

УДК 621.426

Заблоцький Ю.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

ЗНИЖЕННЯ ТЕПЛОВОЇ НАПРУЖЕНОСТІ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ ПРИСАДОК ДО ПАЛИВА

The results of application of additives to marine motor fuels are considered. The studies were performed on the Yanmar 6N21L marine medium-speed diesel engine operating in a four-stroke cycle. The fuel used was RME25 marine fuel with a viscosity of 25 sSt at 100°C and a sulfur content of 2.8 % by weight. As a fuel additive, it is an additive that includes active oxygen containing groups and modified with salts of light metals. In studies, the following ratios of additive and base fuel were selected: 1:2000, 1:4000, 1:6000, and 1:8000. The studies were carried out on three diesel engines, the operation of which was carried out on the same loads (300...600 kW with a deviation of ± 10 kW) and for an equal time. The diesel engine fuel system was upgraded with a flow meter and additive metering unit, which ensured the required dispersion and uniform level of additive dissolution in the fuel. The temperature of the gases before the gas turbine supercharger was taken as the criterion of the thermal intensity of the gas exhaust system of the ship diesel. It was shown that the use of these additives to the fuel leads to a decrease in the temperature of the exhaust gases (hence the thermal stress of the diesel), while the energy parameters of the diesel operation (effective power and average indicator pressure) do not change. The range of lowering the temperature of exhaust gases is in the range of 4.1...8.2 % and depends on the concentration of the additive in the fuel. In addition, by 46.2...58.3 % decreases the mismatch of the temperature of the exhaust gases in individual cylinders from its average value for all cylinders of a diesel engine. This ensures the equalization of the heat load across all cylinders of a diesel engine and also reduces the thermal stress arising in it. It was also found that when using fuel additives it is possible to achieve a reduction in the specific effective fuel consumption from 2.54 to 6.46 % (depending on the mode of operation of the diesel). The maximum increase in fuel efficiency occurs in the range of 50...60 % of the diesel load – regimes characterized by the greatest operational period of work, as well as increased thermal stress. As a result of

the research, it was shown that the additive concentration in the fuel has an optimal value, is determined experimentally and depends on the characteristics of the diesel and the fuel used.

Ключевые слова: судовой дизель, тепловая напряженность дизеля, температура выпускных газов, топливные присадки, удельный эффективный расход топлива

Ключові слова: судновий дизель, теплова напруженість дизеля, температура випускних газів, паливні присадки, питома ефективна витрата палива

Keywords: marine diesel, thermal diesel tension, exhaust gas temperature, fuel additives, specific fuel oil consumption

Постановка проблеми в загальному вигляді. Перетворення потенційної енергії палива в корисну роботу, що відбувається в двигуні внутрішнього згоряння (ДВЗ), супроводжується тепловими втратами. В сучасних суднових дизелях корисно використовується лише 45...50% від теплової енергії, що підводиться в циліндр з паливом. Інша частина теплової енергії, одержуваної при згорянні палива, не забезпечує отримання ефективної потужності, при цьому основний її потік втрачається з випускними газами. Це призводить до виникнення теплової напруженості в елементах циліндропоршневої групи і газувипускної системи дизеля. Підвищення температури випускних газів вище допустимих значень, або неприпустиме неузгодженість її величини по окремих циліндрах дизеля може призвести до підвищених теплових навантажень, для зниження рівня яких необхідно зменшувати циклову подачу палива, знижуючи, тим самим, ефективну потужність дизеля.

Підвищенню температури випускних газів (і пов'язаної з нею тепловою напруженістю) може також сприяти неправильне регулювання або погіршення технічного стану паливної апаратури високого тиску, а також експлуатаційні властивості палива, що впливають на температуру самозаймання та період затримки займання. Для поліпшення якості згоряння палива воно підлягає попередній підготовці, при цьому з палива не тільки видаляються механічні домішки і вода, а й змінюються його реологічні характеристики (в'язкість і густина), а також (за рахунок хімічної обробки) активуються міжмолекулярні зв'язки.

