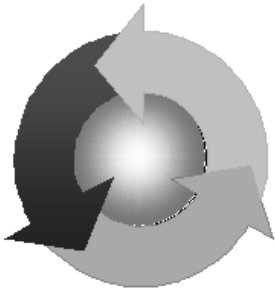


ISSN 1815-6770

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

Суднові енергетичні установки



Науково-
технічний збірник

Випуск 41

Одеса
2020

ББК 39.46
С 167
УДК 629.123.066

Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник.
Вып. 41. - Одеса: НУ «ОМА», 2020. -167 с.

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

Для науковців і фахівців.

Редакційна колегія: д.т.н., доц. С.В. Сагін, (редактор); к.т.н., проф. М.О. Колегаєв; д.т.н., проф. М.В. Міусов; д.т.н., проф. В.М. Захарченко; д.т.н., проф. В.А. Голіков; д.т.н., проф. С.І. Горб; д.т.н., проф. В.В. Будашко; д.т.н., проф. О.А. Онищенко; д.т.н., проф. В.В. Афтаниук; 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 Boukhalifa (Algeria)

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

Контактні телефони редакції (048) 733-49-24, 733-23-52.
e-mail: ivanovich1zh@gmail.com

Комп'ютерна верстка Журавльов Ю.І.

Затверджене вченою радою НУ «ОМА», протокол №4 від 26.11.2020.

©Національний університет "Одеська морська академія", 2020

Зміст

<i>Побережний Р. В., Сагін С. В.</i> Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту...5	5
<i>Марченко О. О., Сагін С. В.</i> Вдосконалення процесу очищення суднових важких палив.....10	10
<i>Ратайчук О. В., Сагін С. В.</i> Підвищення ефективності процесу наддува суднових дизелів15	15
<i>Зверьков Д. О., Сагін С. В.</i> Зниження механічних втрат у суднових дизелях.....20	20
<i>М'ягкий М.М., Ткаченко І.І.</i> Вдосконалення процесу очищення вод, що містять нафту.....26	26
<i>Карташов О. Г., Веретенник О.М.</i> Підвищення надійності паливної апаратури дизелів при роботі на низькосірчистих паливах.....30	30
<i>Коротинський М.А., Аболешкін С.Є.</i> Підвищення ефективності утилізації теплоти суднових енергетичних установок.....34	34
<i>Касап І. Г., Половинка Е.М.</i> Забезпечення експлуатації суднових дизелів засобами контролю й діагностики.....38	38
<i>Сурмило А.О., Кардаш В.П.</i> Шляхи підвищення екологічних характеристик суднового двигуна.....46	46
<i>Максимук Д. В., Богданов М. С., Голіков В.А.</i> Аналіз та оцінка ефективності роботи системи охолодження наддувного повітря у впускному ресивері судового малообертового дизеля абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною.....54	54
<i>Богданов М.С., Голіков В.А.</i> Підвищення енергетичної ефективності морського судна в різних кліматичних умовах експлуатації трансформацією скидної теплоти.....59	59
<i>Павлиско О. О., Онищенко О. А.</i> Удосконалення систем скраплення газу, що перевозиться на судах-газовозах типу LPG.....67	67
<i>Микоїд Г. В., Корбан В. Х.</i> Підвищення якості контролю циркуляційного мастила високообертового дизеля способом поляризації.....71	71

<i>Бойко Б.О., Небеснов В.В.</i> Підвищення енергетичної ефективності суднового пропульсивного комплексу шляхом модернізації систем моніторингу енергетичних показників.....	78
<i>Гунченко В.Ю., Солодовніков В.Г.</i> Удосконалення системи очищення випускних газів судових дизелів.....	82
<i>Сорокін Р. Р., Козицький С. В.</i> Ефективність використання неньютонівських рідин у гідродинамічних демпферах крутильних коливань колінчастого валу судового дизеля.....	88
<i>Ждеров О.Д., Козьмініх М.А.</i> Підвищення надійності холодильної установки рефрижераторного контейнеру за рахунок використання навантаженого резерву.....	97
<i>Шерстяников К.А., Кардаш В.П.</i> Управління процесами тертя в судових допоміжних механізмах.....	104
<i>Бувовський В.А., Орудін М.О.</i> Хімічна обробка судових палив.....	110
<i>Polovinka E.M., Tabulinskiy I.N., Muradyan P.S.</i> Research of starting modes of the rt-flex engine.....	117
<i>Афтанюк В.В., Коровайченко Є.Ю., Афтанюк А.В.</i> Аналіз та моделювання обтікання лопатей робочого колеса турбокомпресора.....	125
<i>Афтанюк Ан. В., Афтанюк В.В.</i> Анализ и моделирование деформаций лопаток судовых турбомашин.....	136
<i>Даниленко Д.В.</i> Вплив людського фактору на причини аварій в море.....	143
<i>Богач В.М., Довиденко Ю.М., Слободянюк І.М.</i> Недоліки лубрикаторних систем судових двигунів MAN-B&W.....	149
<i>Панарін Р.Р., Міргород К.Д., Журавльов Ю.І.</i> Основні напрямки підвищення довговічності паливної апаратури (ПА) судових дизелів.....	157
<i>Ананченко Д.А., Стретский К.Ф., Мельник О.А.</i> Особливості легування металів, які застосовуються в судноремонті.....	162
Правила оформлення і подання рукописів для збірника «Суднові енергетичні установки».....	166

10.31653/smf340.2020.5-9

Побережний Р. В., Сагін С. В.

Національний університет «Одеська морська академія»

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛІВ СУДЕН РІЧКОВОГО ТА МОРСЬКОГО ТРАНСПОРТУ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Дизель, виробляючи механічну енергію за рахунок окислення палива повітрям, в процесі роботи здійснює безперервний тепло-масообмін з навколишньою атмосферою. Він забирає повітря і споживає паливо, потім викидає відпрацьовані гази, що складаються з частини повітря і продуктів окислення палива. Таким чином, повітря, що надходить в циліндр дизеля, робить певний термодинамічний цикл, зазнаючи при цьому хімічні зміни, в результаті чого перетворюється в випускні гази (ВГ) – складну газову суміш з безліччю компонентів. Чотири компоненти N_2 , O_2 , CO_2 і H_2O складають понад 99...99,9 % обсягу газу, решта 0,1...1,0 % обсягу відпрацьованих газів складають домішки, які не представляють інтересу з технічної точки зору, але є шкідливими для навколишнього середовища, живої природи і людини. При випуску в атмосферу відпрацьовані гази зазвичай розсіюються і вступають в контакт з людиною вже в сильно розбавленому стані. Концентрація ряду шкідливих компонентів і температура газів в основному знижуються до безпечного рівня, але бувають зони, де ця речовина концентрується в кількостях, що надають шкідливу дію на живий організм і природу. Ця обставина змушує шукати шляхи зниження шкідливих речовин. До найбільш небезпечних речовин можна віднести CO , NO_x , SO_2 , альдегіди, вуглеводні, бенз- α -пірен.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Конструктивні та технологічні заходи щодо поліпшення екологічних показників судових дизелів полягають в наступних заходах: зниження утворення оксидів азоту, а саме:

- зниження загальних і локальних температур в камері згоряння;
- зниження локального і місцевого вмісту кисню;
- зміна хімічного складу заряду;
- зниження вмісту азоту в паливі;
- зниження утворення вуглеводнів;
- виключення місцевих пере-збагачених зон;
- виключення надмірної гомогенізації;

- збільшення коефіцієнта надлишку повітря;
- підвищення швидкості згоряння;
- зниження утворення СО і диму:
- оптимізація коефіцієнта надлишку повітря;
- оптимізація закону тепловиділення;
- застосування ініціюють і антидимних присадок;
- зниження витрати мастильного матеріалу;
- виключення місцевих пере-збагачених зон;
- зниження утворення альдегідів:
- зниження витрат мастила;
- турбулізація заряду;
- руйнування зон гасіння[1].

Постановка завдання. Екологічні характеристики дизельних двигунів визначаються головним чином вмістом в продуктах згоряння оксидів азоту NO_x , які за індексом токсичності значно перевершують інші шкідливі компоненти ВГ. Згідно з Додатком VI Міжнародної Конвенції щодо запобігання забрудненню із суден (MARPOL) «Обмеження на викиди NO_x », з січня 2016 року всі нові судна повинні будуть відповідати стандартам рівня Tier-III, які передбачають зниження викидів на 80 % в порівнянні з стандартами рівня I, для експлуатації в зонах, позначених як зони контролю викидів NO_x .

Тому завданням досліджень було визначення найбільш оптимального (з точки зору забезпечення екологічних показників морських суден з одночасним мінімальним погіршенням їх енергетичних та економічних показників) методу зниження емісії оксидів азоту.

Виклад основного матеріалу досліджень. В останнє десятиліття системи рециркуляції відпрацьованих газів (ExhaustGasRecirculation – EGR) все ширше застосовуються в судновій енергетиці для зниження токсичності відпрацьованих газів (в основному для зниження концентрації оксидів азоту NO_x в випускних газах судових дизелів). Даними системами обладнуються як головні судові двигуни, що передають потужність безпосередньо на гребний гвинт, так і потужні допоміжні двигуни, що забезпечують енергією судову електростанцію (останні активно застосовується для круїзних суден великої пасажиромісткості, які часто виконують

заходи в прибережні води і райони екологічного контролю). Експериментальні дослідження щодо визначення впливу системи EGR на екологічні, енергетичні та економічні показники роботи двигуна внутрішнього згоряння, виконувались на дизелі 7UEC60LS фірми Mitsubishi, що працює за двотактному циклу і обладнаний штатною системою ERG.

Принципова схема дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi з системою рециркуляції випускних газів показана на рис. 1 [2, 3].

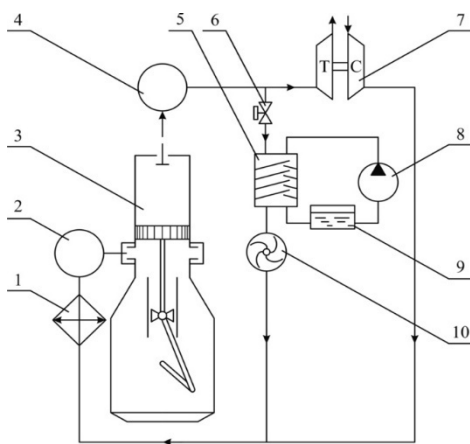


Рис. 1. Принципова схема системи рециркуляції випускних газів для суднового мало-обертового дизеля:

1 – охолоджувач повітря; 2 – повітряний ресивер; 3 – циліндр дизеля;

4 – випускний колектор; 5 – скруббер; 6 – керуючий клапан системи рециркуляції випускних газів; 7 – газотурбонагнетач; 8 – водяний насос; 9 – водяна цистерна; 10 – газовий нагнітач з електричним приводом

Випускні гази з циліндра дизеля 3 надходять в випускний колектор 4 і далі до газотурбонагнетча 7, після чого через газовипускную трубу видаляються в атмосферу. Газотурбонагнетач 7 забирає повітря з машинного відділення і після стиснення направляє його через охолоджувач 1 і ресивер 2 до продувальним вікнам дизеля. Система рециркуляції випускних газів складається з керуючого клапана 6, скрубера очищення газів 5, нагнітача 10, водяний цистерни 9 і водяного насоса 8. У разі використання

системи рециркуляції випускних газів їх кількість регулюється клапаном 6. Випускні гази очищаються і попередньо охолоджуються в скрубєрі 5, після чого додатковим нагнітачем подаються на змішання з повітрям (що надходять з газотурбонагнетача 7) і надходять до охолоджувача 1 і ресивера 2 і далі через продувні вікна в циліндр дизеля 3. Газовий нагнітач 10 – вентилятор з постійною геометрією прохідного перетину. Даний тип нагнітачів найбільш поширений в системах EGR морських суден, при цьому ведуться експериментальні дослідження систем EGR с турбонагнітачами змінної геометрії.

Метою дослідження було визначення зміни концентрації NO_x в випускних газах, Specific Fuel Oil Consumption (SFOC) b_e і ефективної потужності дизеля N_e для різного ступеня рециркуляції випускних газів. При цьому було встановлено, що використання системи EGR сприяє покращенню екологічних показників роботи дизелів суден річкового та морського транспорту, що виявляється у 35...40 %-му зниженні емісії оксидів азоту з випускними газами. Використання системи рециркуляції випускних газів зменшує кількість «чистого» повітря, що надходить в циліндр дизеля, що призводить до зниження ефективної потужності дизеля (рис. 2).

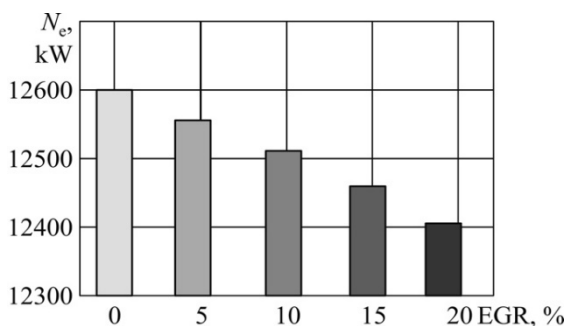


Рис. 2. Зниження ефективної потужності дизеля для різного ступеня рециркуляції випускних газів для експлуатаційного навантаження $0,93N_{\text{ном}}$

Висновки і перспективи подальших досліджень. Примусове заповнення циліндра дизеля випускними газами, забезпечує системою рециркуляції, призводить до зниження температури в процесі згоряння палива, що сприяє зменшенню кількості оксидів азоту, які утворюються згідно з тепловим механізмом. При цьому

концентрація NO_x в випускних газах зменшується з ростом ступеня рециркуляції системи.

Забезпечення екологічних показників роботи дизеля пов'язане з енергетичними та економічними параметрами його роботи. Сприятливий вплив системи EGR на емісію NO_x одночасно призводить до зниження ефективної потужності дизеля N_e і збільшенню питомої ефективної витрати палива b_e . З огляду на це, процес рециркуляції газів повинен здійснюватись з урахуванням забезпечення необхідних швидкісних і потужностних режимів роботи суднового пропульсивного комплексу з одночасним мінімальним погіршенням його економічних показників.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. 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](#). – 2018. –Vol. 65. – № 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.

2. Kuropyatnyk O. A. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NO_x Emissions from Marine Diesel Engines / O. A. Kuropyatnyk, S. V. Sagin // [OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology](#). – 2019. –Vol. 66. – Iss. 1. – P. 1-9. <https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1>.

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

10.31653/smf341.2020.10-14

Марченко О. О., Сагін С. В.

Національний університет «Одеська морська академія»

ВДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСУ ОЧИЩЕННЯ СУДНОВИХ ВАЖКИХ ПАЛИВ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Накопичений досвід і аналіз роботи двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), які виконують функції головних/допоміжних двигунів суден морського та річкового флоту і експлуатуються на важких сортах нафтового палива, а також результати моніторингу думок фахівців-двигунобудівників свідчать про те, що якість палива може виявитися причиною ряду неполадок: підвищеного утворення вуглецевих відкладень на деталях циліндро-поршневої групи (ЦПГ) ДВЗ і в відцентрових сепараторах, інтенсифікації корозії і подальшого прогара випускних клапанів і їх сідел, погіршення процесу згоряння, підвищення температури випускних газів. Можуть виникати і такі проблеми, як зношування поршневих кілець, інтенсивне утворення відкладень на поршні, порушення гідравлічної щільності в прецизійних парах паливної апаратури високого тиску.

Поглиблення переробки нафти неминує супроводжується збільшенням концентрації в паливі продуктів вторинних процесів. В останніх міститься значна кількість небажаних з'єднань, що погіршують експлуатацію дизельних двигунів. Цей же недолік характерний і для палив, що отримуються з альтернативної сировини. Пристосування дизелів до роботи на паливі низької якості з одночасним підвищенням їх надійності і економічності - важливе завдання, що виникає при експлуатації ДВЗ суден морського та річкового транспорту. Існують різні технологічні і технічні способи, спрямовані на її рішення. Одним з них (найпоширенішим на суднах річкового і морського транспорту) є очищення важкого палив [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз досліджень з підготовки суднового палива до його спалювання в циліндрі дизеля показує, що на теперішній час традиційні методи очищення палива (відстоювання, сепарації, фільтрація) вичерпали свої потенційні можливості, тому використання лише цих методів не дозволяє принципово змінити процес очищення палива та підвищити глибину його використання. Тому на сучасних суднах річкового та морського транспорту поширюється впровадження додаткових способів очи-

щення палива, які, як приклад, використовують властивості адсорбції, абсорбції, хімічного збагачення та інші [2, 3], але виростання подібних додаткових методів очищення палива, не завжди можливо в судновій енергетиці.

Постановка завдання. Під час експлуатації ДВЗ річкових та морських суден усе більше застосування знаходять порівняно дешеві залишкові сорти палива, у склад яких входять не лише «корисні» елементи водовод Н та вуглець (згоряння яких забезпечують виділення теплоти), але й «паливний баласт», по-перше зола та коксові залишки, згоряння яких перебігає без виділення теплоти, а також механічні домішки, у загальний склад яких можуть входити: залізо Fe, з концентрацією 2...25 %, кремній Si та його з'єднання, з концентрацією 4...30 %, алюміній Al, вміст якого може досягати – 4,5...5 %, мідь Cu та цинк Zn, вміст яких не перевищує 1,0 %, а також органічні сполуки з концентрацією 20...40 %. Названі компоненти відрізняються від вуглецю та водню електричною провідністю. Саме тому існують методи, що спрямовані на вилучення цих домішок зі складу палива шляхом накладення на нього додаткових електричних полів [4]. Тому завданням дослідження було вивчення процесу очищення судового важкого палива нафтового походження за допомогою електричних полів, та визначення впливу цієї обробки на експлуатаційні характеристики палива, процес згоряння палива та технічний стан ДВЗ суден річкового та морського транспорту.

Виклад основного матеріалу дослідження. Електричні методи очищення палив відносяться до порівняно нового наукового напрямку – електро-гідродинаміки, що вивчає питання взаємодії електричного і гідродинамічного полів у різних багатофазних системах (рідинах, емульсіях, суспензіях і ін.). однак багато вихідних положень електродинаміки поки ще цілком не розроблені й у достатньому ступені не відбивають фізикові процесу очищення досліджуваної рідини. Це відноситься і до палив, для яких розробка засобів електричного очищення ведеться в основному емпірично з наступним поясненням одержуваних результатів.

