the prospects for the regeneration of their perfor-

mance. Marine engine oils are divided into three types by purpose and area of application: cylinder oils, which lubricate the cylinders of marine low-speed diesels crosshead type – alkaline number 30 … 70 mgKOH/g, viscosity class SAE40 or 50; lubricants for lubrication of marine diesel engines – alkaline number 10 … 40 mgKOH/g, viscosity class SAE30 or 40; lubricants used in circulating lubrication systems of the main (crosshead) and some auxiliary (cutting) marine diesels – alkaline number 5 … 15 mgKOH/g, viscosity class SAE30. A review of changes in the performance characteristics of marine motor oils, as well as the requirements for them. It is determined that:

forcing of marine diesels on cylinder power leads to increase of thermal and mechanical tension both details of the cylinder-piston group, and elements of the crank mechanism and a cranked shaft; all this complicates the operating conditions of the lubricant on the friction surfaces;

to maintain the performance of marine motor oils they are doped with special chemicals that provide increased thermal oxidation and antiwear properties;

control of operational characteristics of motor oils should be carried out not only in special laboratories, but also on board the vessel, determining the viscosity and structural parameters of the oil.

Recommendations for the choice of motor oils for lubrication and circulation lubrication systems for marine low- and medium-speed diesels are offered.

Ключові слова: судновий дизель, моторне масло, лужне число мастила, лубрікаторна система мащення, циркуляційна система мащення.

Key words: marine diesel, engine oil, base number of oil, lubricator lubrication system, circulating lubrication system.

Коровайченко Е.Ю., Афтанюк В.В., Даниленко Д.В. Моделювання додаткових місцевих опорів для суднового скрубера

У статті представлені результати числового моделювання течії газового потоку в судновому полому скрубері. Для скруберів цього типу висока ефективність очищення SOx залежить від взаємодії в системі газ-рідина, що досягається шляхом забезпечення сталого гідродинамічного режиму роботи скрубера.

У суднових умовах експлуатації скруберів виникають періоди порушення гідродинамічного режиму, що нівелює економічну доцільність використання скрубера.

Моделювання проводилося для умов однофазного течії повітря (без урахування зрошення апарату). Для моделювання гідродинаміки були розроблені чотири твердо тільні моделі скрубера: полого апарату, з одно- двох і тришаровим «місцевим» опір.

При дослідженні полого скрубера була виявлена зона підвищених швидкостей на стінці протилежної від вхідного патрубка забрудненого повітря. У цій зоні можливі проскакування забруднюючих речовин без відповідного очищення.

Для забезпечення рівномірного поля швидкостей по всьому перетину апарату запропоновано використовувати спеціальні «місцеві» опору, які знизять швидкості на стінках апарату, тобто зменшать проскакування забруднюючих речовин.

Візуалізація течій газу в апараті показує значно меншу зону підвищеної швидкості при установці в апараті додаткового «місцевого» опору.

Для створення рівномірного розподілу швидкостей в перетині і невисокого загального коефіцієнта опору апарату раціонально використовувати двошарове «місцеве» опір.

Ключові слова: суднові скрубери, твердо тільні моделі скрубера, чисельне моделювання газових потоків.

Korovaichenko Y., Aftaniuk V., Danylenko D. Simulation of additional local resistance for a ship scrubber

The article presents the results of numerical simulation of a gas flow in a ship's hollow scrubber. For scrubbers of this type, the high efficiency of SO_x cleaning depends on the interaction in the gas-liquid system, which is achieved by ensuring a stable hydrodynamic mode of operation of the scrubber.

In the ship operating conditions of scrubbers, periods of violation of the hydrodynamic regime occur, which negates the economic feasibility of using a scrubber.

The simulation was carried out for the conditions of a single-phase air flow (without taking into account the irrigation of the apparatus). To

simulate hydrodynamics, four solid-state scrubber models were developed: a hollow apparatus, with one- two and three-layer "local" resistance.

In the study of the hollow scrubber, a zone of increased velocities was revealed on the wall opposite to the polluted air inlet pipe. In this area, leakage of pollutants is possible without proper cleaning.

To ensure a uniform field of velocities over the entire section of the apparatus, it is proposed to use special "local" resistances, which will reduce the velocities on the walls of the apparatus, i.e. will reduce the leakage of pollutants.