Розвиток сучасної теорії і практики технічної експлуатації морського і річкового флоту неможливо без використання сучасних нанотехнологій, дозволяють вирішувати завдання оптимізації теплоенергетичних процесів, що відбуваються в судових енергетичних установках (СЕУ) [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Паливо, яке надходить на судно в якості джерела енергії, підлягає обробці та підготовці протягом усього «життєвого» циклу – від знаходження в вантажних танках (де воно в залежності від автономності плавання судна зберігається від декількох днів до місяця), до паливної апаратури високого тиску (яка забезпечує його впорскування в циліндр дизеля). Питання, пов'язані з технологією обробки палива найбільш поширеними методами – сепарацією, фільтрацією, підігрівом, а також з визначенням енергетичних витрат на їх проведення, розглядалися в роботі [2]. Робота [3] присвячена вивченню альтернативного методу – ультразвукової кавітаційної обробки палива. Серед альтернативних методів обробки палива існують також такі, які ґрунтуються на використанні магнітних і електричних полів, а також гідродинамічних впливів [4]. Хімічна обробка палива шляхом використання паливних присадок вивчалася в дослідженні [5]. Результати, які були при цьому отримані, визначали вплив присадок до палива на економічні та екологічні показники роботи дизеля і були виконані для окремих видів хімічних продуктів. Тому подальше вивчення хімічної обробки палива, поширення цих досліджень на більш широкий спектр хімічних препаратів, визначення впливу хімічної обробки палива на процес його згоряння і теплову напруженість елементів дизеля, а також надання рекомендацій, підтверджених експериментальними дослідженнями, є актуальним завданням для такого наукового напрямку, як річковий та морський транспорт.

Постановка завдання. На даний момент конструктивне і технологічне виконання судових ДВЗ досягло своєї досконалості, що забезпечує мінімальні питомі витрати палива даних типів теплових двигунів в порівнянні з іншими (паровими котлами та газовими турбінами). Тому використання присадок до палива вважається одним із шляхів підвищення паливної економічності дизелів. У зв'язку

з цим метою дослідження було визначення впливу паливних присадок на теплову напруженість суднового дизеля, а також на економичність його роботи.

Виклад основного матеріалу дослідження. Використання хімічної обробки палива призводить до поліпшення експлуатаційних властивостей палива за рахунок зниження випаровуваності, зменшення утворення опадів, збільшення повноти згоряння. Застосування паливних присадок особливо актуально для допоміжних двигунів, які є приводами електричних генераторів. Дані типи двигунів характеризує підвищена (в порівнянні з головними двигунами) частота обертання колінчастого вала, а також безперервна робота в складі суднової електростанції (як на ходових, так і на стоянкових режимах експлуатації судна). Перше (підвищена частота) скорочує час впорскування палива, друге (робота під час стоянок в акваторії морських портів) накладає додаткові вимоги щодо забезпечення екологічних показників роботи двигунів [6].

Дослідження проводилися на судновому чотиритактному дизелі 6N21L Yanmar, з наступними основними характеристиками:

- діаметр циліндра – 210 мм;
- хід поршня – 290 мм;
- частота обертання колінчастого вала – 720 хв^{-1} (об/хв);
- кількість циліндрів – 6;
- номінальна потужність – 680 кВт.

До складу СЕУ входило три названих дизеля, що використовувалися як дизель-генераторів. Це дозволило два дизеля використовувати для проведення експериментів, а один залишати в якості «контрольного». Схема паливної системи дизелів наведена на рис. 1. Паливна система «контрольного» дизеля (КД) не зазнала модернізації. Паливна система «експериментальних» дизелів (ЕД) була дообладнана витратоміром 6 і дозатором присадки 7. Така організація подачі присадки в паливну систему забезпечувала необхідну дисперсію і рівномірний рівень її розчинення в паливі.

Режими роботи суднової електростанції характеризуються різноманітністю зміни навантаження [7], значення якої для даної СЕУ коливалися в діапазоні від 180...200 кВт (коли в експлуатації знаходився один з дизелів) до 1500...1600 кВт (коли експлуатувалися три дизеля, що працюють в паралельному режимі).