Метод очищення палива з використанням електричного поля – найбільш перспективний для судових умов. Незважаючи на значну кількість вітчизняної і закордонної літератури по даному питанню, жодна з робіт не містить повних теоретичних і практичних рекомендацій для очищення судових палив за допомогою електричного поля. У теж час методи очищення судових палив за допомогою

електричного поля (сепарація і фільтрація у електричному полі) не вимагають високих теоретичних знань від обслуговуючого персоналу, досить прості і надійні. [5].

Вуглеводні палива є типовими діелектриками, однак частки забруднень у них можуть бути діелектриками з діелектричною проникністю, відмінної від діелектричної проникності палива, або провідниками.

Електричні властивості палив і водо-паливних емульсій характеризують три параметри: діелектрична проникність ϵ , Ф/м, питома електропровідність σ , см/м, і напруженість пробою $E_{пр}$, В/см.

Суднові палива містять у своєму складі дистилатні і залишкові фракції переробки нафти. Відмінною рисою цих палив є утворення складних структурних систем з вуглеводнів і неуглеводних домішок. Структурними елементами неполярних палив служать насичені вуглеводні (алкени, нафтени) з діелектричною проникністю $\epsilon \approx (1,9 \dots 0,2)\epsilon_0$ і ароматичні вуглеводні з $\epsilon \approx (2,4 \dots 0,2)\epsilon_0$, де ϵ_0 , Ф/м, – діелектрична проникність повітря. На верхній границі неполярних елементів знаходяться й асфальтени з $\epsilon \approx (3 \dots 4)\epsilon_0$. До структурних елементів палив відносяться механічні домішки, частки карбенів, карбоїдів і глобули води, тобто всієї домішки з діелектричною проникністю $\epsilon \geq \epsilon_0$. У результаті молекулярних і полярних взаємодій відзначених вище елементів утворюються водо-паливні та асфальто-смолисті структури палива. Дистилатні палива, як правило, містять незначну кількість неуглеводних домішок, вплив яких на електричні властивості палива незначний. У важких суднових паливах асфальто-смолисті домішки істотно змінюють їхні електричні властивості.

Густина і діелектрична проникність суднових палив наступні:

- для дистилатного палива – $\rho = 830 \text{ кг/м}^3, \epsilon = 2,204\epsilon_0$ Ф/м;
- для моторного палива – $\rho = 880 \text{ кг/м}^3, \epsilon = 2,442\epsilon_0$ Ф/м;
- для важкого палива – $\rho = 940 \text{ кг/м}^3, \epsilon = 2,579\epsilon_0$ Ф/м.

Із приведених даних випливає, що діелектрична проникність суднових палив не перевищує $3\epsilon_0$, тому їх можна віднести до типових неполярних діелектриків.

Таким чином, з огляду на різні електричні властивості самого палива і домішок, що знаходяться в ньому, (насамперед механічних і води), можливо робити обробку палива за допомогою електричного поля. При цьому чисте паливо, яке є діелектриком, не буде піддаватися впливові електричних полів, а механічні домішки і вода

під впливом цих полів і додаткових технічних засобів можуть виводитися з палива.

Очищення важких палив за допомогою електричних полів може здійснюватися у режимах сепарації або фільтрації.

У першому випадку вплив на паливо виявляє система електродів, за допомогою яких можуть створюватися однорідні й неоднорідні електричні поля. Вилучення з потоку палива механічних домішок, здійснюється одночасно з роботою сепаратора, що використовує електричні поля.

Під час фільтрації палива в пристроях, що забезпечують виникнення електричних полів, здійснюється накопичення механічних домішок на спеціальних осередках, з наступним їх видаленням під час очищення обладнання [5].

Принципові схеми суднових сепараторів та фільтрів, що використовуються під час роботи електричні поля, наведені на рис. 1.

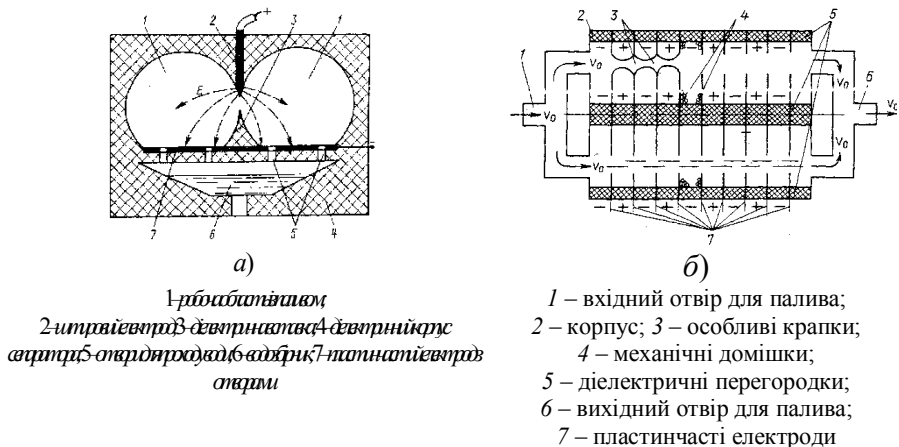


Рис. 1. Принципова схема сепаратора (а), та фільтра (б), які забезпечують очищення палива за допомогою електричних полів

Висновки і перспективи подальших досліджень. Під час генерації корисної роботи дизелі суден річкового та морського транспорту споживають величезні обсяги рідкого палива, від структурного стану та експлуатаційних характеристик якого залежить перебіг робочого циклу, технічний стан окремих вузлів дизеля, а також енергетична та економічна ефективність його роботи.

Для забезпечення надійного згоряння палива в циліндрі ДВЗ воно піддається обов'язкової попередньої обробці, мета якої – вилу-

чення із потоку палива води та механічних домішок. Одним зі сучасних методів, за допомогою якого здійснюється обробка палива є забезпечення його очищення – є сепарація та фільтрація у обладнанні, що використовує електричні поля. Це забезпечує покращення структурного складу палива та сприяє покращення процесу згоряння та технічного стану паливної апаратури високого тиску [6].

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Sagin S. V. The investigations of the influence of ultrasonic fuel processing on sulfur wear of details in cylinder group of marine diesel engines / S. V. Sagin, Solodovnikov V. G. // European Science and Technology : material of the XVI international research and practice conference, Munich, March 14th – 15th, 2017 / publishing office Vela Verlag Waldkraiburg – Munich – Germany 2017. – P. 61-74.

2. Занько О. Н. Технология использования рабочих веществ в судовых энергетических установках / О. Н. Занько, В. Н. Калугин, И. В. Логишев. – Одесса : Фенікс, 2005. – 508 с.

3. Солодовников В. Г. Использование в судовых дизелях топлив различного фракционного и структурного состава / В. Г. Солодовников // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2014. – № 33. – Одесса : ОНМА. – С. 110-117.

4. Кочанов Э. С. Электрические методы очистки и контроля судовых топлив / Э. С. Кочанов. – Л. : Судостроение, 1990. – 216 с.

5. Липантьев Р. Е. Улучшение эксплуатационных свойств дизельных топлив электродуговым способом / Р. Е. Липантьев, В. П. Тутубалина // Проблемы энергетики. – 2011. – № 1-2. – С. 127-131.

6. Сагін С. В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури судових дизелів / С. В. Сагін // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА», 2018. – С. 139-149.

10.31653/smf341.2020.15-19

Ратайчук О. В., Сагін С. В.

Національний університет «Одеська морська академія»

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ НАДДУВА СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Робочий цикл судового двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) складається з послідовності окремих, але поєднаних процесів: наповнення циліндра свіжим повітрям; стиснення суміші свіжого повітря та залишкових газів до температури, що забезпечує надійне самозаймання палива; згоряння палива, розширення продуктів згоряння, випуску та продування. Перебіг робочого циклу, та отримання корисної роботи від його здійснення не можливо безупинної подачі повітря у циліндр дизеля, яке забезпечує та здійснює не лише процес згоряння, а також процеси очищення циліндра від випускних газів (ВГ) та його наповнення. Подача повітря у циліндр дизеля здійснюється за допомогою системи наддува і виконується турбокомпресором (ТК).

Потужність, яку може розвивати дизель, безпосередньо залежить від кількості повітря і палива, які надходять в циліндри дизеля. Значить домогтися підвищення потужності двигуна можна шляхом збільшення кількості цих складових. Збільшення кількості палива марно, якщо одночасно не збільшується об'єм повітря, необхідний для його згоряння. Одним з рішень цієї проблеми є збільшення обсягу повітря, що надійшло в циліндри, при цьому спалювання великої кількості палива дає можливість отримати більшу енергію та перетворити її у корисну роботу. Розв'язання цього завдання неможливе без підвищення ефективності процесу наддува дизелів, що встановлені на судах річкового та морського транспорту [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для підвищення ефективності роботи системи наддува можливо використання таких методів:

- 1) застосування газотурбінної системи наддуву від вільного турбокомпресора;
- 2) застосування імпульсної системи наддуву;
- 3) застосування двохступеневого наддуву;
- 4) застосування реєстрової системи наддуву;

5) регулювання і вибір раціональної площі перетину соплового апарату турбокомпресора;

б) застосування турбокомпаундних систем (ТКС), що забезпечують розподіл випускних газів суднового дизелю між газотурбонагнетачем та силовою турбіною[2, 3].

Постановка завдання. Завданням дослідження було визначення варіантів комплектації турбокомпаундних систем наддуву головних двигунів (ГД), що встановлені на судах річкового та морського транспорту та оцінка зміни енергетичної ефективності та паливної економічності дизелів під час використання цих систем.

Виклад основного матеріалу дослідження. ТКС повної утилізації тепла складається з силової (СТ) і паровий турбін, з'єднаних між собою редукторами і мотор-генераторами. Як приклад можна привести установку MARCHRS, розроблену фірмою MAN-Diesel&Turbo (рис. 1) [4].

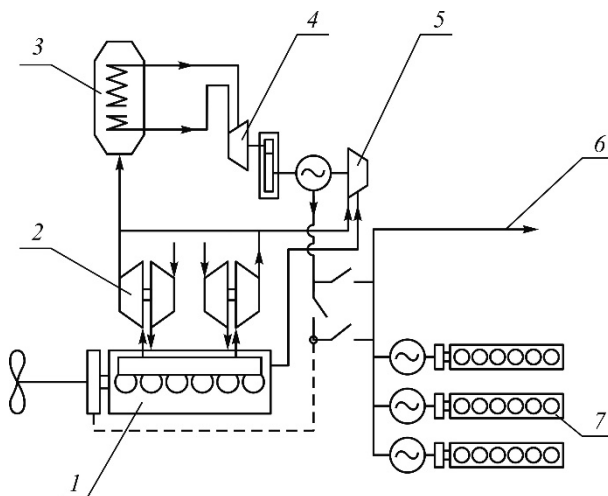


Рис. 1. Принципова схема турбокомпаундної установки MARCHRS фірми MAN-Diesel&Turbo:

1 – ГД; 2 – ТК; 3 – УК; 4 – парова утилізаційна турбіна; 5 – силова турбіна; 6 – суднова електромережа; 7 – ДГ

Силова турбіна приводиться в рух ВГ, частково відбираються від основного потоку. У парову турбіну надходить пара з утилізаційного котла (УК), розташованого на виході ВГ з ТК ГД. Без редукторний мотор-генератор на валопроводі головного двигуна включений в

загальну систему електрозабезпечення з допоміжними дизель-генераторами. Мотор-генератор може працювати як двигун, передаючи додаткову потужність на гвинт при маневруванні і несприятливої погоди, або як генератор, що передає енергію різним судновим споживачам [5].

ТКС можуть мати різне виконання і принцип дії. Так, у доповіді фірми «Wartsila» для утилізації тепла, що відходить двотактних дизелів запропонована принципова схема турбокомпаундної установки (рис. 2), що застосовується в даний час. У запропонованій схемі відсутнє силова турбіна і мотор-генератор на валопровід ГД [6].

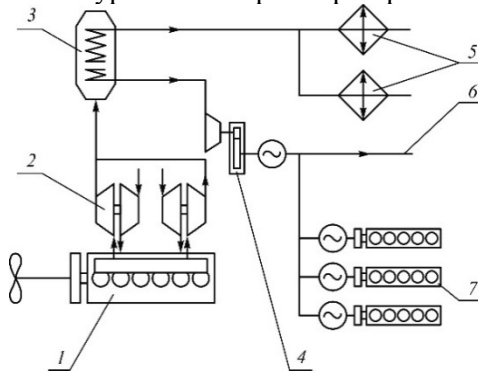


Рис. 2. Принципова схема ТКС, що застосовується фірмою «Wartsila» надвотактних дизелях:

- 1 – ГД; 2 – ТК; 3 – УК; 4 – утилізаційна парова турбіна; 5 – побутові споживачі пари; 6 – суднова електромережа; 7 – ДГ

Зіставлення параметрів силової та парової турбін, виконане фірмою MAN-Diesel&Turbo, показує, що парова турбіна дає більший виграш, ніж силова (рис. 3).

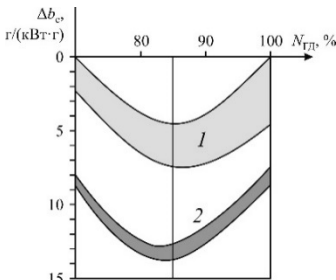


Рис. 3. Порівняння параметрів силової (1) та парової (2) турбін на високому

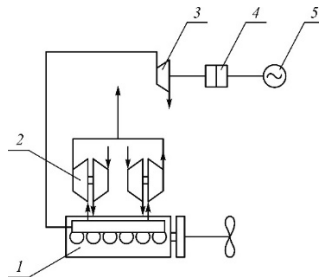


Рис. 4. Схема ТКС з СТ фірми MAN-Diesel&Turbo – система TCS-PTG: 1 – ГД; 2 – ТК; 3 – силова турбіна;

навантаженні

4 – редуктор; 5 – генератор

Незважаючи на термодинамічну перевагу утилізації тепла в паровій турбіні фірма MAN-Diesel&Turbo віддає перевагу ТКС з силовою турбіною TCS-PTG (рис. 4) [7].

Як правило, ТКС використовуються при навантаженні двигуна більше 50 %. На думку фірми «Mitsubishi» в комбінації з реєстровою системою наддуву включення в роботу СТ може бути реалізовано при більш низьких навантаженнях, що дозволяє збільшити частку утилізованого тепла (рис. 5.) [8].

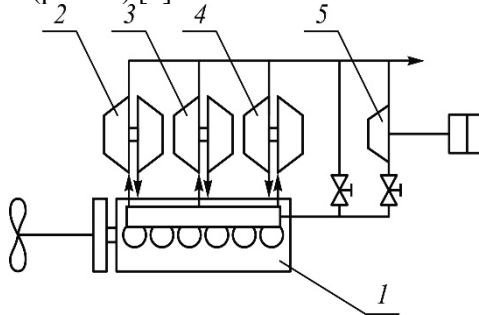


Рис. 5. Реєстрова система наддуву з силовою турбіною:
1 – ГД; 2 – малий ТК; 3, 4 – великий ТК; 5 – силова турбіна

Висновки і перспективи подальших досліджень. Виконаний огляд можливих схем комплектації турбокомпаундних систем наддуву суднових дизелів дозволяє висловити думку, що двигуни з турбокомпресорами використовують тільки певну частину енергії ВГ для наддуву, тому залишилася енергія може бути передана системам утилізації тепла. Чим вище ККД турбокомпресора, тим більша кількість енергії може бути утилізовано;

турбокомпаундна система повної утилізації тепла, що складається з силової та парової турбін, з'єднаних між собою редукторами і мотор-генераторами, досить дорога і має тривалий термін окупності. Тому двигунобудівні фірми пропонують більш прості технічні рішення з урахуванням досвіду та наявних можливостей виробництва;

впровадження турбокомпаундних систем наддува на судах річкового та морського транспорту сприятиме підвищенню енергетичної ефективності та паливної економічності встановлених на них дизелів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Соловьёв А. В. Повышение эффективности судовых энергетических установок / А. В. Соловьёв, М. М. Чиркова, Н. Ф. Попов // Вестник АГТУ. Сер. : Морская техника и технология. – 2018. – № 4. – С. 101-106. DOI: 10.24143/2073-1574-2018-4-101-106.
2. Бердник А. Н. Возможность использования двухступенчатой системы воздухообеспечения на судовых четырехтактных дизелях / А. Н. Бердник. – Вестник ТОГУ, 2015. – № 4(39). – С. 81-88.
3. Лашко В. А. Пути совершенствования системы газотурбинного наддува комбинированных поршневых двигателей / В. А. Лашко, А. Н. Бердник. – Вестник ТОГУ, 2010. – № 4(19). С. 91-100.
4. Каминский Р. В. Разработка систем наддува для ДВС различного назначения / Р. В. Каминский. – Известия МГТУ МАМИ, 2014. – Т. 1. – № 4 (22). – С. 22-27.
5. Румянцев В. В. Перспективы развития систем наддува транспортных дизелей / В. В. Румянцев. – Вестник ГУМиРФ им. адм. С. О. Макарова, 2014. – Т. 9. – № 2. – С. 364-372.
6. Лашко В. А. Методы оценки эффективности систем газотурбинного наддува комбинированных двигателей внутреннего сгорания : учеб. пособие / В. А. Лашко, А. Н. Бердник. – Хабаровск : ТОГУ, 2006. – 118 с.
7. Behr T. Second generation of two-stage turbocharging Power2 systems for medium speed gas and diesel Engines / T. Behr, M. Kahi, A. Reichl, M. Hubacher. – Paper № 134, CIMAC 2013, Shanghai.
8. Васильев А. В. Исследование влияния конструктивных параметров турбокомпаундного дизеля на его экономичность / А. В. Васильев, Е. А. Дивинский // Вестник АГТУ. Сер. : Морская техника и технология. – 2010. – № 2. – С. 52-60.

10.31653/smf341.2020.20-25

Зверьков Д. О., Сагін С. В.