Visualization of gas flows in the apparatus shows a much smaller zone of increased velocity when additional "local" resistance is installed in the apparatus.

To create a uniform distribution of velocities in the section and a low overall drag coefficient of the apparatus, it is rational to use a two-layer "local" resistance.

The results of the study allow us to consider a more detailed study of models of two- and three-layer local resistance with simulation of irrigation in the apparatus.

The developed models of the scrubber can be used in research, dissertation work of undergraduates, graduate students, researchers to compare the effectiveness of ship scrubbers.

Key words: ship scrubbers, solid scrubber models, numerical simulation of gas flows.

Афтанюк В.В., Гаврилкин О.Е., Афтанюк А.В. Моделювання напружено-деформованого стану завихрувача для скрубера з вихровою тарілкою

У статті представлено результати числового моделювання напружено-деформованого стану завихрувача для скрубера з вихровою тарілкою.

Метою числового моделювання завихрувача є перевірка надійності конструкції під дією гідродинамічних сил, що виникають в процесі експлуатації.

Для моделювання напружено-деформованого стану були використані твердо-тільні моделі завіхрувача. Числовий експеримент проведено для двох варіантів роботи завіхрувача. Перший варіант при умовах нормальної роботи скрубера на максимальній потужності.

Другий варіант – робота завіхрувача при «відриві» чотирьох лопатей від обійми.

Визначено поверхні на які впливають навантаження і поверхні знаходяться у відносному спокої. Проведено аналіз механізмів і закономірностей пошкодження лопаток, полів залишкових напружень.

Аналіз епюр дозволив визначити зони (на поверхнях лопатей та стійки) в яких спостерігаються максимальні зусилля і зміщення.

Результати проведеного дослідження напружено-деформованого стану завихрувача скрубера з вихровою тарілкою, під дією гідродинамічних навантажень, що виникають в процесі експлуатації можуть бути використані для порівняльної оцінки надійності лопаток завихрувачів різної конструкції при проведенні науково-дослідних, дисертаційних робіт магістрантів, аспірантів, наукових працівників, а також при підготовці до сертифікаційних випробувань скруберів.

Ключові слова: суднові скрубери, твердо-тільні моделі завіхрувачів, чисельне моделювання напружено-деформованого стану.

Aftaniuk V., Gavrilkin O., Aftaniuk A. Simulation of the stress-strain state of a swirler for a vortex plate scrubber

The article presents the results of numerical modeling of the stress-strain state of a swirler for a scrubber with a vortex plate.

The purpose of the numerical simulation of the swirler is to check the reliability of the structure under the influence of hydrodynamic forces arising during operation.

Solid-state swirler models were used to simulate the stress-strain state. A numerical experiment was carried out for two variants of the swirler operation. The first option is under conditions of normal operation of the scrubber at maximum power. The second option is the work of the swirler when four blades are "detached" from the cage.

The swirl simulation algorithm includes the following steps: introduction of solid-state vortex model in the software module research; the task of the swirler material; definition of restrictions; tasks of loads applied to surfaces; analysis of the distribution of forces and displacements in the mode; visualization of simulation results.

The calculations are based on linear static analysis, assuming that the material is anisotropic with the following assumptions:

- linear behavior of the material in accordance with Hooke's law;
- induced displacements are small enough not to take into account changes in stiffness as a result of loading;

- dynamic effects are not taken into account because the loads are applied slowly. In the calculations for the swirler accepted material - cast stainless steel (from the program library [4]

The surfaces that are influenced by the loads are determined and the surfaces are in relative rest. The analysis of mechanisms and patterns of blade damage, residual stress fields is carried out.

Computer simulation of the vortex made it possible to fully estimate the probable deformations and places of destruction of its structural elements.

Analysis of the diagrams made it possible to determine the zones (on the surfaces of the blades and strut) in which the maximum forces and displacements are observed.

The results of the study of the stress-strain state of a scrubber swirler with a vortex plate, under the influence of hydrodynamic loads arising during operation, can be used for a comparative assessment of the reliability of swirler blades of various designs during research and dissertation work of undergraduates, graduate students, researchers, as well as in preparation for certification testing of scrubbers.

Key words: ship scrubbers, solid models of swirlers, numerical modeling of the stress-strain state.