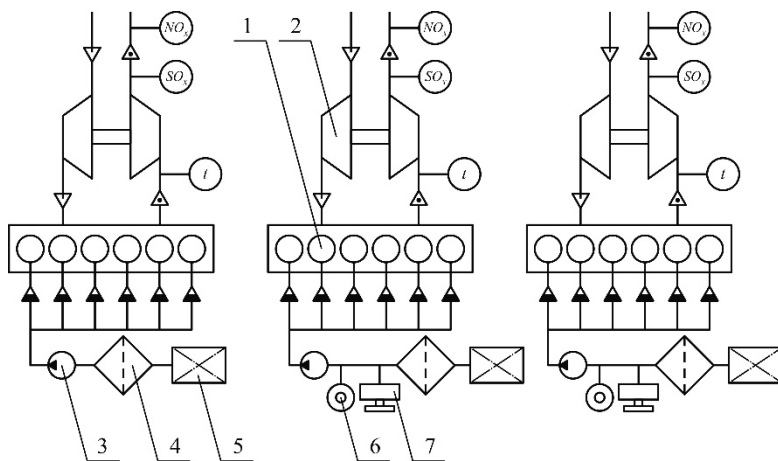


Рис. 1. Судова паливна система (фрагмент):

- 1 – дизель; 2 – газотурбокомпресор; 3 – насос, що підкачує паливо; 4 – паливний фільтр грубої очистки; 5 – витртана цистерна;
6 – витратомір; 7 – дозатор присадки

У разі, коли дизелі працювали в паралельному режимі з будь-якої зі схем підключення: КД-ЕД, КД-ЕД-ЕД, ЕД-ЕД, навантаження на кожен з них становила $N_e=300\dots600$ кВт і підтримувалася на однаковому рівні з відхиленням ± 10 кВт.

Протягом всього часу проведення експерименту здійснювався контроль часу роботи і експлуатаційного навантаження на дизелі. Для досягнення рівномірного розподілу часу роботи дизелів, двигуни послідовно переводилися в режим stand-by. Шляхом перепідключення споживачів енергії неузгодженість потужності дизель-генераторів, на яких відбувалися дослідження, не перевищувало 10 кВт, що для таких енергоємних об'єктів можна вважати незначним відхиленням, а умови їх роботи ідентичними. Експлуатація двигунів проводилася на одному і тому ж сорті палива. При цьому засоби автоматичного контролю підтримували в'язкість палива незмінною протягом усього експерименту. Ідентичними підтримувався сорт циркуляційного масла, що забезпечує режими змащування і його експлуатаційні характеристики, а також температури в контурі охолодження

прісною водою [8]. Дані заходи дозволили вважати, що виконання експерименту проводилося в однакових умовах.

Як критерій теплової напруженості газовипускної системи приймалася температури випускних газів перед газотурбонагнетачем. Крім того в процесі експерименту визначався питома ефективна витрата палива [9].

Рівень дозування присадок варіюється в широких межах і залежить від призначення присадки і характеристик паливної системи, в якій вона використовується. Присадки, які вводяться в паливні цистерни або окремі ділянки паливних магістралей для біологічного впливу на паливо або для зниження гідравлічних втрат, дозуються в співвідношенні 1:8000...1:12500. Присадки, що забезпечують поліпшення процесу згоряння палива, вводяться в його паливну систему в пропорції 1:1000...1:8000. І в тому, і в іншому випадку дозування може змінюватися в залежності від конструкції двигуна, експлуатаційного стану паливної системи, рівня забруднення палива в цистернах, елементарного складу палива (в залежності від вмісту домішок ванадію, натрію і сірки). Оптимальний діапазон дозування присадки визначається експериментально, в зв'язку з цим при дослідженнях вибиралися такі співвідношення присадки і базового палива – 1:2000, 1:4000, 1:6000 і 1:8000. «Контрольний» дизель експлуатувався на паливі без присадки, а «експериментальні» – на паливі з концентрацією присадки 1:2000 і 1:6000 (перший цикл випробувань), після чого на паливі з концентрацією присадки 1:4000 і 1:8000.

Температура газів на виході з циліндра двигуна є однією з характеристик, що визначають як якість протікання робочого циклу, так і ступінь теплової напруженості деталей дизеля. Найбільш часто її вимірюють в випускній магістралі перед газотурбонагнетачем. На рис. 2 показані залежності усередненої по всім циліндрам температури газів на виході з дизеля t_g від його відносної потужності $N_e/N_{eном}$ для різних умов їх експлуатації (тільки на паливі і на паливі з різною концентрацією присадки).