Національний університет «Одеська морська академія»

ЗНИЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ВТРАТ У СУДНОВИХ ДИЗЕЛЯХ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Під час експлуатації двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) суден річкового та морського транспорту здійснюється безперервний і періодичний контроль не тільки показників, що характеризують робочий цикл дизеля (тиску і температури в характерних точках, частоти обертання, потужності, температури випускних газів), але також експлуатаційних і реологічних характеристик моторного мастила (ММ). При цьому, основними параметрами, контроль яких обов'язковий в процесі експлуатації дизеля, є в'язкість, густина, кислотне число, температура спалаху, зміст води і механічних домішок. Під час експлуатації ці параметри постійно змінюються, причому в деяких випадках можуть перевищувати гранично допустимі значення (бракувальні показники). Це неминуче призводить до збільшення контактних напруг в основних трибологічних системах і підвищення втрат енергії, що витрачається на їх подолання. Найпростішим, а тому і найпоширенішим способом відновлення реологічних характеристик ММ є їх очищення (шляхом частково- або повно-проточної фільтрації і сепарації), а також додавання в обсяг ММ, яке вже знаходиться в мастильній системі, свіжого мастила (як чистого, так і зі спеціальними присадками). При цьому необхідно забезпечувати не тільки вимоги щодо отримання ефективної потужності і підтримки екологічних параметрів дизелів суден річкового та морського транспорту, але й мінімальний рівень механічних втрат під час перетворенні вхідної енергії на корисну роботу [1, 2]. Тому зниження механічних втрат у судових дизелях є актуальним завданням, розв'язання якого сприятиме підвищенню потужності та забезпеченню надійності роботи дизелів річкового та морського транспорту.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Механічні втрати енергії при передачі корисної (індикаторної) потужності від судового двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) до споживача лежать у широких межах і можуть становити 6...10 % – у разі експлуатації ДВЗ на номінальному режимі, і до 100 % – під час експлуатації на холостому ходу. Рівень механічних втрат оцінюється

механічним коефіцієнтом корисної дії (ККД). Мінімізації цих втрат і забезпечення мінімальних значень протягом тривалого часу є актуальним завданням, на розв'язання якого спрямовано наукові дослідження, що проводяться як дизелебудівними корпораціями, так і окремими науково-виробничими фірмами та інститутами [3, 4]. Зниження механічних втрат у судових дизелях може досягатися: зміною мікрогеометрії контактуючих поверхонь, модифікацією поверхонь тертя легованими матеріалами, оптимізацією режиму мащення, використанням поверхнево-активних речовин (ПАР) та присадок, оптимізацією процесу відновлення реологічних характеристик мастильних матеріалів.

Постановка завдання. У зв'язку зі збільшенням тиску і температури циклу, підвищенням крутного моменту, зміною конструкції, ускладненням умов експлуатації, підвищенням часу роботи сучасних дизелів на максимальних навантаженнях умови роботи мастил як у лубрикаторних, так і в циркуляційних системах мащення стали більш жорсткими. Водночас, терміни заміни мастил безперервно збільшуються завдяки поліпшенню їх експлуатаційних властивостей. Передчасна заміна мастил економічно недоцільна, оскільки збільшуються їх витрата, витрати на технічне обслуговування, запасні частини і т.д. З іншого боку, збільшення терміну служби мастил призводить до підвищеного зносу деталей дизеля, що знижує його надійність, збільшує відмови в роботі, сприяє підвищенню незворотних втрат енергії. Визначення оптимальної періодичності заміни мастил є трудомісткою тривалою роботою, спочатку визначається заводом-виробником, коригується за результатами експлуатації та тягне за собою фінансові та експлуатаційні витрати. Тому актуальним є розв'язання завдання відновлення реологічних характеристик мастила в процесі його роботи, що водночас сприятиме зниженню механічних втрат у судових дизелях [5].

Виклад основного матеріалу дослідження.Періодичне додавання мастила в процесі експлуатації частково відновлює його первинні властивості, перш за все це відноситься до таких параметрів, як в'язкість, кислотне число, температура спалаху. Однак, незважаючи на можливе відновлення реологічних характеристик, через певний час моторне мастило підлягає повній заміні. Періодичність такої заміни залежить від властивостей і характеристик мастила; типу, технічного стану і умов експлуатації

дизеля; технічного стану всіх компонентів системи мащення; способу фільтрації мастила; використовуваного палива та інших чинників. Необхідність повної заміни зумовлена втратою основних експлуатаційних якостей мастила, тобто його старінням [6].

Повна заміна мастила в суднових умовах вимагає виведення двигуна з експлуатації, причому цей період включає не тільки саму процедуру заміни мастила, але й очищення поверхонь тертя від експлуатаційних забруднень. Виконання цього завдання для головних двигунів відбувається під час стоянки судна і може бути заздалегідь сплановано з урахуванням рейсового завдання, характеристик вантажу і майбутніх вантажних операцій. У зв'язку з постійною зміною навантаження суднової електростанції, для дизелів, що виконують функції допоміжних, тривалість виведення з експлуатації спрогнозувати досить важко [7]. Тому для їх мастильних систем найбільш ефективним є процес періодичного доливання мастила в систему і застосування ПАР [4, 8].

Вплив інтенсивності доливання моторного мастила в загальний об'єм циркуляційної системи мащення на механічні втрати енергії можливо оцінити за зміною механічного ККД дизеля для різних умов експлуатації (різних умов поповнення системи мащення свіжим мастилом). Для цього виконувалось вимірювання механічного ККД на різних режимах роботи дизелів 6EY22AW (що відповідають 35-ти, 50-ти, 65-ти і 80-ти %-ому навантаженню) за різної інтенсивності поповнення системи мащення: 1-ий дизель – через 100, 2-ий – через 25, 3-ий – через 10 годин роботи. На кожному з досліджуваних режимів ($0,35N_{еном}$, $0,5N_{еном}$, $0,65N_{еном}$, $0,8N_{еном}$) дизелі експлуатувалися рівний проміжок часу, який залежно від навантаження суднової електростанції становив 1,5...2,5 години. Зміна навантаження на двигуни за цей час не перевищувало $\pm 2,5\%$, а отриманий масив значень механічного ККД дозволяв із високою точністю визначити його середнє значення. Принципова схема системи циркуляційного мащення дизелів надана на рис. 1 [9].

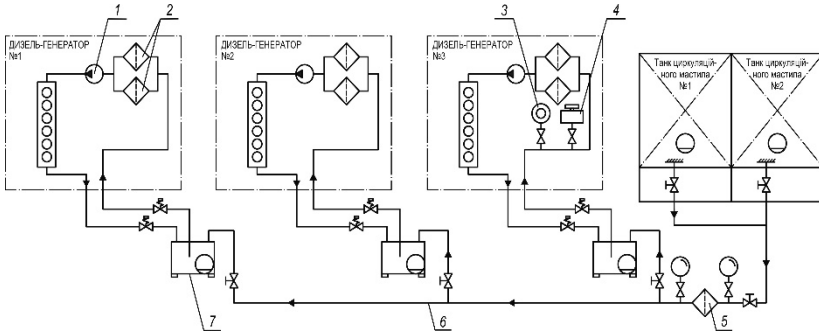


Рис. 1. Схема модернізації циркуляційної системи мащення суднових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar під час проведення експерименту:
 1 – мастильний насос; 2 – мастильний фільтр тонкого очищення;
 3 – магістраль відведення парів мастила і повітря; 4 – витратомір;
 5 – дозатор присадки; 6 – мастильний фільтр грубого очищення;
 7 – відділювач мастила; 8 – магістраль підведення мастила

У результаті були отримані значення, узагальнені у вигляді табл. 1, за результатами якої побудована діаграма, що наведена на рис. 2 [4].

Таблиця 1

Зміна механічного ККД суднових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar за різних умов експлуатації

Періодичність поповнення системи	Навантаження на двигун			
	$0,35N_{еном}$	$0,5N_{еном}$	$0,65N_{еном}$	$0,8N_{еном}$
через 100 годин	0,743	0,803	0,842	0,872
через 25 годин	0,806	0,821	0,862	0,882
через 10 годин	0,823	0,837	0,873	0,891

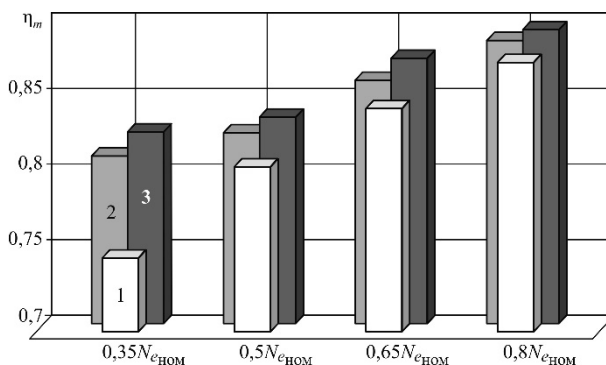


Рис. 2. Зміна механічного ККД суднового дизеля 6EY22AW фірми Yanmar за різної інтенсивності доливання мастила:

1 – через 100 годин; 2 – через 25 годин; 3 – через 10 годин

Висновки і перспективи подальших досліджень. Наведені в таблиці 1 і на рис. 2 результати підтверджують зниження механічних втрат енергії при скороченні часу між доливанням мастила в обсяг циркуляційної системи. Наступним етапом досліджень передбачається вивчення впливу ПАР на механічні втрати в дизелях суден річкового та морського транспорту та визначення оптимальної концентрації ПАР в обсязі системи мащення.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Sagin S. V. Estimation of Operational Properties of Lubricant Coolant Liquids by Optical Methods / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // International Journal of Applied Engineering Research. – 2017. – Vol. 12. – Num. 19. – P. 8380-8391.

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

3. Мацкевич Д. В. Регенерація експлуатаційних властивостей моторних мастил судових дизелів / Д. В. Мацкевич // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. наук. праць, 2020. – Вип. 1(61). – С. 121-130. doi.org/10.47049/2226-1893-2020-1-121-130.

4. Сагін С. В. Зниження механічних втрат у судових середньообертових дизелях за рахунок оптимізації роботи циркуляційних систем мащення / С. В. Сагін // Вісник Одеського

національного морського університету : Зб. наук. праць, 2020. – Вип. 1(61). – С. 87-96. doi.org 10.47049/2226-1893-2020-1-87-96.

5. Сагин С. В. Обеспечение минимально неизбежных потерь энергии при поступательном движении в узлах трения судовых двигателей внутреннего сгорания / С. В. Сагин // Universum: Технические науки : электрон. научн. журн. – 2020. – № 4(73). URL: <http://7universum.com/ru/tech/archive/item/9289>.

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

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

8. Сагин С. В. Зниження енергетичних втрат під час експлуатації довгоходових дизелів морських суден / С. В. Сагин, Т. О. Столярик // Матеріали 11-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування», 08-10 вересня 2020 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – 2020. – С. 174-176.

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

10.31653/smf341.2020.26-29

М'ягкий М.М., Ткаченко І.І.

Національний університет «Одеська морська академія»

ВДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСУ ОЧИЩЕННЯ ВОД, ЩО МІСТЯТЬ НАФТУ

Вступ. Актуальність вирішення проблеми сепарації судових хлляльних вод (СЛВ) в умовах роботи судна безпосередньо призводить до підвищення не тільки його економічних показників роботи, а й впливає на якість його експлуатації. У цьому випадку можливе підвищення сумарного ККД судової енергетичної установки і зведення до допустимим нормам екологічного забруднення водного басейну в районі плавання.

Переробка СЛВ безпосередньо пов'язана з отриманням вторинних енергоресурсів в умовах роботи судна і практично що раніше нерозглядалася. Основна мета проведених досліджень полягала в отриманні нових даних, що вказують на можливість створення принципово нової технології сепарації СЛВ. Така технологія повинна базуватися на методі гідродинамічної кавітації багатофазного потоку зі штучним управлінням розмірами суперкаверни за допомогою штучної вентиляції.

Основне завдання досліджень було зведено до отримання результатів, що

дозволяють виконати оцінку продуктивності такої технології і розробити нову конструкцію судового сепаратора.

Ключові слова: морське судно, нафтовмісні води, очищення нафтовмісних вод, сепарація, кавітація

Забруднення Світового океану нафтою та нафтопродуктами – одна з глобальних екологічних проблем. Нафта представляє з себе в'язку маслянисту рідину, що має темно-коричневий колір та володіє слабкою флуоресценцією. Лляльна вода – це вода, яка міститься на судах чи кораблях, у якій присутні домішки нафтопродуктів та яка накопичується у ллялах – машинних відділеннях на борту. Льяла машинного відділення (або льяльні колодязі машинного відділення) – сама нижня частина в машинному відділенні судна. Льяльні води машинного відділення, які збираються тут включають дренажну або невитрачену воду з котлів, танків збору води, танків питної води та інших місць. Однак льяльні води машинного відділення включають не тільки таку чисту воду, а й дренаж з ділянок машинного

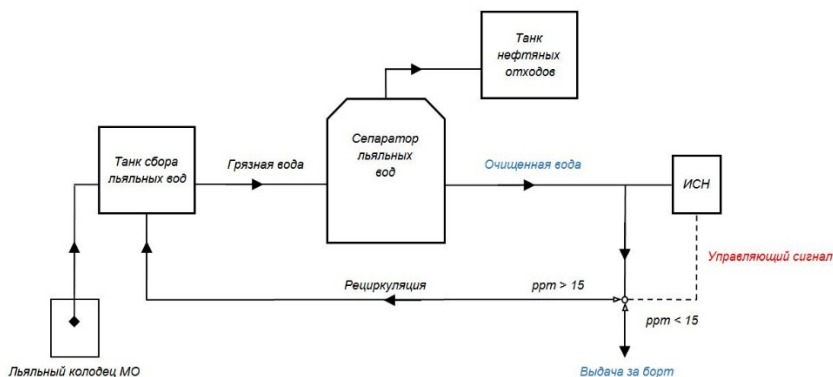
відділення де знаходяться двигуни та інші механізми. Такий дренаж містить в невеликій кількості паливо, змащувальні масла, гідравлічні рідини, антифризи, розчинники і чистячі хімікати.

В нашому сторіччі, у світі гостро стоїть проблема скидання лляльних вод, що містять в собі нафтопродукти. Міжнародна конвенція по запобіганню забруднення з суден (МАРПОЛ 73/78) забороняє скидання забруднених нафтою сумішей, крім випадків, коли дотримуються певні умови. Для вирішення цього складного питання, люди придумали суднове обладнання, призначене для відділення нафтовмісних фракцій від лляльних вод машинного відділення перед відкаткою їх за борт. Таке обладнання носить назву СЛВ – Сепаратор лляльних вод.

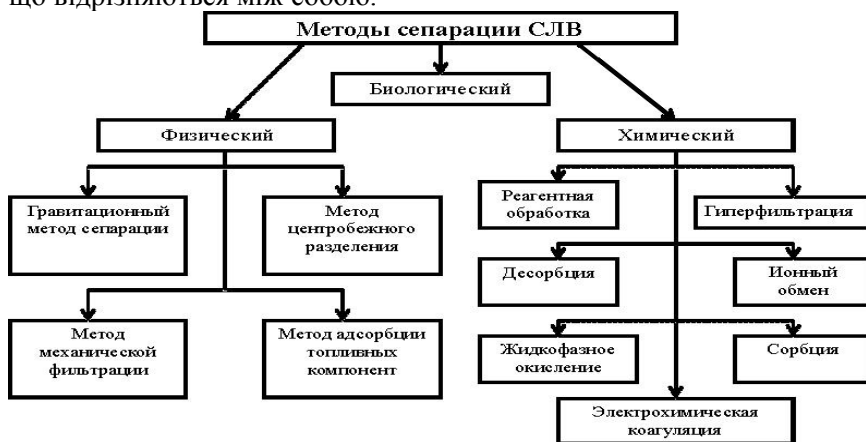
Основне призначення СЛВ - відділення нафтовмісних фракцій і інших забруднювачів, які можуть принести шкоду навколишньому середовищу. Міжнародна морська організація встановлює правила, що розробляються Комітетом Захисту Морського Середовища (КЗМС) (англ. Marine Environment Protection Committee, MEPC). 18 липня 2003 року КЗМС прийняв нове керівництво, якому має слідувати кожне судно, побудоване після цієї дати. У цьому документі переглянуті вимоги і специфікації до обладнання очистки забруднених лляльних вод з машинних відділень суден. Кожен СЛВ повинен очищати лляльні води машинного відділення до чистої води з вмістом нафтових залишків і будь-яких інших забруднювачів не вище рівня 15 ppm (англ. Parts per million). Кожен вимірювач вмісту нафти повинен бути стійкий до зовнішніх впливів і захищений від невірного поводження і від втручання. При кожному запуску СЛВ, вимірювач вмісту нафти потрібно включити. СЛВ повинен бути здатний видалити забруднювачі, а також нафтовмісткі фракції. Деякі з забруднювачів, такі як мастило, хімічні агенти, сажа, паливо, іржа, стічні води і деякі інші можуть бути згубними для океанської середовища.

Сучасні СЛВ управляються вимірювачами вмісту нафти (англ. Oil Content Meter, OCM), обладнаними попереджувальними сигналами і автоматично закриваються пристроями, що активуються в разі перевищення вмісту нафти в відкачуваній за борт воді вище допустимого ліміту.

Спрощена схема роботи СЛВ виглядає наступним чином :



Основні принципи функціонування технологічних схем сепарації СЛВ безпосередньо визначаються робочими процесами, застосовуваними для поділу їх складових компонент. В ході досліджень була розроблена загальна класифікація існуючих методів сепарації. Вона показана на малюнку, де видно, що всі суднові схеми обробки СЛВ базуються на дванадцяти технологіях, що відрізняються між собою.



Виконаний аналіз наведених методів показав, що всі вони характеризуються одним загальним недоліком - в ході сепарації СЛВ вихідним продуктом є вода. При їх використанні якісне отримання і збір вторинних продуктів нафтохімії, одержуваних в ході поділу СЛВ, неможливий. З цієї причини в ході досліджень було зроблено висновок про необхідність розробки нового методу сепарації і доцільності використання в цьому випадку

гідродинамічного процесу суперкавітації. При локальному зародження в потоці СЛВ суперкавітуючоїкаверни усередині неї буде завжди знаходитися насичена водяна пара, безперервний відбір якого сприятиме отриманню висококонцентрованої суміші нафтопродуктів, що складала первісну основу СЛВ.

Виконані дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

-нафтопродукти (паливо і моторне масло), відокремлюються з суднових нафтовмісних вод розробленим способом суперкавітації, можуть використовуватися як вторинне паливо, яке направляється на енергетичні потреби судна (як правило, для роботи судової котельні установки); розроблена установка для сепарування суднових нафтовмісних вод характеризується малими енергетичними затратами і забезпечується стандартними трудовитратами на технічну експлуатацію, технічне обслуговування та ремонт.

ЛІТЕРАТУРА

1. Малахов А. В., Ткаченко И. В. Гидродинамика разделения многофазных смесей на основе воды // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 4 (51). – С. 34-38.

2. Малахов А. В., Ткаченко И. В., Гугуев О. Е., Мусорин А. А. Гидродинамическая технология обработки судовых льяльных вод // Проблемы техники: наук.-виробн. журнал. – 2009. – №3. – С. 76-82.