ІНФОРМАЦІЯ ПРО АВТОРІВ

Лихогляд Костянтин Андрійович - Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», доцент кафедри СЕУ і С, механік 1-го розряду-універсал;

Мусоріна Марина Олександрівна - Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», кандидат педагогічних наук, ст. викладач кафедри СЕУ і С;;

Мазур Тетяна Миколаївна - Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», ст. викладач кафедри СЕУ і С;

Досліджується можливість застосування парогазових установок (ПГУ) на судах. Аналіз численних публікацій дозволяє зробити висновок про те, що використання комбінованих ПГУ істотно збільшує ефективність суднових енергетичних установок (10-15%). Відзначається, що найбільший вплив на величину ККД циклу ПГУ надає рівень досконалості газотурбінної установки (ГТУ), зокрема, досяга-

ється температура газів перед турбіною. Окремо розглянуто сучасні напрямки підвищення ефективності ПГУ.

Ключові слова: суднова енергетична установка, парогазова установка, газотурбінна установка, підвищення ефективності.

Исследуется возможность применения парогазовых установок (ПГУ) на судах. Анализ многочисленных публикаций позволяет сделать вывод о том, что использование комбинированных ПГУ существенно увеличивает эффективность судовых энергетических установок (10-15 %). Отмечается, что наибольшее влияние на величину КПД цикла ПГУ оказывает уровень совершенства газотурбинной установки (ГТУ), в частности, достигаемая температура газов перед турбиной. Отдельно рассмотрены современные направления повышения эффективности ПГУ.

Ключевые слова: судовая энергетическая установка, парогазовая установка, газотурбинная установка, повышение эффективности.

The possibility of using steam-gas plants (CCGT) on ships is being investigated. The analysis of publications allows us to conclude that the combined CCGT units used are the efficiency of ship power plants (10-15%). It is noted that the greatest influence on the efficiency of the PGTU cycle, in particular, the attained temperature of the gases in the front. The modern possibilities of increasing the efficiency of CCGT are considered separately.

Key words: ship power plant, combined cycle plant, gas turbine plant, efficiency increase.

Відомості про авторів / Сведения об авторах/ About the Authors

Коваленко Іван Васильович

кандидат технічних наук, доцент

доцент кафедри «Експлуатація суднових енергетичних установок

Азовський морський інститут Національноного університету «Одеська морська академія»,

м. Маріуполь, Україна.

E-mail: ivankovalenko165@gmail.com

Контактный телефон: 067 940 24 68

ORCID 0000-0002-6988-655

Коваленко Иван Васильевич
Кандидат технических наук, доцент
Кафедра «Эксплуатация судовых энергетических установок»
Азовский морской институт Национального университета «Одесская морская академия» г.Мариуполь, Украина.
E-mail: ivankovalenko165@gmail.com
Контактный телефон: 067 940 24 68
ORCID 0000-0002-6988-6554

Kovalenko Ivan
Candidate of Technical Sciences, Associate Professor
Department "Operation of ship power plants"
Azov Maritime Institute of the National University of Odessa Maritime Academy
Mariupol Ukraine.
E-mail: ivankovalenko165@gmail.com
Contact phone: 067 940 24 68
ORCID 0000-0002-6988-6554

Реферат. З огляду на номенклатуру матеріалів з яких виготовляються суднові технічні конструкції, вони задовольняють умовам тривалої експлуатації з причин низької стійкості до агресивних середовищ і підвищених температур експлуатації, швидкого зносу при адгезійних навантаженнях, та при циклічних навантаженнях виникає необхідність застосування металів данного типу. В якості альтернативних матеріалів розглядається ряд біметалів які володіють особливими, спеціальними властивостями.

Двошарові стали марок Ст3сп5 + 10Х13, Ст3сп5 + 10Х17Н13М2Т, ВСт3сп + 12Х13 були відібрані в якості передбачуваного основного матеріалу для виготовлення несучих елементів суднових надбудов. Їх властивості широко відомі. Основними перевагами даних біметалевих сталей перед сталлю ВСт3ПС2 є - стійкість до підвищеного нагріву, циклічних навантажень, абразивного і адгезійною зносу, стійкість до агресивних середовищ.