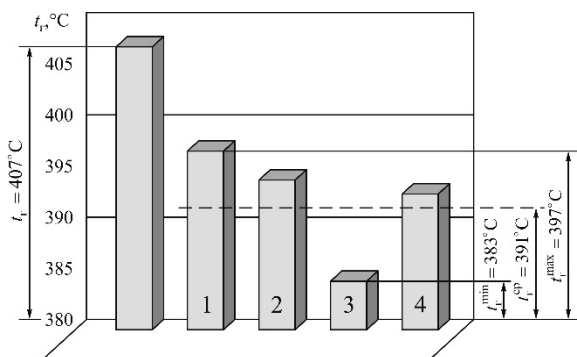


Рис. 2. Залежності середньої температури відхідних газів t_r по циліндрам дизеля 6N21L для «контрольного» дизеля і «експериментальних» дизелів, що працюють на паливі з концентрацією присадки: 1 – 1:2000, 2 – 1:4000, 3 – 1:6000, 4 – 1:8000

Як видно з рис. 2, використання присадок до палива сприяє зниженню температури газів на виході з дизеля, що свідчить про більш повне згоряння палива і максимальне використання теплової енергії газів в циліндрі. При цьому мінімальну температуру випускних газів $t_r^{\min} = 383^{\circ}\text{C}$ забезпечувало використання палива з концентрацією присадки 1:6000. При концентрації присадки в паливі 1:2000 спостерігалася максимальна (для «експериментальних» дизелів) температури випускних газів $t_r^{\max} = 397^{\circ}\text{C}$, однак її величина була менше температури $t_r = 407^{\circ}\text{C}$ на «контрольному» дизелі. Середнє значення при використанні палива з різною концентрацією присадки становило $t_r^{\text{ср}} = 391^{\circ}\text{C}$. Наведені результати були отримані при ефективній потужності дизеля 530 кВт, що у відносних величинах складало $N_e/N_{e\text{ном}} = 78\%$.

Для суднових дизелів при оцінці рівня теплової напруженості важливим також є ступінь неузгодженості температури випускних газів по окремих циліндрах. Відхилення температури випускних газів одного з циліндрів від середнього значення по всіх циліндрах дизеля може свідчити про неправильному регулюванні або погіршенні технічного стану паливної апаратури високого тиску. Ще однією причиною підвищеного неузгодженості температури відхідних газів по циліндрах дизеля може бути погіршення процесу сумішоутворення і згоряння палива. При проведенні експериментів було визначено

менше відхилення температури випускних газів по циліндрах дизеля від його усередненого значення при використанні присадки до палива. Для «контрольного» дизеля (при значенні відносної потужності дизеля $N_e/N_{eном}=78\%$) при величині $t_{сер}^r=407^\circ\text{C}$ цей параметр склав $\Delta t_{сер}^- = 12^\circ\text{C}$, $\Delta t_{сер}^+ = 13^\circ\text{C}$.

Для «експериментального» дизеля при використанні палива з концентрацією присадки 1:2000 при середньому значенні температури випускних газів $t_{сер}^r=397^\circ\text{C}$ відхилення склали $\Delta t_{сер}^- = 10^\circ\text{C}$, $\Delta t_{сер}^+ = 12^\circ\text{C}$. Для дизеля при використанні палива з концентрацією присадки 1:6000 при середньому значенні температури випускних газів $t_{сер}^r=383^\circ\text{C}$ відхилення склали $\Delta t_{сер}^- = 5^\circ\text{C}$, $\Delta t_{сер}^+ = 7^\circ\text{C}$ (рис. 3).

Подальші дослідження виконувалися на паливі з концентрацією присадки 1:2000 і 1:6000. Які, як було показано вище, забезпечували максимальну і мінімальну теплову напруженість в елементах газо-випускної системи. При цьому режими проведення досліджень варіювалися в межах 52...88 % від номінальної потужності. Отримані при цьому результати показані на рис. 4 і свідчать про принципову зниженні теплової напруженості (температури випускних газів) при використанні палива з присадкою. Діапазон зниження середньої температури випускних газів становить 4,1...8,2% в залежності від режиму роботи дизеля.