3. Савченко Ю. Н. Исследования суперкавитационных течений / Ю. Н. Савченко // Прикладна гідромеханіка. – 2007. – Том 9(81) – № 2-3.

10.31653/smf341.2020.30-33

Карташов О. Г., Веретенник О.М.

Національний університет «Одеська морська академія»

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ДИЗЕЛІВ ПРИ РОБОТІ НА НИЗЬКОСІРЧИСТИХ ПАЛИВАХ

Паливна апаратура (ПА) є найбільш складною і дорогою частиною сучасного суднового двигуна. Вона робить істотний вплив на надійність, економічність і екологічність роботи двигуна. Знос деталей, що труться сполучень ПА є однією з основних причин зниження ресурсу суднових двигунів.

В даний час спостерігається тенденція до зменшення вмісту сірки в бункерних паливах для суднових двигунів з метою поліпшення їх екологічних характеристик

Дистилятні палива є мастильним матеріалом для рухомих деталей ПА. Найбільш схильні до зносу прецизійні вузли паливного насоса високого тиску і форсунок. Зниження вмісту сірки в паливі призводить до погіршення їх протизносних властивостей, внаслідок чого відбувається збільшення зносу третюх пар ПА двигунів.

Крім того, видалення сірки з палива в процесі гідроочищення провід до видалення поверхнево-активні речовини (ПАР), які сприяють утворенню змащувальних плівок на поверхні металу..

При експлуатації дизелів на таких паливах йде інтенсивне зношування, як плунжера, так і втулки ПНВТ. Знос цих деталей призводить до збільшення зазорів в сполученні. При збільшенні зазорів плунжерних пар знижується подача палива, погіршується якість розпилювання, порушується регулювання паливного насоса, виникають перебої в роботі двигуна і навіть його зупинки.

Існує ряд способів для регулювання протизносних властивостей палив відповідно до сучасних вимог. Перший - це застосування спеціальних протизносних присадок. Іншим є поліпшення триботехнічних характеристик палив за рахунок додавання в дистилятне паливо масла рослинного походження (рапсове, соєве, соняшникове, пальмове і ін.), біодизеля або мінерального масла в певних співвідношеннях.

Виконані дослідження триботехнічних характеристик ДП з різним вмістом сірки дозволило зафіксувати значне погіршення протизносних властивостей ДП. Величина ДПП збільшується на 41%. Причому відбувається різке зростання цього показника (на 18%) вже

після першого циклу знесірчення, коли вміст сірки в паливі ще досить високо і становить 0,349% мас. А при вмісті сірки 0,22% мас. величина ДПІ практично досягає свого максимального значення і подальше зниження концентрації сірки в паливі практично не викликає збільшення зносу пар тертя (рис.1).

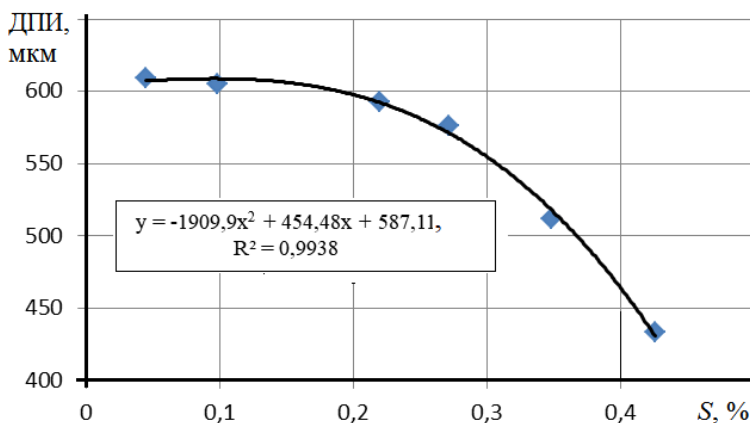


Рис.1 Вплив вмісту сірки на трибологічні властивості ДПІ

Аналіз фізико-хімічних властивостей рослинних масел показує, що в молекулах рослинних масел міститься значна кількість атомів кисню (близько 10%). Це призводить до зниження їх теплоти згорання, але одночасно це знижує температуру, внаслідок чого значно поліпшуються екологічні властивості цих палив. При роботі дизелів на рослинних маслах відзначається зниження димності відпрацьованих газів і концентрації в них продуктів неповного згорання палива.

Для поліпшення триботехнічних властивостей ДПІ є додавання мінеральних мастильних матеріалів, які володіють високою в'язкістю, відмінну адгезію, хорошими змащувальні властивості.

Протизносні властивості експериментальних сумішей можна оцінювати по діаметру плями зносу кульок. Дослідження проводили при різних співвідношеннях ДПІ і добавок. Результати випробувань представлені на рис.2.

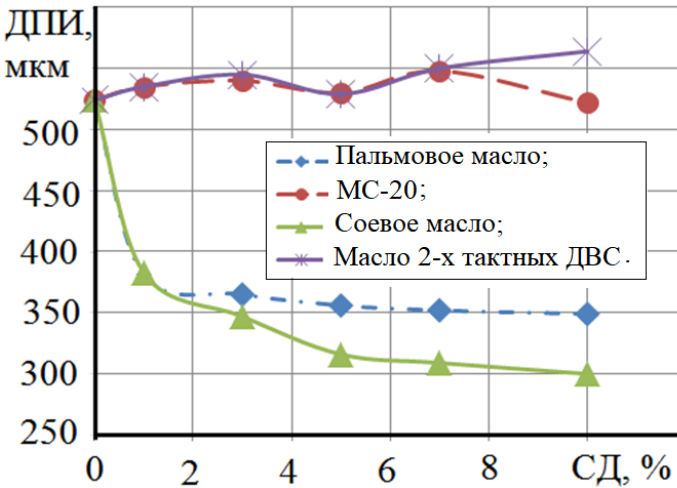


Рис.2 Вплив концентрації рослинних і мінеральних масел в суміші з ДП на ДПІ

Додавання рослинного масла в ДП покращує його здатність, що змазує, т. К. В хімічному складі рослинного масла міститься значна кількість органічних ПАВ, зокрема олеїнової кислоти, які сприяють створенню хемосорбційних плівок на поверхні металу в процесі тертя, в результаті чого зменшується знос паливної апаратури.

Комплексний аналіз, що включає в себе дослідження фізико-хімічних і трибологічних властивостей сумішевих палив, а також проведений моторний експеримент дозволили встановити оптимальну концентрацію рослинних масел в ДП. Вона становить 1-3%. Подальше збільшення вмісту масел недоцільно, так як дає незначний триботехнічний ефект, але при цьому погіршуються фізико-хімічні показники суднового палива.

ЛІТЕРАТУРА

1. Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. – М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 311 с.
2. Семенов, В.Г. Альтернативные топлива растительного происхождения. Определение фракционного и химического составов /

- Б.Н. Семенов, А. А. Зинченко // Химия и технология топлив и масел. - 2005. - № 1. - С. 29 - 34.
3. Смирнова, Т.Н. Биодизель альтернативное топливо для дизелей / Т.Н. Смирнова, В.М. Подгаецкий // Двигатель. - 2007. - № 1. - С. 32 - 36.

10.31653/smf341.2020.34-37

Коротинський М.А., Аболешкін С.Є.

Національний університет «Одеська морська академія»

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Бурхливий розвиток світового морського флоту, визначило його якісна зміна, збільшивши його загальну енергоємність, підвищило потужності головної енергетичної установки, суднової електростанції. Параметри суднових двигунів внутрішнього згоряння СДВЗ постійно підвищуються, що веде до збільшення параметрів утилізованого тепла. Разом з тим, обсяги низькотемпературного тепла (також його називають викидними теплом), теж збільшуються, надаючи певні можливості в його використанні. У передових наукових розробках дані конкретні розрахунки використання утилізованого тепла, яке може скласти до 10% потужності головної енергетичної установки. Сам процес утилізації тепла на сучасних судах останнім часом отримав свій розвиток в використанні енергії відпрацьованих газів головного двигуна в утиль-котлах для роботи допоміжного паротурбогенератора, і на пряму після турбіни наддуву двигуна він утилізується в турбогенераторі відпрацьованих газів. Ідея спрямована на використання низькотемпературного тепла в ГПТ на морських судах. Проаналізувавши наукові публікації вітчизняних і зарубіжних авторів, включаючи останні розробки та теплові схеми світових лідерів виробляють суднове енергетичне обладнання, за основу взято обладнання Mitsubishi Heavy Industries, Ltd (МНІ).

Існує досить велика кількість схем і технологій глибокої утилізації тепла суднових дизелів на світовому морському флоті. Розвиток сучасного дизелебудування йде по шляху збільшення потужностей головних суднових двигунів, а це більшою мірою підвищує їх робочі показники і відкриває нові можливості використання найсучасніших наукових розробок в теплових схемах морських суден.

Традиційне використання утилізаційного тепла не дозволяють використовувати це тепло у вигляді пароводяної суміші на лінії: споживачі - конденсатор парового котла. В даний час це тепло не використовується в суднової енергетиці через відсутність теплової машини, яка могла б використовувати це низькотемпературне тепло. Будь-яка парова турбіна вимагає більш високих робочих параметрів.

ГПТ будуть з успіхом застосовуватися на морському флоті, використовуючи непридатні потоки тепла відхідних газів СДВЗ.

Обігрів паливних танків зберігання важкого палива до 45°C , вимагає більшої кількості теплової енергії, яка виробляється за рахунок газів, що відходять головного двигуна і використовується в утилізаційному котлі. Найчастіше цього тепла бракує для прогріву важкого палива в танках і постає необхідність, використовувати допоміжний паровий котел, додатково витрачаючи для цієї мети дизпаливо. Це пов'язано з стоянками судна і великими тепловтратами при плаванні в різних кліматичних широтах. Понад 70% виробленого тепла на судні, витрачається на обігрів паливних танків і паливопідготовки СДВЗ і СТЗ.

Останнім часом на ринку суднових енергетичних машин і систем, пропонується різна сучасна продукція, що дозволяє проводити глибоку утилізацію тепла в суднових умовах, але жодна з них не здатна використовувати низькотемпературне тепло для виробництва додаткової електроенергії з використанням пароводяної суміші відпрацьованого пара. Вироблення додаткової електроенергії на судні є актуальним питанням в отриманні надприбутку при перевезенні швидкопсувних вантажів в рефконтейнерах, спеціалізованих судах, в газозах при перевезенні скрапленого газу та ін. Як відомо з практики: вантажовласник, чартер в гонитві за фінансовим результатом, встановлює на палубі судна тимчасові дизельгенератори, забезпечують електроенергією додаткове завантаження судна високофрахтовим вантажем.

Компаундні схеми утилізації тепла СДВЗ більш громіздкі і трудомісткі зі свого виконання, а значить, і дорогі при будівництві судів. Використання їх на морському флоті виправдано більш глибокою утилізацією тепла і підвищенням потужності суднових електростанцій. Сказане, наочно підтверджується графіком потужності компаундної установки (ПТ + ТОГ), і установки зі звичайним відбором тепла у вигляді виробленого пара для допоміжної парової турбіни (ПТ).

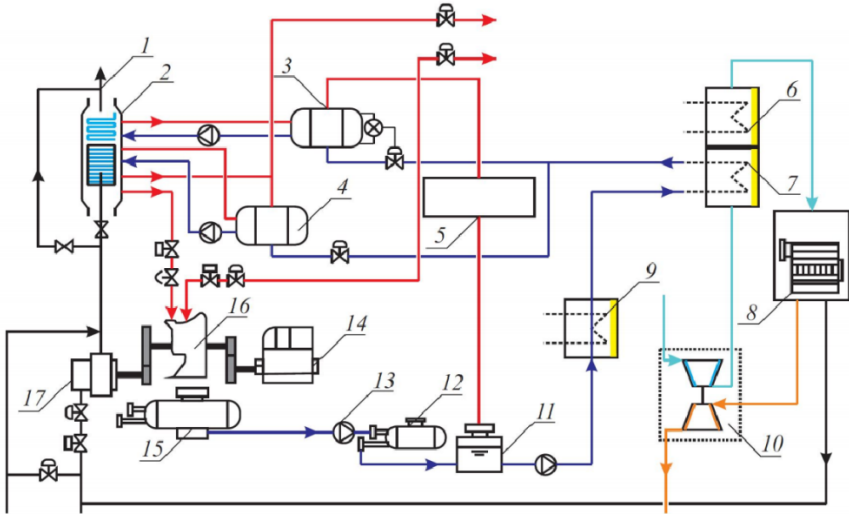


Рис. 1. Схема компаундної утилізації тепла СДВС Mitsubishi Heavy Industries, Ltd (МНІ): 1 - відпрацьовані гази; 2 - утилізаційний котел; 3 - LP Drum; 4 - HP Drum; 5 - пар для суднових потреб; 6 - охолоджувач наддувочного повітря; 7 - водяний холодильник; 8 - головний двигун; 9 - охолоджуюча рідина; 10 - турбокомпресор; 11 - насос подачі води; 13 - насос конденсатора; 14 - генератор; 15 - конденсатор; 16 - парова турбіна; 17 - турбіна ОГ.

Як видно з графіка (див. Рис. 2), компаундна установка в два рази вища за потужність і її крива починаючи з 50% навантаження двигуна, подвоює потужність на кожному наступному режимі навантаження. Що дуже потрібна для економ режимів роботи судна.

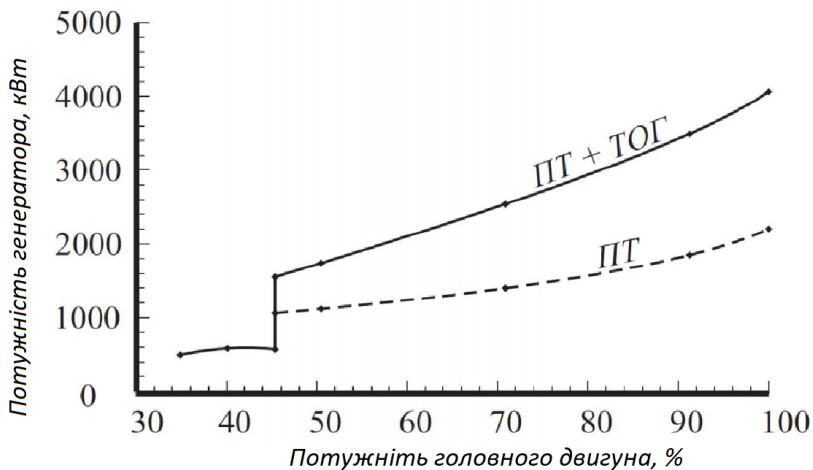


Рис. 2. Графік залежностей навантаження головного двигуна від виробленої потужності в компаундній установці (ПТ + ТОГ) і паровій турбіні (ПТ)

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. MitsubishiHeavyIndustriesTechnical. – Vol. 48. – № 1. –March 2011. – P. 17-21.
2. Трошенькин Б.А. Возобновляемая энергия: Учебн. пособие. Часть 1. – Харьков: Изд-во «Форт», 2003. – 104 с.
3. Макарьев Е.В. Методические основы повышения эффективности СЭУ путем использования утилизационных гидропаровых турбин: Учебн. пособие / Е.В. Макарьев. СПб.: Изд-во ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова, 2015. – 196 с.

10.31653/smf341.2020.38-45

Касап І. Г., Половинка Е.М.

Національний університет «Одеська морська академія»

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ ЗАСОБАМИ КОНТРОЛЮ Й ДІАГНОСТИКИ

Експлуатація суднових дизелів внутрішнього згоряння пов'язана з постійним коливаннями зовнішнього навантаження і тривалою роботою на часткових режимах. Це призводить до інтенсивного зносу циліндропоршневої групи, паливної апаратури високого тиску, механізму газорозподілу і газотурбонагнітача. При цьому відомо, що потужність і питома витрата палива в значній мірі залежить від технічного стану ПА високого тиску, МГР і ГТН, які необхідно діагностувати в процесі експлуатації з метою визначення технічного стану механізмів і запобігання аварійних ситуацій.

Моніторинг робочого процесу в умовах експлуатації і визначення індикаторних параметрів суднових дизелів внутрішнього згоряння дозволяє виконувати ефективну діагностику ПА, МГР і ЦПГ по реальному стану за допомогою відомих методів діагностування.

Для вирішення завдань технічного використання, технічного обслуговування і ремонту необхідна інформація про функціональний і технічний стан суднових технічних засобів.

Основна ціль технічного діагностування – ефективна організація перевірки стану СТЗ.ТД дозволяє здійснювати ТО і Р за фактичним технічним станом. При цьому в середньому на 50% знижуються витрати, пов'язані з необгрунтованим розбиранням СТЗ і підвищується достовірність передремонтної дефектації. Аналіз системи ТО за регламентом, заснованим на плані-графіку ТО показує, що в 60% випадків відсутня необхідність проведення ТО (об'єкт розбирається передчасно), в 15% потрібно було дострокове проведення ТО (відмова деталі), і тільки в 25% випадків відбивався реальний стан СТЗ. Використання методів і засобів ТД має значення не тільки в економії матеріальних ресурсів, але і в усуненні несправностей СТЗ, що невдовзі відмовлять у роботі. Паралельно вирішуються питання, які полягають в покращенні комфортності роботи обслуговуючого персоналу. Діагностика – галузь знань, що включає в себе теорію і методи організації процесу діагнозу [1].

Найбільш ефективні (з точки зору ранньої діагностики) автоматизовані системи контролю, менш ефективні, але дешеві і

досить універсальні ручні апаратурні засоби, експрес-методи. До основних видів діагностичної інформації відносять: спектр вібрації елементів конструкцій; спектр акустичних коливань; лінійні зміщення амортизованих механізмів і пристроїв, встановлених на рухомій основі; значення параметрів, що характеризують функціонування системи; зміна складу дотичних середовищ; дані візуального контролю; дані дефектоскопії[1].

Нині на флоті застосовуються як стаціонарні, так і переносні системи комп'ютерної діагностики СДВЗ, що реалізують метод «розділеного моніторингу». У переносних системах відсутні стаціонарні кабельні траси, центральний блок системи працює під управлінням контролера з аналоговою периферією і достатнім обсягом оперативної і незалежної flash пам'яті. У системах передбачена передача даних індиціювання на персональний комп'ютер, де проводиться розрахунок і аналіз робочого процесу. Істотно (в порівнянні зі стаціонарними системами) знижена вартість переносних систем, що сприяє їх більшому поширенню на суднах морського флоту. У стаціонарних системах використовується апаратна синхронізація даних від маховика двигуна. У переносних системах використовується як апаратна, так і програмна синхронізація даних. Програмна синхронізація дозволяє не використовувати датчик на маховику і отримувати дані безпосередньо під час експлуатації дизеля[2].