Тому особливим фактором є технологічний контроль за послідовністю виготовлення, підбором матеріалів, технології зварювання. Усі названі вимоги можливо проаналізувати та спрогнозувати за допомогою комп’ютерного модулювання. Дослідження властивостей перехідних шарів шва і основного металу і їх вплив на кількість циклів навантаження при випробуваннях також являються ключови-

ми. Усі умови будуть виконані при оптимальному підборі хімічної складової Ni – Cr, які забезпечують необхідний рівень легування. Твердість матеріалів забезпечується наявністю частки Mg у складі металу. Також важливим є режими термообробки які забезпечують отримання необхідної кінцевої структури матеріалу для механічної обробки та зварювання. Для данної деталі та її елементів, найкращі властивості з точки зору експлуатації у дрібнодисперсної аустенитной і перлитної структур.

Ключові слова: суднові технічні конструкції, агресивне середовище, двошарова сталь, циклічні навантаження.

Реферат. Учитывая номенклатуру материалов из которых изготавливаются судовые технические конструкции, они удовлетворяют условиям длительной эксплуатации по причине низкой устойчивости к агрессивным средам и повышенным температурам эксплуатации, быстрому износу при адгезионных нагрузках, и при циклических нагрузках возникает необходимость применения металлов данного типа. В качестве альтернативных материалов рассматривается ряд биметаллов, обладающих особыми, специальными свойствами.

Двухслойные стали марок Ст3сп5+10Х13, Ст3сп5+10Х17Н13М2Т, ВСт3сп+12Х13 были отобраны в качестве предполагаемого основного материала для изготовления несущих элементов судовых надстроек. Их свойства широко известны. Основными преимуществами данных биметаллических сталей перед сталью ВСт3ПС2 являются – устойчивость к повышенному нагреву, циклическим нагрузкам, абразивному и адгезионному износу, устойчивость к агрессивным средам.

Поэтому особым фактором является технологический контроль за последовательностью изготовления, подбором материалов, технологией сварки. Все эти требования можно проанализировать и спрогнозировать с помощью компьютерного модулирования. Исследования свойств переходных слоев шва и основного металла и их влияние на количество циклов нагрузки при испытаниях также являются ключевыми. Все условия будут выполнены при оптимальном подборе химической составляющей Ni – Cr, обеспечивающей необходимый уровень легирования. Твердость материалов обеспечивается наличием частицы Mg в составе металла. Также важны режимы термообработки которые обеспечивают получение необходимой конечной структуры материала для механической обработки и сварки. Для

данной детали и ее элементов наилучшие свойства с точки зрения эксплуатации у мелкодисперсной аустенитной и перлитной структур.

Ключевые слова: судовые технические конструкции, агрессивная среда, двухслойная сталь, циклическая нагрузка.

Annotation. Given the range of materials from which ship technical structures are made, they meet the conditions of long-term operation due to low resistance to aggressive environments and high operating temperatures, rapid wear under adhesive loads, and cyclic loads, it is necessary to use metals of this type. A number of bimetals with special, special properties are considered as alternative materials.

Two-layer steels of grades St3sp5 + 10X13, St3sp5 + 10X17H13M2T, ВСт3сп + 12X13 were selected as the presumed basic material for production of bearing elements of ship superstructures. Their properties are widely known. The main advantages of these bimetallic steels over steel VSt3PS2 are - resistance to increased heat, cyclic loads, abrasive and adhesive wear, resistance to aggressive environments.

Therefore, a special factor is the technological control over the sequence of manufacture, selection of materials, surfacing technology. All these requirements can be analyzed and predicted using computer modulation. Investigations of the properties of the transition layers of the weld and the base metal and their effect on the number of load cycles in the tests are also key. All conditions will be met with the optimal selection of the chemical component Ni - Cr, which provide the required level of doping. The hardness of the materials is ensured by the presence of Mg in the metal. Also important are the heat treatment modes that provide the desired final structure of the material for machining and surfacing. For this part and its elements, the best properties in terms of operation in fine austenitic and pearlitic structures.

When considering the range of materials used in combined structures is very large and includes most welded steels. According to the combination of materials in one unit, it is advisable to distinguish two main groups of structures: with welded joints of steels of the same structural class, but different alloying, and with welded joints of steels of different structural classes.