Паралельно з визначенням впливу паливних присадок на теплову напруженість газо-випускної системи виконалися дослідження їх впливу на економічність роботи дизеля. При цьому в якості критерію приймалася питома ефективна витрата палива b_e , значення якого в $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ визначалося відповідно до рекомендацій дизелебудівному фірми [9]. Було встановлено, що використання палива з присадкою сприяє зниженню даного показника у всьому діапазоні експлуатаційних навантажень (рис. 5).

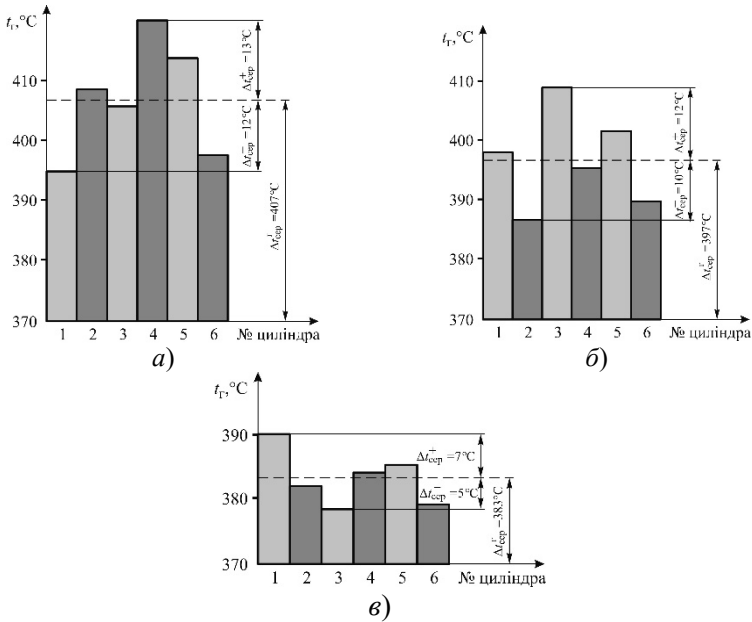


Рис. 3. Неузгодженість температури випускних газів $t_{гр}$ по циліндрам дизеля 6N21L при різних умовах проведення експерименту:
 а) робота дизеля без використання паливної присадки;
 б), в) робота дизеля з використанням паливної присадки з концентрацією 1:2000 і 1:6000 відповідно

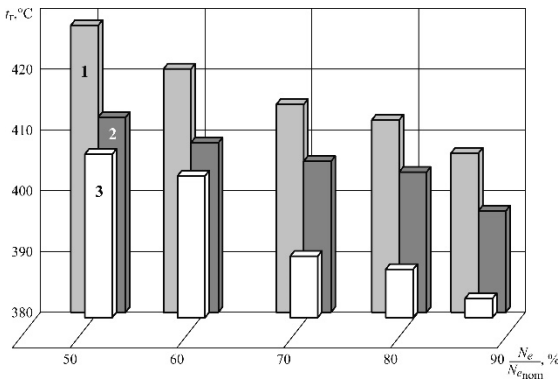


Рис. 4. Зниження температури випускних газів $t_{гр}$ по циліндрах суднового дизеля 6N21L при різних значеннях його відносної потужності $N_e/N_{eном}$:

1 – «контрольний» дизель (без використання паливної присадки);
2, 3 – «експериментальні» дизелі (при використанні паливної присадки з концентрацією 1:2000 і 1:6000 відповідно)

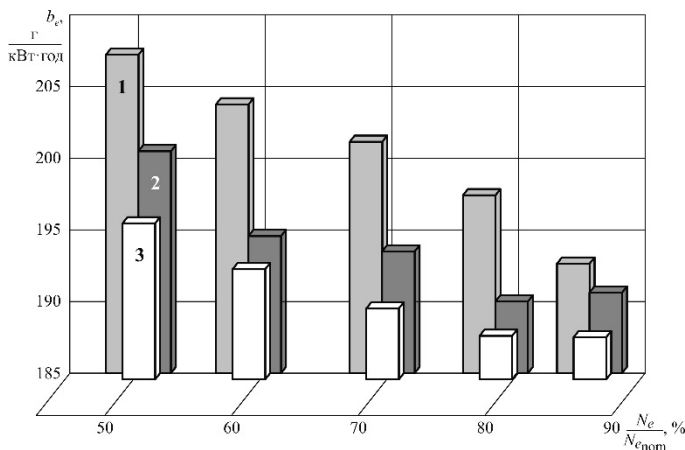


Рис. 5. Зміна питомої ефективної витрати палива b_e суднового дизеля 6N21L при різних значеннях його відносної потужності $N_e/N_{ном}$:

1 – «контрольний» дизель (без використання паливної присадки);
2, 3 – «експериментальні» дизелі (при використанні паливної присадки з концентрацією 1:2000 і 1:6000 відповідно)

Експериментально отримані результати, що підтверджують зниження питомої ефективної витрати палива при використанні паливних присадок, свідчать про інтенсифікацію процесу сумішоутворення і згоряння палива. Це призводить до більш повного використання його теплотворної здатності та зниження кількості палива, що догоряє на ході розширення і в випускному колекторі. При цьому відзначимо, що для різної концентрації присадки в базовому паливі спостерігається різний величина зниження питомої ефективної витрати палива. На наш погляд це пояснюється тим, що частина вільних радикалів присадки залишається незадіяними в розриві внутрішньо молекулярних зв'язків палива і активації його горючих складових.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Зниження рівня теплової напруженості елементів суднового ДВЗ може бути досягнуто за рахунок оптимізації і вдосконалення процесу згоряння палива, що можна забезпечити шляхом використання присадок до палива.

Отримані результати досліджень дозволяють зробити наступні висновки.

1. При використанні паливних присадок, концентрація яких в паливі може варіюватися в межах 1:8000...1:2000, забезпечується зниження температури газів перед газотурбонагнетачем на 4,1...8,2 %, що призводить до зниження теплової напруженості деталей ЦПГ і газовипускної системи дизеля.

2. При використанні присадок до палива на 46,2...58,3 % знижується неузгодженість значення температури випускних газів по окремих циліндрах від її середнього значення. Це забезпечує вирівнювання теплового навантаження по всіх циліндрах дизеля і також зменшує теплову напруженість, яка виникає в ньому.

3. Використання присадок до палива призводить до підвищення паливної економічності суднового дизеля. Встановлено, що при використанні паливних присадок можливо досягти зниження питомої ефективної витрати палива від 2,54 до 6,46 % (в залежності від режиму роботи дизеля). При цьому максимальне підвищення паливної економічності відбувається в діапазоні 50...60% навантаження дизеля, тобто режимів, що характеризуються найбільшим експлуатаційним періодом роботи, а також підвищеної теплової напруженістю.

4. Концентрація присадки в паливі має оптимальне значення, визначається експериментально і залежить від характеристик дизеля і використовуваного палива. Для визначення оптимальної концентрації присадки необхідні додаткові дослідження, які (за наявності розробленої технологічної карти) можуть бути виконані силами суднового екіпажу.

Розглянутий спосіб хімічної обробки палива за рахунок використання присадок, що включають в свій склад поверхнево-активні речовини, є прикладом використання нанотехнологій в судновій енергетиці.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Голіков В. А. Развитие современной теории и практики технической эксплуатации морского и речного флота: концепции, методы, технологии / В. А. Голіков, О. А. Онищенко // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2017. – № 37. – С. 13-27.

2. Солодовников В. Г. Применение двухступенчатой обработки топлива для улучшения рабочих параметров и эксплуатационных характеристик судового дизеля / В. Г. Солодовников // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2014. – № 34. – Одесса: ОНМА. – С. 130-137.

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

4. Сагин С. В. Ультразвуковая десульфуризация топлив для судовых дизелей / С. В. Сагин // Единый всероссийский научный вестник, 2016. – № 7. – С. 87-92.

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

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

7. Budashko V. V. [Modernization of hybrid electric-power system for combined propulsion complexes](https://doi.org/10.17818/NM/2018/2.3) / V. V. Budashko, O. A. Onishchenko, D. V. Ungarov // Electrotechnic and computer systems. – 2016. – №. 23 (99). – P. 17–22.

8. Zablotzky Yu. V. Reducing of thermal factor of exit-gas system of marine medium-speed diesel engine due to the usage of fuel additives / Yu. V. Zablotzky // Science and Education : material of the XIII international research and practice conference, Munich, November 2nd – 3rd, 2016. – Munich : Vela Verlag Waldkraiburg. – 2016. – P. 96-103.

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