Стаціонарна система діагностики MIP-Calculator NK-100 (Autronica)

Системи NK-100 (200) (Аутроніка, Норвегія) призначені для оцінки якості процесу згоряння в циліндрах, контролю процесу вприскування палива і роботи паливної апаратури, оцінки технічного стану основних агрегатів систем, які обслуговують дизель. Датчики тиску палива GT-30A додатково включаються до складу систем NK-100, які в основному налаштовані для запису і розрахунку, і аналізу індикаторних діаграм робочого процесу в циліндрах СДВЗ за допомогою неохолоджуваного датчика тиску газів в циліндрі GT-20A (21) [2].

До складу системи входять такі датчики: датчик тиску в циліндрі GT-20 (GT-20A, GT-21), датчик тиску палива GT-30 (GT-30A), датчик тиску продувального повітря GT-205, датчик кута повороту колінчастого вала (фазовий датчик).

За результатами вимірювання одного або декількох робочих циклів на дисплей, в якості вихідної інформації, подаються:

- Розгорнута індикаторна діаграма;
- Діаграма вприскування палива;
- Середній індикаторний тиск;
- Частота обертання колінчастого вала;
- Максимальний тиск згоряння;
- Тиск стиснення;
- Тиск в заданій точці кривої розширення;
- Тиск продувального повітря;
- Кут максимального тиску згоряння;
- Максимальний тиск вприскування;
- Потужність кожного з циліндрів і двигуна в цілому;
- Тиск на лінії розширення в точці 36 град, після ВМТ.

На основі результатів вимірювання здійснюється контроль за параметрами робочого процесу і їх регулювання.

У документації NK-100 наведено приклади деяких характерних деформацій індикаторних діаграм у випадку різних несправностей елементів ЦПГ (отримана на двигуні діаграма - суцільною лінією, еталонна - пунктирною)[2].

Система DEPAS D4.0H (Одеський національний морський університет)

Система розроблена для використання на судових дизелях (головних і допоміжних). Так само система може бути використана на берегових дизельних енергетичних установках. Основні об'єкти моніторингу: головні і допоміжні судові дизелі, залізничні дизелі, берегові дизельні енергетичні установки. Модуль реального часу системи D4.0H призначений для безпосереднього запису даних робочого процесу і попереднього розрахунку 3-х ключових параметрів (тактність двигуна визначається автоматично):

- P_z (P_{max}) – максимальний тиск згоряння в циліндрі (середнє, мінімальне і максимальне значення за кілька робочих циклів);
- RPM – частота обертання колінчастого вала дизеля;
- P_c – середній тиск в циліндрі [2].

Автоматичне визначення тактності двигуна дозволяє проводити моніторинг без попереднього налаштування на тип дизеля. Дані індиціювання окремих циліндрів передаються з модуля D4.0H в комп'ютер через інтерфейс RS-232 зі швидкістю 115200 б / с.

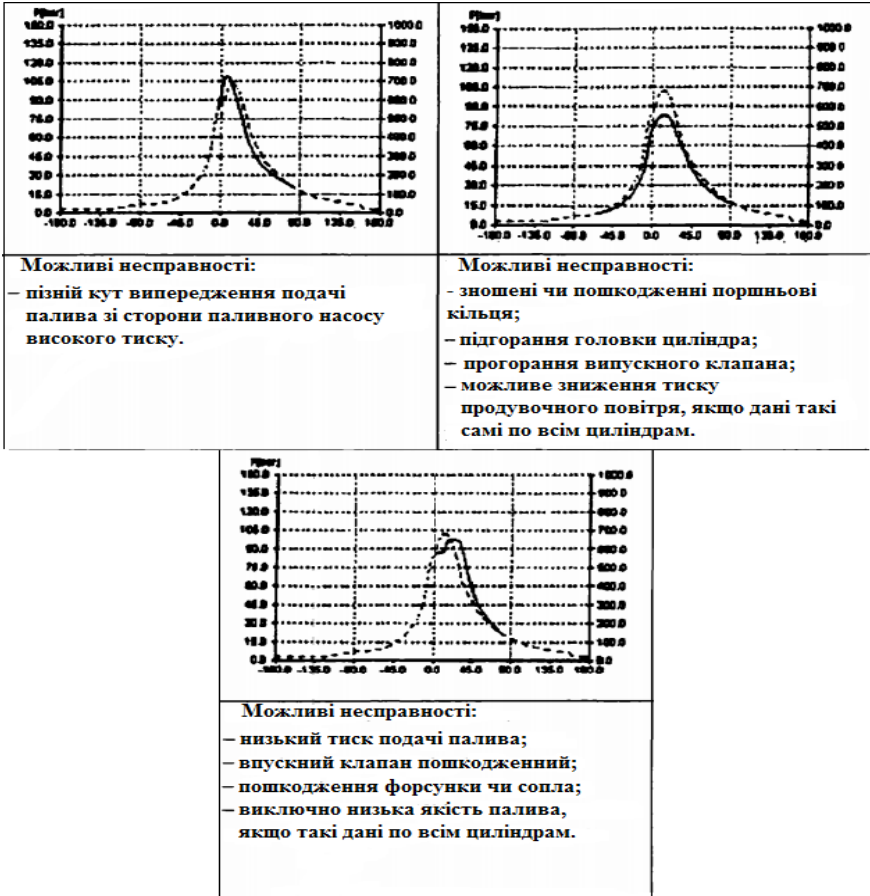


Рисунок 1 – Класифікація несправностей в NK-100 за допомогою індикаторних діаграм.

Програмне забезпечення здійснює розрахунок наступних параметрів:

- Середній індикаторний тиск $P_i // MIP$;
- Індикаторна потужність циліндра $N_i // P_i$;
- Частота обертання колінчастого вала RPM ;
- Максимальний тиск згорання в циліндрі $p_z, p_z^{min}, p_z^{max} / 2 (\varphi p_z)$, $p_{max}, p_{max}^{min}, p_{max}^{max} (\varphi p_z)$;
- Максимальний тиск стиснення p_{comp} ;
- Тиск на лінії розширення (36° после ВМТ) P_{exp} ;

- Максимальна швидкість підвищення тиску $v_m = \Delta p / \Delta f$;
- Ступінь підвищення тиску $\lambda = p_{max} / p_{comp}$;
- Тиск на початку згоряння $p_c(\varphi P_c)$;
- Дійсні і геометричні фази паливо передачі $a, a^G, \varphi_{INJ}, \varphi_{INJ}^G$;
- Період і кут затримки самозаймання паливат $\tau_D, \varphi\tau_D$;
- Фази газорозподілу $\varphi_{in}^{op}, \varphi_{in}^{cls}, \varphi_{exh}^{cls}, \varphi_{exh}^{op}$;
- Аналіз технічного стану ПА і МГР;
- Диск в будь-якій точці діаграми p_x ;
- Дані спектрального-FFT аналізу (опція).

Характеристики програмного забезпечення:

1. $P(\varphi), P(V)$ – індикаторні діаграми;
2. $dP / d\varphi$ – діаграми похідних (кутова швидкість зміни тиску газів в циліндрі);
3. вібродіаграми $vib(\varphi)$ – для аналізу фаз подачі палива, газорозподілу і оцінки технічного стану паливної апаратури і механізму газорозподілу;
4. зведені діаграми, зведені бар-діаграми, зведена таблиця основних розрахункових параметрів;
5. розрахунковий метод визначення ВМТ циліндра (PLS-алгоритм);
6. звіт з робочого процесу в кожному циліндрі, зведений звіт;
7. Windows 98-XP.

Особливості системи DEPASD4.0H.

Визначення ВМТ, НМТ і подальша синхронізація даних проводиться розрахунковим шляхом, за допомогою PLS-алгоритму «безфазової синхронізації». Завдяки використанню PLS-алгоритму моніторинг робочого процесу проводиться без установки синхронізуючих датчиків на маховику двигуна, що робить систему DEPAS D4.0H універсальною – готовою до використання на будь-якому двигуні без його попередньої підготовки. Крім переваг системи, пов'язаних з можливістю оперативного моніторингу, PLS-алгоритм має також наступні важливі властивості:

- PLS-алгоритм автоматично враховує скручування колінчастого вала на навантаженому двигуні;
- PLS-алгоритм автоматично враховує можливі невідповідності між дійсним станом ВМТ і відміткою на маховику, яка може виникнути внаслідок неточного маркування;

- PLS-алгоритм автоматично враховує зміщення ВМТ під час експлуатації внаслідок впливу зазорів в деталях КШМ й інших експлуатаційних факторів;

- PLS-алгоритм автоматично враховує вплив кінцевої швидкості проходження хвилі тиску в каналі індикаторного крана (від камери згоряння до мембрани датчика тиску);

- PLS-алгоритм дає можливість здійснювати моніторинг робочого процесу без попередньої підготовки двигуна (під час роботи з системами моніторингу, які використовують апаратну синхронізацію, найбільш трудомістка і тривала частина підготовки системи до роботи – установка фазового датчика і маркування маховика);

- відсутні часові та фінансові витрати на установку датчиків (застосування PLS-алгоритму дозволяє проводити індиціювання дизеля безпосередньо в процесі його експлуатації, без спеціальної підготовки, яка необхідна при апаратній синхронізації даних) [2].

Лабораторні тестування та практичні випробування систем DEPAS показали, що точність синхронізації при використанні PLS-алгоритму відповідає точності апаратної синхронізації. Абсолютна фазова похибка визначення ВМТ, НМТ і в цілому синхронізації не перевищує 0,5 °ПКВ, що дає можливість максимально точно розраховувати середній індикаторний тиск і індикаторну потужність циліндра під час експлуатації.

Фази подачі палива і газорозподілу, так само як і технічний стан ПА і МГР визначаються за допомогою контактного вібродатчика VS-20. Датчик має магнітну основу і міцно фіксується в місцях контактів. Визначення зазначених параметрів відбувається без безпосереднього впровадження в паливну апаратуру високого тиску і спеціальних кріплень до МГР [1],[2].

У системах DEPAS був вперше застосований вібродатчик спільно з датчиком тиску газів в циліндрі для детального аналізу робочого процесу в циліндрі СДВЗ. Аналіз вібродіаграм паливної апаратури і механізму газорозподілу разом з індикаторною діаграмою робочого процесу значно розширив область контрольованих параметрів. Діагностика технічного стану робочого циліндра стала можливою не тільки по діаграмі тиску газів, як це досі прийнято в більшості аналогічних комп'ютерних системах, але і по найважливішим процесам подачі палива і газорозподілу. Вібродатчик VS-20 стандартно включений до складу системи DEPAS. Система виконана

в міцному корпусі, датчик тиску на кабелі винесено на зручну відстань. Система управляється однією кнопкою з чіткою фіксацією. Для управління використовуються три основні команди: коротке натискання - 'Click', подвійне натискання - 'Double Click' (аналогічно роботі з мишкою в системах Windows) і довге натискання - 'Long Press'. Загальна вага системи з датчиками менше 2 кг. Ємкості стандартних батарей (4xА1) вистачає приблизно на 10 годин роботи.

Використання вібродатчика в системі пояснюється нарисунку2.

Верхня діаграма – переміщення голки форсунки під час вприскування палива. Середня діаграма – тиск палива перед форсункою. Нижня діаграма - перетворена вібродіаграма торця форсунки. Фази вприскування палива (початок – підймання голки і кінець – посадка голки – по верхній діаграмі) збігаються з передніми фронтами віброімпульсів на нижній вібродіаграмі. Таким чином, аналіз вібродіаграм дає можливість оцінити фази подачі палива за допомогою контактного вібродатчика, без препарування форсунки і без впровадження спеціальних датчиків в систему високого тиску. Крім того, форма віброімпульсів відображає технічний стан форсунки і всієї паливної апаратури високого тиску в цілому. При нормальному технічному стані ПА форсунка генерує два імпульси (на початку і в кінці вприскування) з чітко вираженими передніми фронтами. В разі установки вібродатчика на торець форсунки, фазова відстань від переднього фронту до ВМТ характеризує дійсний кут випередження вприску палива. При установці вібродатчика на заглушку, навпроти відсічного вікна ПНВТ, фазова відстань від переднього фронту віброімпульса до ВМТ характеризує геометричний кут початку подачі палива ПНВТ (кут, що визначається по «меніску»). Використання системи DEPAS при експлуатації дизельної енергетичної установки дає наступні переваги:

- збільшити економічність робочого процесу, за рахунок точного регулювання паливної апаратури і механізму газорозподілу;

- збільшити міжремонтний період і скоротити витрати на технічне обслуговування, за рахунок рівномірного розподілу навантаження між циліндрами;

- виключити ризик виникнення аварійних ситуацій і суттєво підняти рівень технічного обслуговування СЕУ, завдяки своєчасному моніторингу і контролю робочого процесу;

- зменшити витрати на експлуатацію СЕУ[2].

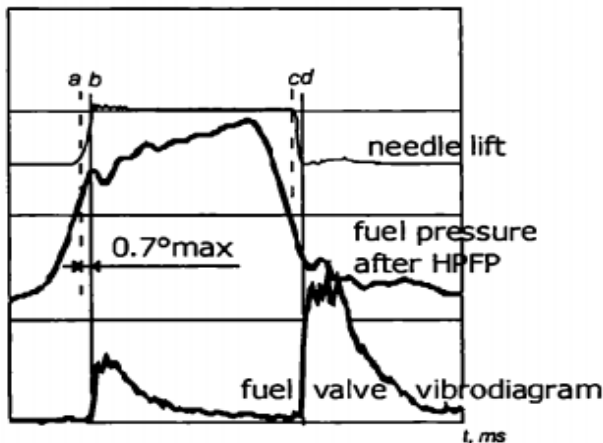


Рисунок 2 – Використання вібродатчика в системі DEPAS D4.0H

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Варбанец Р. А. Стационарные системы диагностики рабочего процесса судовых дизелей НК – 100, KumaDieselAnalyzer / Р. А. Варбанец, В. Г. Ивановский // Проблемы техники: научно – технический журнал. Хмельницкий национальный университет. - 2006 - № 1. – с. 91-102.
2. Судновий механік: Довідник // Авт. кол.: За ред. А.А.Фока, д-ра техн. наук, судн. старшого механіка. — У 3-х т. — Т. 1. — Одеса: Фенікс. 2008. — 1036 с., с. 162 – 195.

10.31653/smf341.2020.46-53

Сурмило А.О., Кардаш В.П.

Національний університет «Одеська морська академія»

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СУДНОВОГО ДВИГУНА

Проблеми захисту навколишнього середовища від шкідливих забруднень актуальні для всієї енергетики, в тому числі й суднової. Викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами суднових дизелів щорічно складають мільйони тонн. Основним міжнародним документом, що регламентує екологічні параметри роботи суднових енергетичних установок, є Міжнародна конвенція MARPOL.

У конвенції MARPOL 73/78 передбачено заходи, щодо скорочення і запобігання забруднення морського середовища, як нафтою і нафтопродуктами, так і іншими речовинами, шкідливими для мешканців моря, що перевозяться на судах або утворюються в процесі їх експлуатації.

Правові норми, тобто інструкції, щодо запобігання забруднення атмосфери з суден містяться в Додатку VI до Конвенції MARPOL 73/78.

В Додатку встановлені межі емісії оксидів сірки та азоту від енергетичної установки судна і забороняють неконтрольовану емісію речовин, що руйнують озоновий шар атмосфери [1-3].

Провідні лідери дизелебудування MAM B&W, Wartsila, Hyundai, Mitsubishi, CAT та інші оснащують свої двигуни дорогими системами організації та контролю запалення палива, новітнім високотехнологічним обладнанням, що знижує кількість шкідливих викидів.

В останні роки це призвело до збільшення застосування дизелів з безпосереднім уприскуванням палива і електронним управлінням, що дозволяє отримати точне і виключно гнучке визначення параметрів уприскування палива, значно поліпшити експлуатаційні якості, підвищити надійність, знайти резерви щодо підвищення технічного рівня: тільки такий шлях дозволяє виконувати широкий ряд технічних вимог, що пред'являються сучасним дизелям.

Сучасні методи зниження шкідливих викидів суднових дизелів, являють сьогодні наукомісткі технологи передових світових інститутів.

Так фірма MAM B&W інтенсивно працює у напрямку використання технології рециркуляції відпрацьованих газів EGR

(ExhaustGas Recirculation) стосовно великих малообертових двигунів, отримані багатонадійні результати в зниженні викидів NOx дизельних двигунів, як стверджує фірма, на десятиріччя. Наприклад, при ступені рециркуляції 15-20 % відбувається зменшення викидів NOx до 60-80 %.

Першим кроком до зниження викидів NOx, на думку фірми Wartsila, є застосування «внутрішніх заходів» по двигуну, щоб відповідати чинним обмеженням. Ці заходи включають застосування більш високого ступеня стиснення, «пізнього» впорскування палива одночасно з використанням зміненої конструкції розпилювача й адаптованих фаз газообміну. Вони є простими й ефективними, та не впливають на надійність двигуна [4-5].

Іншою технологією зниження емісії NOx, на думку фірми Wartsila, є введення води в камеру згорання. Емульгування палива (водопаливних емульсій) піддавалося тривалому вивченню. Гнучкість у налаштуванні двигунів RT-flex з системою Common Rail полегшує їх адаптацію до введення емульсованого палива. Використовувани в даний час насоси та їх виробники роблять можливим зниження емісії NOx на 20 % щодо існуючих обмежень Рівень 1. Як альтернатива, вода може бути безпосередньо впорснута в камеру згорання окремо від палива.

Фірма MAN Diesel здійснила дослідну експлуатацію своїх середньообертових двигунів з селективним каталітичним відновленням (SCR

- SELECTIVE CATALYTIC REDUCTION) відпрацьованих газів і технологією подачі вологого повітря в циліндри двигуна (HAM – Humid Air Motor). Впровадження цих заходів дозволило отримати значне зниження викидів окисів азоту (NOx) до меж рівня Tier III вимог Міжнародної морської організації (IMO – International Maritime Organization), які набирають чинності після 2016 для прибережних районів плавання морських суден.

Також для запобігання димності на вихлопі нещодавно фірмою MAN була розроблена система «Lambda Control System »

Цикл Міллера скорочує такт стиснення шляхом такту впуску, зберігаючи рух поршня вгору і вниз однаковим по швидкості (як у класичному циклу Отто). Для цього Міллер запропонував два різних підходи: або закривати впускний клапан істотно раніше закінчення такту впуску (або відкривати пізніше початку цього такту).