Keywords: ship technical structures, aggressive environment, two-layer steel, cyclic loads.

Kozytskyi S.V., Shvets A.I., Kiriian S.V. Estimation of kinetic energy losses in the crank mechanism

The crank mechanism, transforming the internal energy of the fuel into the diesel engine mechanical energy, has been considered in this paper for the purpose of estimation of the losses of mechanical energy on the kinetic energy of motion of the components of the crank mechanism when friction is neglected.

The kinetic energy of the crank mechanism consists of the kinetic energy of a piston, a connecting rod and a crank. Formulae for the estimation of the kinetic energy of these three components have been derived, and it has been analyzed that the energy of each crank mechanism component is proportional to its mass and the squared product of the crank angular velocity and its radius.

As formulae for the calculation of the kinetic energy of the crank mechanism components contain the same term, the calculations have been carried out using the devised formulae of the reduced kinetic energy of moving parts.

The dependence of the reduced kinetic energy on the crank angle has been analyzed for the engines with different crank radius - rod ratios. To estimate the influence of the centre of mass of a connecting rod on its kinetic energy, graphs of the reduced kinetic energy of the connecting rod at different positions of its centre of mass have been plotted.

The calculations of the average reduced values of the kinetic energy for the period at different values of crank radius - rod ratio have allowed for an arbitrary internal combustion engine to estimate energy losses for the movement of the crank mechanism and its components. It has been set that energy losses in the crank mechanism and its components are almost independent of the crank radius - rod ratio. The maximum specific energy consumption is due to the movement of the connecting rod. It has been shown that at a given mass of the connecting rod energy consumption for its movement decreases if the centre of mass is shifted in the direction from the crank to the piston.

Significant reduction of energy losses for the movement of the crank mechanism can be achieved when nanopowders are added to the conventional powders with low density in the production of alloys characterized by high strength and ductility.

Козицкий С.В., Швец А.И., Кириян С.В. Оценка потерь кинетической энергии в кривошипно-шатунном механизме

В статье рассмотрена оценка потерь механической энергии на кинетическую энергию движения составляющих кривошипно-шатунного механизма. Для этого предложена формула приведенной

кинетической энергии движущихся частей и проанализирована ее зависимость от угла поворота кривошипа для двигателей с различным значением параметра механизма и положения центра массы шатуна.

Расчеты средних приведенных значений кинетической энергии за период позволили для произвольного двигателя внутреннего сгорания оценить потери энергии на движение составляющих кривошипно-шатунного механизма и для всего кривошипно-шатунного механизма.

Установлено, что потери энергии в кривошипно-шатунном механизме и его компонентах практически не зависят от параметра механизма. Максимальный удельный расход энергии обусловлен движением шатуна. Показано, что при заданной массе шатуна затраты энергии на его движение уменьшаются, если центр масс смещен в направлении от кривошипа к поршню.

Значительное снижение потерь энергии на движение составляющих кривошипно-шатунного механизма может быть достигнуто при замене материала, из которого изготовлены составляющие кривошипно-шатунного механизма на материалы с низкой удельной плотностью, полученные методом порошковой металлургии.

Палагін Олександр Миколайович
apalagin113@gmail.com
Дунайський Інститут НУ «ОМА»

Анотація. Контроль за баластною системою на погружних морських суднах. Стаття присвячена підвищенню якості експлуатації технічних систем суден погружного типу за рахунок використання нової системи усунення надлишкового повітря з баластних танків судна і зниження аварій, що пов’язані з додатковою хитавицею судна.В роботі запропоновані та проаналізовані основні напрямки вирішення проблеми підвищення ефективності роботи погружних морських суден. Це виконано шляхом розробки нових принципів функціонування їх технічних систем, що забезпечують істотне підвищення якості їх експлуатації, підвищують надійність їх роботи на хвилюванні і скорочують терміни проведення вантажно–розвантажувальних операцій на хвилюванні зі зниженням показників їх аварійності.

Ключові слова: судно погружного типу, хитавиця, кут неконтрольованого крену судна, ударні струмені, баластний танк, паразитний повітряний обсяг, навантаження на корпус судна.

Palagin O.
apalagin113@gmail.com
Danube Institute of National University "OMA"

Summary. Control for ballast water system on submersible marine vessels during cargo operation. The article is devoted to improve the quality of technical systems operation of the submersible type ships due to the use of a new system for discharge excess air from ballast tanks of the ship and reducing accidents, which are connected with the additional pitching of the vessel. The main directions of the problem solution of submersible marine vessels efficiency increasing are investigated and analyzed. This was accomplished by developing new principles for the functioning of their technical systems, which provide a significant increase in the quality of their operation, increase the reliability of their work on sea swell and shorten the timing of cargo load operations with a decrease of their accident rates. Theoretical studies of air cluster movement in a ballast tank are made using the differential equations of isothermal two-dimensional motion, the equation of continuity and the moment of the gas phase. Experimental research was carried out during the immersion and floating of the semi-submersible type vessel "Target", Dockwise-Boskalis company in conditions of a wide range of altitude of sea surface excitement. Due to the introduction of the developed system, the level of uncontrolled vessel pitching has been reduced from 2 to 1.5 degrees. The time of the tank topping in comparison with the standard operation was reduced by 2%, while the ship's control systems OCTOPUS and CARGOMASTER in cooperation noted that the load on the ship's hull, as compared to the standard ballasting operation, decreased by 3.4%, as confirmed by the corresponding act

Key words: semi-submersible type vessels, pitching, angle of the uncontrolled vessel's pitching, shock jets, ballast tank, parasitic air volume, load on the ship's hull, sea wave highness.

Палагин Александр Николаевич
apalagin113@gmail.com
Дунайский институт НУ «ОМА»

Аннотация. Контроль за балластной системой на погружных морских судах во время грузовых операций. Статья посвящена повышению качества эксплуатации технических систем судов погружного типа за счет использования новой системы устранения избыточного воздуха из балластных танков судна и снижению аварий, связанных с дополнительной качкой судна.В работе предложены и проанализированы основные направления решения проблемы повышения эффективности работы погружных морских судов. Это выполнено путем разработки новых принципов функционирования их технических систем, обеспечивающих существенное повышение качества их эксплуатации, повышающих надежность их работы на волнении и сокращающих сроки проведения грузовых операций на волнении со снижением показателей их аварийности.

Ключевые слова: судно погружного типа, качка, угол неконтролируемого крена судна, ударные струи, балластный танк, паразитный воздушный объем, нагрузка на корпус судна.

10.31653/smf343.2021.207-222

Парменова Д.Г., Побережний Р.В., Співак Б.А. Вдосконалення роботи суднової системи підготовки палива за рахунок використання процесу його гідромеханічної обробки

В статті описані головні характеристики багатофункціональних суден підтримки класу AHTS і під час детального аналізу виявлений їх загальний недолік – відсутність технології підготовки паливної суміші дизельного пального з домішками води та важких фракцій нафтопродуктів.

Показана перспективність модернізації суднового контуру підготовки палива за рахунок чого можливе поліпшення процесу згоряння палива в головному двигуні судна. Запропоноване нове технічне рішення, яке дозволяє підвищити ефективність суднової енергетичної установки багатофункціональних суден підтримки класу AHTS. Показано, що використання запропонованої технології дозволяє покращити загальні характеристики експлуатації суднової енергетичної установки. На основі досліджень вдосконалено паливну систему.

ДИЗЕЛЬНЕ ПАЛИВО; ДОМІШКИ ВОДИ ТА ВАЖКИХ ФРАКЦІЙ НАФТОПРОДУКТІВ, РОБОЧЕ КОЛЕСО ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ; ЕКОНОМІЯ ПАЛИВА.

ABSTRACT

In the article were described main characteristics of multifunctional AHTS class support vessels and during a detailed analysis revealed their general drawback - the lack of technology for the preparation of diesel fuel mixture with impurities of water and heavy fractions of petroleum products.

The prospect of modernization of the ship's fuel preparation contour is shown, thereby improving the combustion process in the main engine of the vessel. A new technical solution is proposed to improve the efficiency of the ship's energy installation of AHTS-class multifunctional vessels. It was shown, that implementation of the proposed technology gives an ability to improve main parameters during exploitation of the ship power plant. The fuel system was improved on the base of the investigation.

DIESEL FUEL; IMPACTS OF WATER AND HEAVY PETROLEUM PRODUCTS, WHEEL OF THE CENTRIFUGAL PUMP; FUEL ECONOMY.