Цікавою є так само можливість використання « хімічного » наддуву із застосуванням азотних палив і монотоплів, що створює можливість організувати робочий цикл дизеля без використання кисню атмосферного повітря або часткове його використання (анаеробний цикл) [6-8].

На даний момент становить інтерес використання методу зміни складу повітря в дизельних двигунах. Збільшення вмісту кисню, що реагують всуміші паливо - окислювач призводить до скорочення часу згоряння палива і

можливості спалювати більше палива при тій самій стехіометрії (щодо кисню до палива). Це дає можливість потенційного збільшення термічного ККД і питомої потужності дизеля [9-11].

Згідно з дослідженнями, проведеними університетом Мічігану (США) достатнього підвищення (10 %) вихідних характеристик ДВС можна досягти в результаті відносно невеликого підвищення концентрації кисню до 23 %, в той час як 90 % поліпшень можна досягти при 35 %. При концентрації кисню в надувочному повітрі від 23 % до 35 % циліндрова ефективна потужність збільшується від 10 до 90 % при різних навантаженнях. При зниженій подачі палива потужність збільшується навіть більш, приблизно на 12 % і 110 % при тих же концентраціях відповідно. Таке підвищення потужності супроводжується підвищенням середньоефективного тиску і зниженням питомої ефективної витрати палива. Очікуване збільшення термічного ККД викликано більш високою швидкістю горіння, особливо під час фази дифузії. Однак, незважаючи на переваги використання збагаченого повітря максимальний тиск згоряння підвищувався від 3 % до 35 %, хоча таке підвищення P_z було менше підвищення циліндрової потужності.

Результати дослідження впливу збагаченого надувного повітря на робочі характеристики ДВС:

На повному навантаженні при збільшенні вмісту кисню в повітрі від 21% до 35 % і при збереженні постійного співвідношення кисень - паливо, середньоефективний тиск зріс до 90 %, а питома витрата палива знизилася на 15%.

Пізнє уприскування палива справив позитивний вплив, надавши значний вплив на максимальний тиск згоряння, при цьому не сильно погіршивши значення потужності й витрати.

Викиди NO_x , пораховані на основі адіабатичної температури полум'я, збільшилися майже в 4 рази при вмісті кисню в повітрі від 21

% до 35%. Також регулювання кута випередження упорскування може сприяти невеликого зниження викидів, проте необхідні інші способи боротьби з NOx для відповідності стандартам викидів.

Регулюючи максимальний тиск кутом уприскування палива можна досягти значно більших успіхів в збільшенні потужності двигуна при використанні збагаченого повітря в порівнянні з іншими методами. До того ж, при утилізації підвищеної теплоти відпрацьованих газів ідея використання збагаченого повітря стає ще більш привабливою.

Оскільки необхідні зміни в системі впуску двигуна не становлять складності, дана установка може без зволікань використовуватися в складі енергетичної установки [12].

NASA Equilibrium Calculations for diff % of O2

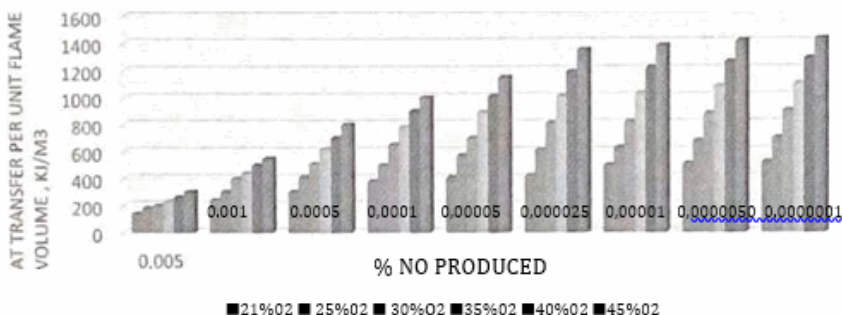


Рис. 1. Залежність викиду окислів азоту від процентного змісту кисню

Більш високий викид окислів азоту, обумовлений підвищеною температурою згоряння, є головним недоліком використання збагаченого повітря. Вивчивши інформацію про існуючі методи зниження шкідливих викидів, вимоги МАРПОЛ до викидів та хімії шкідливих речовин пропонуємо наступний метод:

Якщо використовувати подачу повітря, збагаченого азотом, в циліндри двигуна після періоду затримки самозаймання, це призведе до екзотермічної реакції окислення азоту. В результаті чого сповільнюється процес перетворення хімічної енергії палива в теплову, знизиться зростання температури і тиску в камері згоряння. Це призведе до зниження «жорсткості» роботи двигуна, збільшення періоду початкового горіння (II) (Рис. 2.) А потім, подавати повітря, збагачене киснем в момент початку період основного горіння (III), можна до-

сягти повноти згоряння палива, підвищення потужності, зменшення питомої витрати палива, зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами і відкладень на проточній частині турбонагнітача. Збільшення вмісту кисню суміші паливо - окиснювач, яка реагує і на нашу думку, призведе до підвищення якості згоряння палива і можливості спалювати більше палива при тій же стехіометрії (кисень до палива). Це дасть можливість потенційного збільшення термічного ККД, питомої потужності дизеля і керувати процесом згоряння палива. При збагаченні повітря киснем викиди видимого диму, твердих частин і незгорілих вуглеводнів зменшаться в результаті більш повного згоряння в значно ширшому діапазоні навантажень. [13-15).

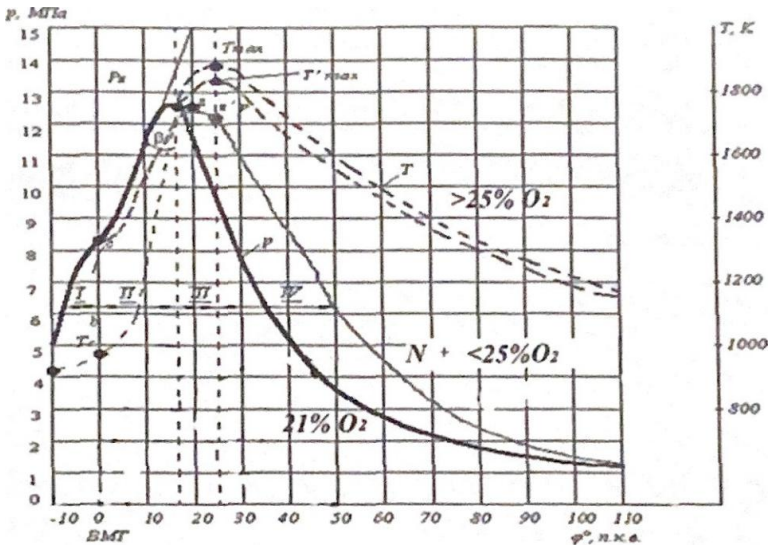
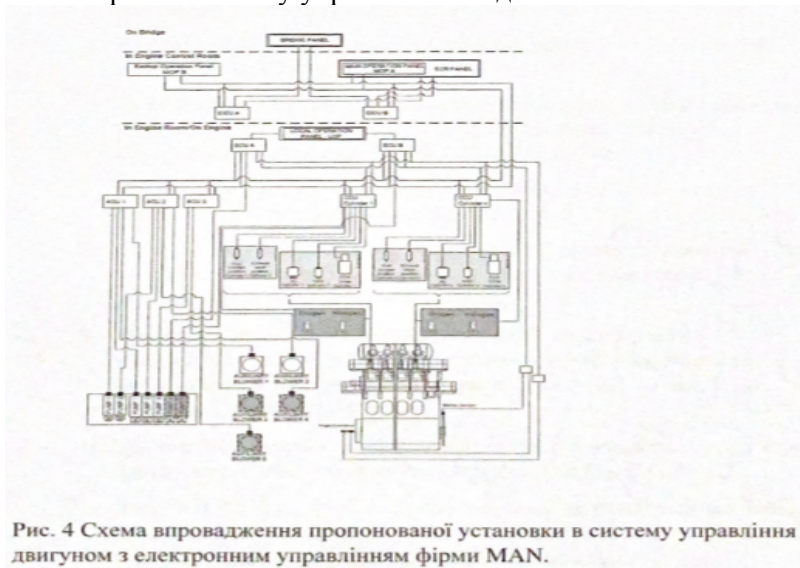


Рис 2 Індикаторна діаграма роботи суднового двигуна з додаванням азоту та збагаченого киснем повітря

Технічні характеристики установки розділення повітря, у складі СЕУ, дозволяють отримувати повітря, збагачене киснем до 40 % за об'ємом. Збільшення вмісту кисню в реагуючій суміші паливо - окислювач на нашу думку призведе до підвищення якості згоряння палива і можливості спалювати більше палива при тій же стехіометрії (щодо кисню до палива).

Збагачене киснем повітря, можна отримати за допомогою мембранної установки розділення повітря. В основі роботи мембранної установки лежить принцип виборчої проникності: волога, CO₂ і кисень O₂ проникають через стінку мембрани легше, ніж азот N₂, таким чином, первісна суміш газів розділяється на два потоки - азот N₂ і збагачений 40% кисень O₂.

Для реалізації такого циклу пропонується схема (рис.3) та (рис.4), до складу якої входить живильні компресори для закачування стиснутого повітря через фільтри попередньої підготовки повітря, мембранні модулі, що розділяють повітря на N₂ та O₂, що за допомогою прискорювальних пристроїв закачують гази до резервуарів із тиском 200 барів відповідно, також передбачається деяка модернізація двигуна з додаванням системи подачі азоту і збагаченого киснем повітря, а саме форсунки, контрольні пристрої об'ємного впорскування та електронного блоку управління подачею.



Оскільки необхідні зміни в системі наддуву двигуна не становлять складності, дана схема установки може без зволікань використовуватися у складі енергетичної установки.



Рис. 3. Принципова схема генерації Азоту та збагаченого киснем повітря.

ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Додаток I та II Конвенції МАРПОЛ 73/78 про “Правила запобігання забрудненню нафтою” та “Правила запобігання забрудненню шкідливими речовинами, які перевозяться наливом”, 1981. - 361 с.
2. Приложение к Резолюции МЕРС 177(58): Технический кодекс по выбросам окислов азота от судовых дизельных двигателей. - 1997. - С.10.
3. Альфредович В.В. Токсичность двигателей внутреннего сгорания: метод. пособие. - Минск. - БНТУ. - 2016. - С. 54.
4. Андрусенко С.Е., Матвеев Ю.І. Вісник АГТУ, Морська техніка та технології, 2012р. Видавництво- Вістник, 35с.
5. Белоусов Е.В. Нові підходи організації робочих процесів в ДВЗ, конференція ХДМА, 2012р.-4с.
6. Пелепейченко В.І. Показники теоретичного циклу ДВЗ з хімічним наддувом / В.І. Пелепейченко, А.О. Каграманян // Двигуни внутрішнього згорання. - 2009. - № 1. - С. 28-34.
7. Промтов М.А., Анализ методов снижения вредных веществ в отработанных газах судовых дизелей (обзор), Тамбов, 2015, С-9.

8. Самсонов В.И., Худов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов: учебник для высших учебных заведений - 2-е издание. М.: Транспорт . - 1990. - 368 с.
9. Краснова Е.В. Улучшение экологических характеристик водородного дизеля усовершенствованием рабочего процесса: дис. на соискание уч. ст. кан. техн. наук. Москва - МГТУ им. Н.Э. Баумана. - 2015 . - С. 417-420.
10. Ю.Пронин Е.Н. Использование сжиженного природного газа на водном транспорте: Санкт-Петербург. - Наука. - 2016. - С. 3-8.
11. Окунев В. Н. «Перспективные технологии нейтрализации оксидов азота в отработавших газах энергетических установок». Работы II Международного научно-технического семинара
12. «Использование, проектирование и эксплуатация судовых ДВС»
13. 2007 г. // - СПб.: ИПЦ СПГУВК, 2008. - с. 245 - 250.
14. Assasin D.N. et al., Study of using oxygen-enriched combustion for locomotive diesel engine, Journal of engineering for gas turbines and power Y.2001, vol. 123, No.
15. Голубев М.В. Совершенствование процессов фильтрации и охлаждения отработавших в газах судовой дизельной установки: дис. На соискание уч. ст. кан. техн. наук. Одесса- ОНМА.-2016.-С.157-164
16. Костюченко Д.С., Кардаш В.П. Использование в двигателях внутреннего сгорания воздуха, обогащенного кислородом. III Всеукр. студ. науч. конф. // «Сучасні проблеми морського транспорту та безпеки мореплавства». -Херсон: издат. ХДМА. - 2013.- 259-265.
17. Шліхта О.М., Кардаш В.П. Підвищення енергоефективності робочого процесу суднового двигуна . Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 21.03.2019-22.03.2019.-0десса: НУ «ОМА`2019.- 232-237.

10.31653/smf341.2020.54-58

Максимук Д. В., Богданов М. С., Голіков В. А.
Національний університет «Одеська морська академія»

АНАЛІЗ ТА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ У ВПУСКНОМУ РЕСИВЕРІ СУДОВОГО МАЛООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ АБСОРБЦІЙНОЮ БРОМИСТОЛІТІЄВОЮ ХОЛОДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ

Умови експлуатації суднових малооберткових дизелів (МОД) відрізняються упродовж рейсу значною зміною температури зовнішнього повітря, відповідно повітря на вході наддувного повітря у ресивер. При високих температурах забортної води охолоджувачі наддувного повітря (ОНП) не в змозі підтримувати температуру наддувного повітря на рівні, достатньому для демпфування підвищених температур повітря на вході в робочі циліндри двигуна, що забезпечувало б високу паливну ефективність МОД. За даними фірм-розробників суднових МОД "MAN" і "Wartsila" підвищення на 10 °С температури повітря на вході у ресивер суднових МОД призводить до збільшення питомої витрати палива b_p приблизно на 0,5 % і відповідного зменшення ККД МОД, що ставить гостро завдання комплексного охолодження наддувного повітря на вході в циліндри МОД.

Дослідження показало, що через низьку ефективність трансформації теплоти гарячої води в холод хладоною ежекторною холодильною машиною (ЕХМ), в свою чергу, обумовлену недостатньо високим її тепловим потенціалом (температура води близько 90 °С) і, відповідно, температурою і тиском силового парового потоку хладону, що генерується за рахунок теплоти гарячої води, глибина охолодження циклового повітря і, отже, отриманий ефект у вигляді скорочення споживання палива набагато менше потенційно можливої його величини для кліматичних умов експлуатації. Тому було досліджено застосування більш ефективної тепловикористовуючої холодильної машини (ТХМ) – абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини (АБХМ).

Схема системи охолодження наддувного повітря на вході в робочі циліндри МОД утилізацією теплоти наддувного повітря у вигляді гарячої води в АБХМ показана на рисунку 1.1.

застосування ЕХМ з $\zeta = 0,32$ наявної теплоти наддувального повітря $Q_{г.р}$ достатньо ($Q_{г.22(0,32)} < Q_{г.р}$), а при $\zeta = 0,2$ вже недостатньо: $Q_{г.22(0,2)} > Q_{г.р}$. Вочевидь, для можливості використання теплоти наддувального повітря окрім охолодження самого наддувального повітря ще й повітря на вході ТК необхідно мати достатній резерв наявної теплоти $\Delta Q_{г.р} = Q_{г.р} - Q_{г.22(0,7)}$, що можливо за умови застосування більш ефективної АБХМ з $\zeta = 0,7$, для якої резерв наявної теплоти становить $\Delta Q_{г.р} = Q_{г.р} - Q_{г.22(0,7)} = 1,5 \dots 1,7$ МВт (рисунок 1.2).

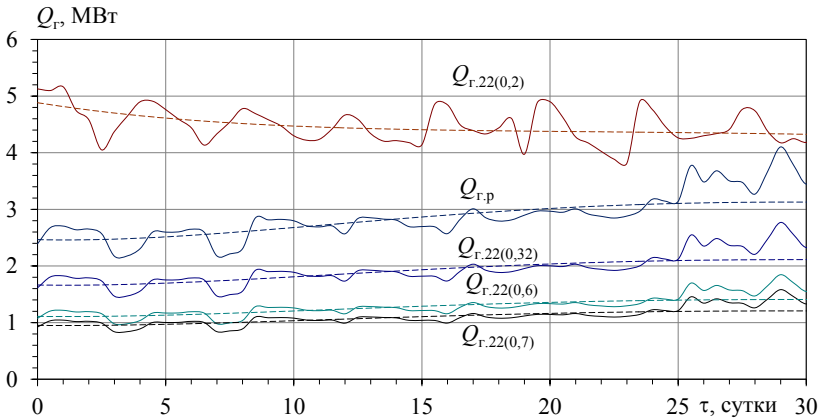


Рисунок 1.2 - Поточні значення наявної (реальної) теплоти наддувального повітря $Q_{г.р}$, а також теплоти, необхідної для охолодження наддувального повітря в ОНПНТдо температури $t_{n2} = 22$ °С при різних теплових коефіцієнтах: $Q_{г.22(0,2)}$ і $Q_{г.22(0,32)}$ при $\zeta = 0,2$ і $0,32$ (ЕХМ при $t_f = 120$ °С і $t_0 = 2$ і 4 °С відповідно); $Q_{г.22(0,6)}$ при $\zeta = 0,6$ (ВАХМ); $Q_{г.22(0,7)}$ при $\zeta = 0,7$ (АБХМ) упродовж рейсу ($t_{r1} = 210 \dots 215$ °С $\zeta = 0,2$ при $t_f = 90$ °С і $t_0 = 5$ °С)

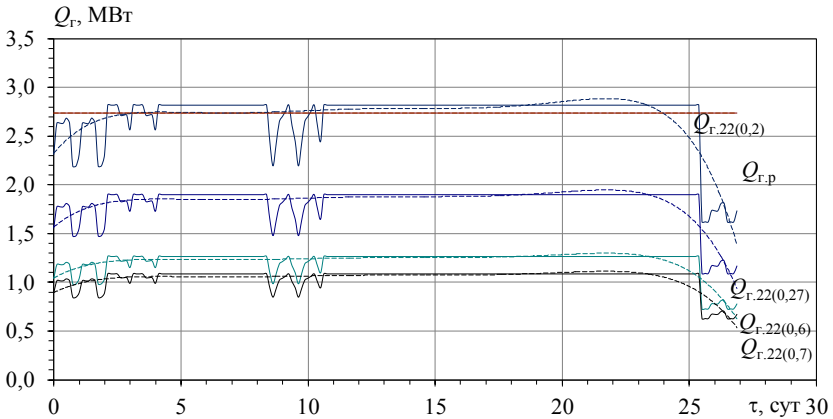


Рисунок 1.3 - Поточні значення наявної (реальної) теплоти наддувального повітря $Q_{г,р}$, а також теплоти, необхідної для охолодження наддувального повітря в ОНПнт до температури $t_{п2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ при різних теплових коефіцієнтах: $Q_{г,22(0,2)}$ і $Q_{г,22(0,32)}$ при $\zeta = 0,2$ і $0,32$ (ЕХМ при $t_0 = 2$ і $4\text{ }^{\circ}\text{C}$); $Q_{г,22(0,6)}$ при $\zeta = 0,6$ (ВАХМ); $Q_{г,22(0,7)}$ при $\zeta = 0,7$ (АБХМ) упродовж рейсу

Актуальність дипломної роботи полягає у розробленні системи охолодження наддувального повітря на вході в робочі циліндри суднових МОД когенераційного типу утилізацією скидної теплоти наддувального повітря і випускних газів у вигляді теплоти гарячої води системи теплопостачання, що за холодного клімату витрачається на теплофікаційні потреби АБХМ, які забезпечують високу паливну економічність МОД при підвищених температурах повітря і забортної води упродовж рейсу.