РЕФЕРАТ

В статье описаны основные характеристики многофункциональных судов поддержки класса AHTS и в ходе детального анализа обнаружен их общий недостаток – отсутствие технологии подготовки топливной смеси дизельного топлива с примесями воды и тяжелых фракций нефтепродуктов.

Показана перспективность модернизации судового контура подготовки топлива, за счет чего возможно улучшение процесса сгорания топлива в главном двигателе судна. Предложено новое техническое решение, позволяющее повысить эффективность судовой энергетической установки многофункциональных судов поддержки класса AHTS. Показано, что использование предлагаемой технологии позволяет улучшить общие характеристики эксплуатации энергетической установки судна. На основе исследований усовершенствована топливная система.

ДИЗЕЛЬНОЕ ТОПЛИВО; ПРИМЕСИ ВОДЫ И ТЯЖЕЛЫХ ФРАКЦИЙ НЕФТЕПРОДУКТОВ, РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА; ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВА.

10.31653/smf343.2021.223-233

Хлієва О. Я., Паскаль О. А. Вплив присутності алюмінієвого волокна на теплопровідність парафіну та стеаринової кислоти як матеріалів за фазовим переходом для термоакумулювальних систем

Абстракт

Акумулювання теплової енергії грає важливу роль в системах з суттєвою нерівномірністю її надходження та споживання (наприклад, акумулювання теплоти відпрацьованих газів судових двигунів та споживання цієї теплоти в період знаходження в порту). Застосування термоакумулювального матеріалу з фазовим переходом (ТАМФП) та підбір добавок для підвищення його теплопровідності є перспективним напрямком збільшення ефективності та надійності таких систем.

Об’єктами дослідження були технічний парафін та стеаринова кислота з добавками алюмінієвого волокна діаметром 30 мкм.

Виконаний огляд конструкції капсул термоакумуляторів з ТАМФП та розглянуті способи інтенсифікації теплообміну в них. Проведено експериментальне вимірювання теплопровідності твердої фази парафіну та стеаринової кислоти, а також зразків ТАМФП з вмістом 0,0285 та 0,0242 кг/кг алюмінієвого волокну у парафіні та стеариновій кислоті, відповідно.

Було показане, що додавання алюмінієвого волока (в кількості не більше 1 % за об’ємом) як до парафіну, так й до стеаринової кислоти призводить до суттєвого збільшення теплопровідності: приблизно на 78 % та 80 % для ТАМФП на основі парафіну та стеаринової кислоти, відповідно.

Підтверджено доцільність застосування алюмінієвого волокна як добавки до ТАМФП парафін для підвищення ефективності термоакумуляторів без їх істотного удорожчання. Присутність алюмінієвого волокна в стеариновій кислоті не забезпечує хімічну стабільність композитного ТАМФП, тому він не рекомендований для практичного застосування без додаткових досліджень.

Ключові слова: термоакумулювальний матеріал з фазовим переходом, парафін, стеаринова кислота, алюмінієве волокно, теплопровідність.

Effect of the aluminum wool on the thermal conductivity of paraffin wax and stearic acid as phase change materials for thermal energy storage systems

Khliyeva Olga, Paskal Aleksey

Thermal energy storage plays an important role in systems with significant irregularity of its inflow and consumption (for example, accumulation of heat of exhaust gases of ship engines and consumption of this heat during the being in the port). The use of thermal energy storage material with a phase change (TSMPC) and the selection of additives to increase its thermal conductivity is a promising way to increase the efficiency and reliability of such systems.

The objects of study were pure paraffin wax and stearic acid containing the aluminum wool of 30 μm in diameter.

A design of capsules of thermal energy storage systems with TSMPC and methods of heat transfer enhancement in them has been reviewed. The thermal conductivity of the solid phase of paraffin wax and stearic acid, as well as samples of TSMPC containing 0.0285 and 0.0242 kg/kg of aluminum wool in paraffin wax and stearic acid, respectively, has been measured.

It was shown that the addition of aluminum wool (not more than 1 % by volume) to both paraffin wax and stearic acid contributes to a significant increase in thermal conductivity: approximately 78 % and 80 % for paraffin wax and stearic acid based TSMPCs, correspondently.

The expediency of using aluminum wool as an additive to TSMPC of the paraffin wax to increase the efficiency of the thermal energy storage devices without significantly raising their price was confirmed. The presence of aluminum wool in stearic acid does not provide chemical stability of composite TSMPC, thus it is not recommended for practical use without further studying.

Keywords: phase change material for thermal energy storage, paraffin wax, stearic acid, aluminum wool, thermal conductivity

Хлієва Ольга Яківна
Доктор технічних наук, професор

НУ «ОМА», Кафедра судових допоміжних установок та холодильної техніки
E-mail: khliyev@ukr.net
Номер ORCID: http:// orcid.org/0000-0002-3592-4989
Контактний тел.: 096-457-09-78

Паскаль Олексій Андрійович
Аспірант
Кафедра теплофізики та прикладної екології
Одеська національна академія харчових технологій
вул. Канатна, 112, м. Одеса, Україна, 65039
E-mail: pascalaleksey93@gmail.com
ORCID: http://orcid.org/0000-0001-6569-6115
Контактний тел.: 063-215-76-96

10.31653/smf343.2021.234-247

Нікольський В.В., Оженко Є.М., Нікольський М.В., Коваль М.А., Євсєєв М.Д. Оцінка можливостей використання «цифрової рідини» в суднових дизелях.

В роботі аргументовано доведено необхідність модернізації існуючою електро-гідравлічної системи керування подачею палива суднового малообертового двигуна. Як варіант, запропоновано замінити FIVA-клапани на «цифрові», що дозволить дотримуючись всіх технічних вимог, підвищити працездатність системи управління. В якості «цифрових» клапанів було використано клапани з п’єзоелектричним приводом, що дозволяє забезпечити необхідну швидкодію. Математичну модель для дослідження було створено у програмному середовищі імітаційного моделювання SimInTech від ТОВ «ЗС-Сервіс». В проведеному дослідженні вперше запропоновано використання нового способу управління паливним насосом високого тиску суднового дизеля, та отримала подальший розвиток імітаційна модель приводу «цифрового» клапана. Проведене на моделі дослідження довело можливість використання запропонованої технології.

Ключові слова: DFCU; Fiva-valve; SimInTech; МОД; ПНВТ; насос безпосередньої дії.

10.31653/smf343.2021.234-247

Никольский В.В., Оженко Е.М., Никольский М.В., Коваль М.А., Евсеев М.Д. Оценка возможности использования «цифровой жидкости» в судовых дизелях.

В работе аргументировано показана необходимость модернизации существующей электрогидравлической системы управления подачи топлива судового малооборотного двигателя. Как вариант, предложено заменить FIVA-клапана на «цифровые», что позволит, выполнив все технические требования, повысить работоспособность системы управления. В качестве «цифровых» клапанов были использованы клапана с пьезоэлектрическим приводом, что позволяет обеспечить необходимое быстродействие. Математическая модель для исследования была создана в программной среде имитационного моделирования SimInTech от ООО «3С-Сервис». В проведенном исследовании впервые предложено использование нового способа управления топливным насосом высокого давления судового дизеля и получила дальнейшее развитие имитационная модель привода «цифрового» клапана. Проведенное на модели исследование доказало возможность использования предложенной технологии.

Ключевые слова: DFCU; Fiva-valve; SimInTech; МОД; ТНВД; насос непосредственного действия.

Vitalii Nikolskyi, Yevgen Ozhenko, Mark Nikolskyi, Mykhailo Koval, Maksym Yevsieiev

The necessity of low-speed engine fuel injection electro-hydraulic control system modernization is proved in the work. As an option, it is proposed to replace FIVA-valves with "digital" valve, which will comply with all technical requirements, increase the efficiency of the control system. Piezoelectric valves have been used as "digital" valves to provide the required speed. The mathematical model for the research was created in the SimInTech simulation software from 3C-Service LLC. The study proposed for the first time the use of a new method of controlling the high pressure fuel pump of marine diesel, and further developed a simulation model of the drive "digital" valve. The study conducted on the model proved the possibility of using the proposed technology.

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, підмалюнкових 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 43.

Підписано до печатки 30.11.2013. Формат 60×84/16.
Уч.-изд. л. 9,89. Тираж 100. Зауводити, 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