Визначені раціональні параметри процесів комплексного охолодження циклового повітря суднових МОД (температурні напори в апаратах охолодження, теплові навантаження на апарати, встановлена холодильна потужність ТХМ), які забезпечують зниження температури наддувального повітря до $20\dots 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ і скорочення питомої витрати палива на $2,0\dots 3,0\text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ у порівнянні з традиційною системою охолодження забортною водою при підвищених температурах повітря і забортної води упродовж експлуатації судна на конкретній рейсовій лінії.

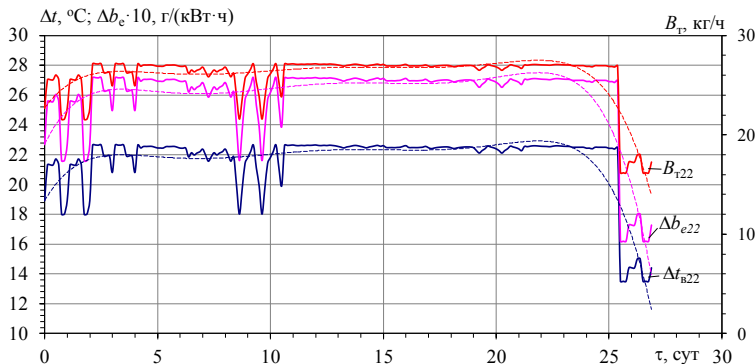


Рисунок 1.4 - Поточні значення скорочення годинної витрати палива B_T , скорочення питомої витрати палива Δb_c та зниження температури повітря Δt_B при охолодженні наддувального повітря до температури 22 °С

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission [Electronic resource] // MAN B&W Diesel A/S. – Copenhagen, Denmark, 2005. – Access mode: <http://www.mandieselturbo.de/files/news/files05055/P3339161.pdf>. – 10.03.2014.
2. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines [Electronic resource]. – Copenhagen, Denmark : MAN Diesel. – 2010. – 357 p. – Access mode: http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf
3. Андреев А.А. Теплоиспользующая система охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля [Текст] / А.А. Андреев, Н.И. Радченко, А.А. Сирота // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 1 (98). – С. 66 – 70.
4. Голиков В.А. Совершенствование системы охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля когенерационного типа [Текст] / В.А. Голиков, Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов // Судовые энергетические установки: ОНМА. – 2016. – Вып. № 2. – С. –.
5. Радченко, Р.Н. Тепловые нагрузки теплоиспользующей системы охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля на рейсовой линии [Текст] / Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов // 36. наук. праць НУК. – 2015. – Вып. № 6 (462). – С. 77–83.

10.31653/smf341.2020.59-66

Богданов М.С., Голіков В.А.

Національний університет «Одеська морська академія»

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ МОРЬСЬКОГО СУДНА В РІЗНИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТАНСФОРМАЦІЄЮ СКИДНОЇ ТЕПЛОТИ

Актуальними проблемами експлуатації суден річкового та морського транспорту, на даний період, стали: розроблення технічних заходів для підвищення надійності і енергетичності транспортних систем та створення умов для високоефективного використання суден з дотриманням вимог охорони навколишнього середовища.

В першу чергу, це стосується проблеми екологічності судна, яке для просування під час перевезень вантажів та пасажирів викидає в навколишнє середовище значну кількість шкідливих вихлопних газів та скидної теплоти від роботи теплових двигунів.

Останні три десятиріччя Міжнародна Морська Організація (ІМО) та Міжнародна організація стандартів (ІСО) неухильно постійно підсилюють вимоги до граничних норм викидів CO_x , NO_x і SO_x та кількості скидного тепла.

У зв'язку з викладеним, розробка технологічних схем засобів по утилізації скидного тепла для підвищення енергетичної ефективності силової установки судна лежить в основі представлених результатів дослідження.

За своїм змістом робота повністю відповідає шостому пункту наукових напрямків досліджень за спеціальністю 05.22.20 – «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» і направлена на удосконалення методів паливної економічності та поліпшення екологічних показників судна в умовах експлуатації, а також розроблення ресурсозберігаючих екологічно чистих технологій експлуатації судна.

На відміну від уже захищених дисертаційних досліджень Голубева Максима Віталійовича, пов'язаного з фільтруванням вихлопних газів дизеля під час їх абсорбції шляхом їх «борботажу», та Тарасенко Тетяни Владиславовни, присвяченого підвищенню енергоефективності суден при роботі на коротких морських лініях, які виконувались на кафедрі ТЕФ, представлено дослідження

відрізняє: тривалість процесу експлуатації судна у різних кліматичних зонах світового океану; необхідність утилізації скидної теплоти вихлопних газів та створення способу її трансформації направлених на збільшення питомого вагового заряду надувного повітря у судовому малооборотовому дизелі (МОД).

Об'єктом дослідження став процес тривалого руху морського судна у різних кліматичних районах світового океану.

Предметом дослідження – тепломасообмінні процеси трансформації скидної теплоти вихлопних газів судового МОД для збільшення циклової подачі надувного повітря від турбокомпресора шляхом охолодження (рис.1) [1].

Метою наукового дослідження стало підвищення енергоефективності судна під час океанських переходів шляхом впливу на режим роботи судового МОД.

Згідно **робочої гіпотези**, мета досягається шляхом комплексного охолодження циклового повітря МОД тепловикористовуючими холодильними машинами, які живляться від утилізаційного котла дизеля та/або інших судових систем тепlopостачання.

Головною задачею наукового дослідження стало визначення раціональних параметрів процесів комплексного охолодження циклового повітря судових МОД, які забезпечують високу тривалу паливну економічність морського судна при підвищених температурах навколишнього середовища.

Для вирішення головної задачі здійснене рішення наступних **допоміжних задач**:

формалізація математичної моделі для розрахунку параметрів тепломасообмінних процесів комплексного охолодження циклового повітря МОД для змінних теплових навантажень;

встановлення характеру взаємозв'язку між паливною економічністю судна, зовнішніми збуреннями, пов'язаними зі зміною температури навколишнього повітря та забортної води упродовж рейсу, та параметрів процесів охолодження циклового повітря МОД з утилізацією горячої води системи тепlopостачання;

створення способу раціональної організації процесів в системах комплексного охолодження циклового повітря МОД, який забезпечує стабілізацію його низької температури незалежно від зміни температурних збурень по лінії маршрута.

Для перевірки адекватності процесів трансформації скидної теплоти шляхом верифікації викликала додаткова науково-прикладна

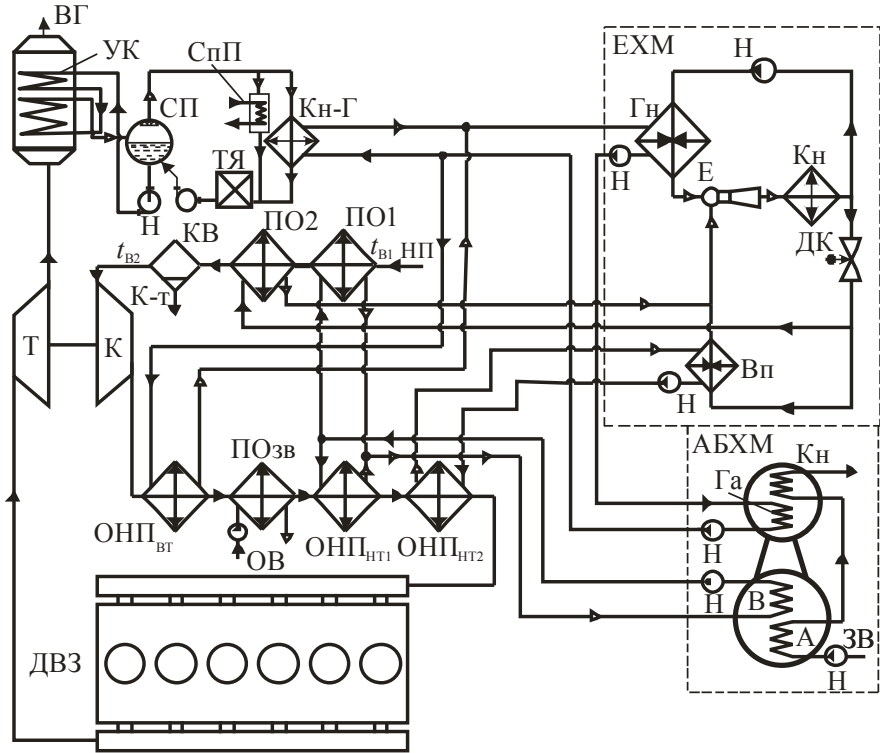


Рис. 1. Схема системи **комбінованого** охолодження циклового повітря на вході ТК МОД в АБХМ і наддувного повітря в ЕХМ утилізацією теплоти відповідно випускних газів і наддувного повітря: К і Т – компресор і турбіна ТК; ОНП_{ВТ} – високотемпературний (когенераційний) ступінь охолодження наддувного повітря ОНП; ОНП_{ЗВ} – ступінь охолодження наддувного повітря заборотною водою; ОНП_{НТ} – низькотемпературний ступінь охолодження наддувного повітря; СП – сепаратор пари; КН-Г-в (КН-ВН)– конденсатор водяної пари – нагрівач води для випарної секції генератора ЕХМ; Ек – економайзерний нагрівач води конденсатом; ОК-Ге – охолоджувач водяного конденсату-економайзерна секція генератора ЕХМ (нагріву конденсату); СТ – споживач тепла; КВ– конденсатовідвідник; ТЯ – теплий ящик; Н – насос; ВГ – випускні газі; НП – навколишнє повітря на вході ТК; К-т – конденсат; Е – ежектор; Г – генератор; В-ПО – випарник-повітроохолоджувач; ДК – дросельний клапан; Кн – конденсатор хладону; Г_а – генератор АБХМ; Кн – конденсатор АБХМ; Ва – випарник АБХМ; А – абсорбер; ЗВ – забортна вода

практична задача пов'язана з розробкою схемно-конструктивних рішень систем комплексного охолодження циклового (надувочного) повітря МОД при експлуатації судна на відповідній океанській лінії [2,3].

Методика і методи дослідження передбачає застосування системного аналізу, який передбачає параметричну і кількісну визначеність показника енергоефективності судна, параметризацію та формалізацію математичної моделі процесів, які пов'язані з предметом дослідження, аналіз процесів направлений на перевірку робочої гіпотези з подальшим синтезом його результатів для створення способу утилізації скидної теплоти для стабілізації низької температури циклового повітря МОД. Такий методологічний підхід дозволив розробити схемно-конструктивні рішення по підтвердженню робочої гіпотези.

Наукові результати, що захищаються автором, та їхня новизна:

1. Вперше розроблені:

- системи комплексного охолодження циклового повітря (повітря на вході наддувного ТК і наддувного повітря на вході в робочі циліндри) суднових МОД когенераційного типу утилізацією скидної теплоти наддувного повітря і випускних газів у вигляді теплоти гарячої води системи тепlopостачання, що за холодного клімату витрачається на теплофікаційні потреби, тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ) різного типу, які забезпечують високу паливну економічність МОД при підвищених температурах повітря і забортної води упродовж рейсу;

- способи раціональної організації процесів комплексного охолодження циклового повітря суднових МОД трансформацією теплоти гарячої води системи тепlopостачання сумісно ТХМ різного типу, які забезпечують підтримання стабільно низької температури циклового повітря незалежно від зміни кліматичних умов експлуатації упродовж рейсу шляхом перерозподілу теплового навантаження між системами охолодження повітря на вході ТК і наддувного повітря на вході в робочі циліндри МОД;

- математична модель для розрахунку параметрів процесів комплексного охолодження циклового повітря суднового МОД

когенераційного типу з використанням теплоти гарячої води системи теплопостачання, що враховує зміну теплових навантажень когенераційного високотемпературного і низькотемпературних ступенів охолодження циклового повітря та дає змогу визначати надлишок/дефіцит холодопродуктивності і способи її раціонального розподілу між системами охолодження повітря на вході ТК і наддувного повітря;

- схемно-конструктивні рішення тепловикористовуючих систем комплексного охолодження циклового повітря суднових МОД когенераційного типу, які реалізують розроблені способи організації процесів охолодження повітря з перерозподілом холодопродуктивності відповідно до кліматичних умов експлуатації на рейсовій лінії і забезпечують високу паливну економічність МОД за рахунок підтримання стабільно низької температури циклового повітря упродовж рейсу.

2. Запропонований принципово новий підхід до підвищення ефективності охолодження циклового повітря суднового МОД, згідно з яким раціональну холодильну потужність ТХМ вибирають з урахуванням зміни співвідношення поточних теплових навантажень при охолодженні повітря на вході ТК і наддувного повітря на вході в робочі циліндри МОД на конкретній рейсовій лінії.

3. Виявлені:

- особливості процесів охолодження циклового повітря МОД, зумовлені зміною температури повітря і забортної води упродовж рейсу і обмеженим температурним рівнем скидної теплоти (води системи теплопостачання), який визначає ефективність її трансформації в холод (тепловий коефіцієнт ТХМ), відповідно й холодопродуктивність ТХМ і глибину охолодження циклового повітря та паливну ефективність МОД, виходячи з яких розподіляють холодопродуктивність ТХМ різного типу між системами охолодження повітря на вході ТК і наддувного повітря на вході в робочі циліндри МОД;

- раціональні параметри процесів комплексного охолодження циклового повітря суднових МОД (температурні напори в апаратах охолодження, теплові навантаження на апарати, встановлена холодильна потужність ТХМ), які забезпечують зниження температури наддувного повітря до 20...25 °С і скорочення питомої витрати палива на 2,0...3,0 г/(кВт·год) у порівнянні з традиційною системою охолодження забортною водою при підвищених

температурах повітря і забортної води та температури повітря на вході ТК до 15...20 °С і скорочення питомої витрати палива на 2,5...3,5 г/(кВт·год) упродовж експлуатації судна на конкретній рейсовій лінії.

Достовірність результатів дослідження забезпечена застосуванням для розрахунку паливної економічності МОД з охолодженням циклового повітря програми виробника судових МОД фірми "MAN", апробованої даними стендових випробувань МОД, збереженням встановлених закономірностей в широкому діапазоні режимів судової експлуатації, результатами порівняння показників паливної економічності МОД з охолодженням циклового повітря в ТХМ і без нього.

Теоретичне значення мають наступні результати дослідження:

– новий підхід до підвищення ефективності охолодження циклового повітря судового МОД, в основу якого покладено гіпотезу визначення раціональної холодильної потужності ТХМ з урахуванням зміни співвідношення поточних теплових навантажень при охолодженні повітря на вході ТК і наддувного повітря на вході в робочі циліндри МОД на рейсовій лінії;

– особливості процесів охолодження циклового повітря МОД, зумовлені зміною температури повітря і забортної води упродовж рейсу і обмеженим температурним рівнем скидної теплоти (води системи теплопостачання), який визначає ефективність її трансформації в холод (тепловий коефіцієнт ТХМ), відповідно й холодопродуктивність ТХМ і глибину охолодження циклового повітря та паливну ефективність МОД, виходячи з яких розподіляють холодопродуктивність ТХМ різного типу між системами охолодження повітря на вході ТК і наддувного повітря на вході в робочі циліндри МОД;

– способи раціональної організації процесів комплексного охолодження циклового повітря судових МОД трансформацією теплоти гарячої води системи теплопостачання в ТХМ різного типу шляхом перерозподілу теплового навантаження між системами охолодження повітря на вході ТК і наддувного повітря на вході в робочі циліндри МОД.

Практичну цінність становлять результати дослідження:

– системи комплексного охолодження циклового повітря суднових МОД когенераційного типу з утилізацією скидної теплоти наддувного повітря і випускних газів тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ), які забезпечують високу паливну ефективність МОД при підвищених температурах подавання атурах повітря і забортної води упродовж рейсу;

– схемно-конструктивні рішення тепловикористовуючих систем комплексного охолодження циклового повітря суднових МОД когенераційного типу, які реалізують розроблені способи організації процесів охолодження повітря з перерозподілом холодопродуктивності відповідно до кліматичних умов експлуатації на рейсовій лінії і забезпечують високу паливну ефективність МОД за рахунок підтримання стабільно низької температури циклового повітря упродовж рейсу;

– методика розрахунку параметрів процесів комплексного охолодження циклового повітря суднового МОД когенераційного типу з використанням теплоти гарячої води системи тепlopостачання, що враховує зміну теплових навантажень когенераційного високотемпературного й низькотемпературних ступенів охолодження циклового повітря і дає змогу визначати надлишок/дефіцит холодопродуктивності і способи її раціонального розподілу між контурами охолодження повітря на вході ТК і наддувного повітря;

– рекомендації з раціональних параметрів процесів комплексного охолодження циклового повітря суднових МОД (температурних напорів в апаратах охолодження, теплових навантажень на апарати, встановленої холодильної потужності ТХМ), які забезпечують зниження температури наддувного повітря до 20...25 °С і скорочення питомої витрати палива на 2,0...3,0 г/(кВт·ч) у порівнянні з традиційною системою охолодження забортною водою при підвищених температурах повітря і забортної води та температури повітря на вході ТК до 15...20 °С і скорочення питомої витрати палива на 2,5...3,5 г/(кВт·ч) упродовж експлуатації судна на конкретній рейсовій лінії.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Голиков, В.А. Совершенствование системы охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля когенерационного типа [текст] / В.А. Голиков, Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов. Судовые энерге-

тические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОНМА. – 2015. – Вып.36. – С. 16-23.

2. Голиков В. А., Радченко Р. Н., Богданов Н. С. Совершенствование системы охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля когенерационного типа [Текст] Голиков В. А., Радченко Р. Н., Богданов Н. С. // Матеріали науково-технічної конференції «Суднові енергетичні установки». Одеса: ОНМА, 2015. - № 36-с.16.

3. Радченко А.Н. Богданов Н.С. Тепловые нагрузки теплоиспользующей системы охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля на рейсовой линии [Текст] Радченко, А.Н. Богданов Н.С. // авиационно-космическая техника и технология. - 2011. - № 5 (82).- с. 61-67.

10.31653/smf341.2020.67-70

Павлиско О. О., Онищенко О. А.
Національний університет “Одеська морська академія”

УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ СКРАПЛЕННЯ ГАЗУ, ЩО ПЕРЕВОЗИТЬСЯ НА СУДНАХ-ГАЗОВОЗАХ ТИПУ *LPG*

У зв'язку із збільшенням забруднення довкілля і економічними проблемами сучасності, постійно збільшується попит на вуглеводневий газ [1-4]. Цей газ призначений для використання як паливо, а також він використовується як сировина для органічного синтезу [1-3]. Для транспортування газу використовуються спеціалізовані судна-газовози, які можуть вміщати більш ніж 80000 м³ скрапленого газу. Досі існують невирішені проблеми, пов'язані із підвищенням ефективності, надійності і безпеки транспортування скрапленого газу на суднах-газовозах [2-4].

З метою аналізу, у тезах представлені деякі характерні схеми систем скраплення газів, що використовують на суднах-газовозах типу *LPG*, та властивості газів, які перевозяться цими суднами [5-7].

На сьогоднішній день зроблені важливі кроки з розвитку нових технологій для забезпечення більш ефективного скраплення вуглеводневих газів, які, у свою чергу, мають різноманітні властивості (див. табл. 1).

Для того, щоб підтримувати температуру і тиск газу у танках у межах його визначених конструктивних можливостей, необхідно видаляти пари газу, що утворилися при його кипінні, сконденсувати їх і потім повернути назад у танк. Цей процес здійснюється на судні установкою скраплення газу.

При перевезенні вантажу з температурою кипіння не нижче – 10 °С установка скраплення може бути одноступінчастою [8]. При перевезенні вантажів з нижчими температурами кипіння, застосовуються установки 2-х ступінчастого стискування з проміжним охолодженням. Визначено, що найбільш ефективним є установки каскадного типу, де охолодження вантажного конденсатора відбувається не водою, а допоміжною холодильною установкою, що працює, зазвичай, на фреоні.

Таблиця 1 – Властивості вуглеводневих газів

п/п	Назва газу	Формула	Температура кипіння при атмосферному тиску, °С	Критична температура	Критичний тиск	Щільність рідини	Відносна щільність пару	Молекулярна вага
1	Метан	CH_4	-161.5	-82.5	44.7	0.427	0.554	16.04
2	Етан	C_2H_6	-88.6	+32.3	49	0.59	1.048	30.07
3	Пропан	C_3H_8	-42.7	+96.8	42.6	0.583	1.55	44.09
4	Н-бутан	C_4H_{10}	-0.5	+153	38.1	0.605	2.09	58.12
5	Ізобутан	C_4H_{10}	-11.7	+135	38.2	0.595	2.07	58.12
6	Етилен	C_2H_4	-104	+9.9	50.5	0.57	0.975	28
7	Пропілен	C_3H_6	-47.7	+92.3	45.6	0.613	1.48	32
8	Бутилен	C_4H_8	-6.5	+147	40	0.625	1.94	56.1
9	Бутадиєн	C_4H_6	-5	+162	43.2	0.653	1.88	54.1
10	Ізопрен	C_5H_8	+34	+211	38.5	0.67	2.3	68
11	Вінілхлорид	$\text{C}_2\text{H}_3\text{Cl}$	-13.8	+158	52.9	0.965	2.15	62.5
12	Етилен оксид	$\text{C}_2\text{H}_4\text{O}$	+10.7	+196	74.4	0.896	1.52	44
13	Пропілен оксид	$\text{C}_3\text{H}_6\text{O}$	+34.2	+209	47.7	0.83	2	58
14	Аміак	NH_3	-33.4	+132	113	0.683	0.597	17
15	Хлор	Cl_2	-34	+144	77.1	1.56	2.49	70
16	Азот	N_2	-196	-147	3.28	0.808	0.967	28.2

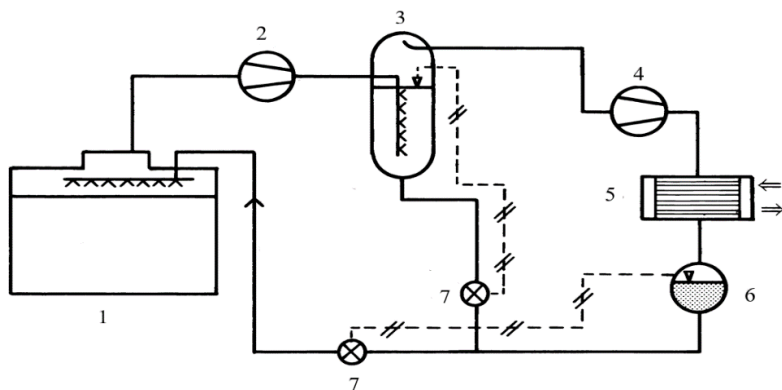


Рисунок 1 – Схема системи скраплення газу на судні-газовозі
 Основні елементи суднової системи скраплення газу показані на рис. 1, де позначено: 1 – вантажний танк; 2 – вантажний компресор (перший рівень); 3 – інтеркулер; 4 – вантажний компресор (другий рівень); 5 – конденсатор; 6 –

конденсаторний танк; 7 – дросельний клапан.

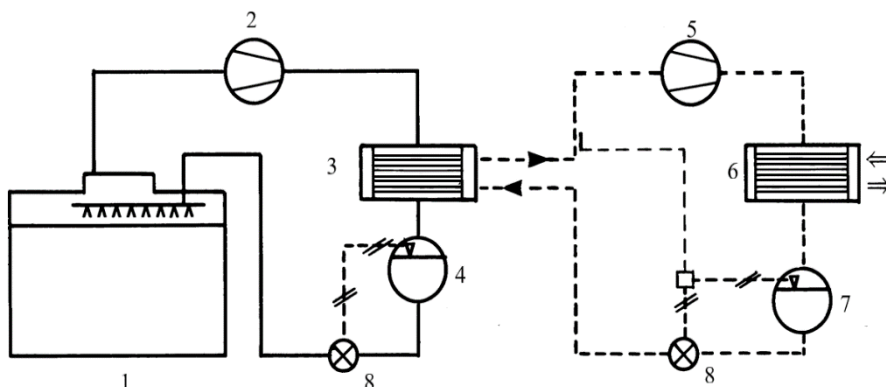


Рисунок 2 – Суднова система скраплення газу каскадного типу
Система скраплення каскадного типу показана на рис. 2, де позначено: 1 – вантажний танк; 2 – вантажний компресор; 3 – конденсатор; 4 – конденсаторний танк; 5 – компресор холодоагенту; 6 – конденсатор холодоагенту; 7 – конденсаторний танк холодоагенту; 8 – дросельний клапан.

Безумовно, оптимізація суднових систем скраплення газу - складна наукова задача, яка не може бути вирішена без сучасних засобів моделювання процесів, зокрема, охолодження [8, 9].

Висновок. Система скраплення газу – одна з найголовніших систем на суднах-газовозах, що служить для безпечного та ефективного перевезення різноманітних газів. Такі системи потребують подальших досліджень, спрямованих на підвищення ефективності та економічності перевезення газу. Для суден-газовозів важливо раціонально підходити до вибору типу системи скраплення газу та холодоагенту, який використовується у системі скраплення каскадного типу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Голіков В. А., Онищенко О. А. Розвиток сучасної теорії і практики технічної експлуатації морського і річкового флоту: концепції, методи, технології. Суднові енергетичні установки, № 37, 2017. - С. 13-27.

<http://old.onma.edu.ua/content/nauka/seu/37.pdf>;

<https://clck.ru/DCFp3>

2. И.В. Логишев И. В., Онищенко О. А. Управление технической эксплуатацией флота. Учебник, 2016, 232 с. - Одесса: "Феникс".

3. Шевченко В. А., Онищенко О. А. Проблеми удосконалення, підвищення енергетичної ефективності тенденції розвитку складних суднових технічних систем і комплексів. *4th International scientific and practical conference "Perspectives of world science and education" (December 25-27, 2019) CPN Publishing Group, Osaka, Japan. 2019.* , p.p. 995-1005.

http://sci-conf.com.ua/wp-content/uploads/2019/12/perspectives-of-world-science-and-education_25-27.12.19.pdf

4. Чуб М.А., Онищенко О.А. Аналіз можливостей морського транспортування природного газу у стислому стані. Матер. конф. "Суднова енергетика: технічні засоби та автоматизація", 21.12.2016. - Одеса: НУ "ОМА". - С. 95-102.

5. *SIGTTO Society of International Gas Tanker & Terminal Operators Ltd. Liquefied Gas Handling Principles on Ships and Terminals (LGHP4) – 82.- 85 с.*

6. Баскаков С.П. Перевозка сжиженных газов морем. Учебное пособие. - СПб.: "GAZ SAN", 2002. - 226с.

7. Ознакомительный курс для работы на танкерах – *Columbia Shipmanagement Ltd.* - 141с.

8. Максимкін В. І., Онищенко О. А. Підвищення ефективності експлуатації суднових холодильних установок. Матер. конф. "Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт", НТК молодих дослідників, 22 листопада 2018 р. - Одеса: НУ "ОМА". - С. 144-146

9. Василюк Д. В., Налева Г. В., Онищенко О. А. Моделювання процесів в судновій холодильній установці методом електротеплових аналогій. Матер. конф. "Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика", VIII наук.-метод. конференція, 2018. - Одеса: НУ "ОМА", - С. 127-131.

http://femire.onma.edu.ua/docs/conf/electro_conf_50_60ka_228str.pdf

10.31653/smf341.2020.71-77

Микоїд Г. В., Корбан В. Х.

Національний університет «Одеська морська академія»

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ КОНТРОЛЮ ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО МАСТИЛА ВИСОКООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ СПОСОБОМ ПОЛЯРИЗАЦІЇ

ABSTRACT

The analysis of the possibility of improving the quality of control of circulating oil of high-speed diesel by polarization is carried out. Remote quality control of circulating oil is based on irradiation of the oil surface with an electromagnetic wave of linear polarization and reception of the reflected wave of vertical or horizontal polarization. Based on the result of measuring the reflected power, a decision is made regarding the internal structure of the oil to which this signal corresponds, by comparing its value with the criterion value for the quality structure of the oil.

Keywords: circulating oil, high-speed diesel, dielectric constant of oil, emitted and reflected waves, criterion value.

РЕФЕРАТ

В роботі проведено аналіз можливості підвищення якості контролю циркуляційного мастила високообертового дизеля способом поляризації. Дистанційний контроль якості циркуляційного мастила заснований на опроміненні поверхні мастила електромагнітною хвилею лінійної поляризації і прийомі відбитої хвилі вертикальної або горизонтальної поляризації. На підставі результату вимірювання відбитої потужності виноситься рішення щодо внутрішньої структури мастила якої відповідає цей сигнал, шляхом порівняння його значення з критеріальним значенням для якісної структури масла.

Ключові слова: циркуляційне мастило, високообертовий дизель, діелектрична проникність мастила, випромінена і відбита хвилі, критеріальне значення.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими і практичними завданнями

Дистанційний безперервний контроль якості циркуляційного мастила високообертового дизеля є необхідною умовою його безаварійної роботи і сприяє ефективній роботі системи змащення. Вимірювання фізичних параметрів структури циркуляційного мастила, в процесі роботи дизеля і контроль їх зміни

дозволяє забезпечити безвідмовну роботу всієї системи змащення дизеля, а при різкій зміні структури мастила вжити необхідних заходів до його заміни з метою збереження працездатності системи змащення дизеля. Великими можливостями для вирішення даної проблеми дистанційного безперервного контролю циркуляційного мастила суднового дизеля мають радіохвильові поляризаційні методи.

Аналіз останніх досягнень і публікацій, в яких розпочато розв'язування даної проблеми та висвітлювання нерозв'язаних раніше частин загальної проблеми

До теперішнього часу виконані дослідження щодо забезпечення безвідмовної і ефективної експлуатації суднових дизелів за параметрами відпрацьованого мастила [1], за оптимізацією режимів сепарування моторного мастила в суднових дизелях методами варіаційного обчислення [2], за ресурсозберігаючому мастиловикористанню в суднових дизелях [3], за практичними рекомендаціями змащування суднових дизелів [4], за технічною експлуатацією суднових дизельних установок [5]. Однак розглянуті методи не спрямовані на дистанційний контроль внутрішньої структури циркуляційного масла, тобто молекулярної.

Формулювання мети статті (постановка задачі)

Метою даної роботи є обґрунтування поляризаційного дистанційного метода підвищення якості контролю циркуляційного мастила високообертового дизеля.

Виклад матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів

До фізико-хімічних показників мастил, крім щільності і в'язкості, відноситься молекулярна структура, відповідна формі його молекул. У разі однорідної структури мастила інформативним параметром його якості може служити щільність, а при наявності присадок одного або двох компонентів середня щільність мастила буде складатися з однорідної структури мастила і присадок. При переміщенні масла в працюючій системі двигун - картер середня щільність, тобто його внутрішня структура змінюється і виникає необхідність здійснювати дистанційний контроль його фізичних властивостей, критеріальні параметри яких безперервно визначають якість мастила. Таким критерієм може бути суцільність мастила, яка залежить від його діелектричної проникності, яка і сигналізує про

погіршення змащувальних властивостей циркуляційного мастила в двигуні.

Дистанційний контроль якості циркуляційного мастила в працюючому високообертovому дизелі зводиться до вирішення задачі розпізнавання по ототожненню сукупності вимірюваних параметрів циркуляційного мастила з параметрами чистого мастила до його заливання в систему змащення дизеля. Таким чином при поляризаційному розпізнаванні внутрішньої структури циркуляційного мастила проводиться вимірювання відбитого від суцільностної структури мастила сигналу представленого поляризаційною матрицею при умові опромінення циркуляційного мастила електромагнітною хвилею лінійної поляризації:

$$\begin{bmatrix} P_1(t) \\ P_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_1(t) + n_1(t) \\ S_2(t) + n_2(t) \end{bmatrix}, \quad (1)$$

де $P_{ik}(t)$ – потужність відбитої хвилі від суцільності циркуляційного мастила;

$S_{ik}(t) = \varepsilon_{ik}^S(t)$ - діелектрична проникність чистого мастила;

$n_{ik}(t) = \varepsilon_{ik}^n(t)$ - діелектрична проникність мастила, суцільність якого

відрізняється від суцільності чистого мастила.

Для визначення критеріального значення якості циркуляційного мастила використовують правила максимуму правдоподібності, і відповідності з яким перевіряється виконання умови:

$$\frac{W(P_1 / A)}{W(P_1 / B)} \geq 1. \quad (2)$$

Розподіл відбитої потужності від поверхні циркуляційного мастила можуть бути описані логарифмічно нормальним законом:

$$\frac{W(P_1 / A)}{W(P_1 / B)} = \frac{\frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma_A}} \cdot e^{-\frac{(P_1 - m_A)^2}{2\sigma_A^2}}}{\frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma_B}} \cdot e^{-\frac{(P_1 - m_B)^2}{2\sigma_B^2}}}, \quad (3)$$

де A - відбитий сигнал, створений поверхнею мастила з діелектричною

проникністю $\varepsilon_{ik}^S(t)$;

B - відбитий сигнал, створений поверхнею мастила з діелектричною

проникністю $\varepsilon_{ik}^n(t)$;

P_1 - потужність відбитого сигналу, прийнятого антеною вимірювального

пристрою (можна використовувати P_2);

m_A і m_B - математичні очікування відбитої потужності від поверхні циркуляційного мастила (визначається за результатами лабораторних спостережень);

σ_A і σ_B - дисперсії відбитої потужності від поверхні циркуляційного мастила (визначається за результатами лабораторних спостережень).

Після перетворення умова (2) з урахуванням (3) зводиться до наступного:

$$\frac{\sigma_B}{\sigma_A} e^{aP_1^2 + bP_1 + c} \geq 1, \quad (4)$$

де a, b, c - коефіцієнти, які розраховуються за формулами:

$$a = \frac{\sigma_A^2 - \sigma_B^2}{2\sigma_A^2\sigma_B^2}; \quad (5)$$

$$b = \frac{m_A\sigma_B^2 - m_B\sigma_A^2}{\sigma_A^2\sigma_B^2}; \quad (6)$$

$$c = \frac{m_B\sigma_A^2 - m_A\sigma_B^2}{2\sigma_A^2\sigma_B^2}. \quad (7)$$

Якщо виміряне значення потужності P_1 таке, що умова (4) стає справедливою, то приймається рішення A , в іншому випадку приймається рішення B .

Вираз (4) логарифмуючи при підставі e , запишеться у вигляді:

$$aP_1^2 + bP_1 + c \geq \ln \frac{\sigma_A}{\sigma_B}. \quad (8)$$

Вирішуючи нерівність (8) щодо P_1 , знаходиться критеріальне значення $P_{1кр}$. Тоді практичне правило дистанційного визначення якості циркуляційного мастила високообертового дизеля зводиться до автоматичного вимірювання відбитої потужності P_1 і порівнянню її значення з критеріальним $P_{1кр}$.

Якщо $P_{1вим} \geq P_{1кр}$, приймається рішення A , тобто мастило відповідає експлуатаційним параметрам. При $P_{1вим} < P_{1кр}$, приймається рішення B , тобто мастило не відповідає експлуатаційним параметрам і необхідна його заміна, або додавання у його склад чистого мастила певної кількості.

Для реалізації способу дистанційного контролю якості циркуляційного мастила високообертового дизеля розроблена функціональна схема НВЧ пристрою, яка представлена на рис.1.

Робота пристрою дистанційного контролю якості циркуляційного мастила відбувається наступним чином. Генератор 9 випромінює високочастотні коливання, які модулюються модулятором 8 в прямокутні імпульси, що слідує із частотою повторення 300 імпульсів в секунду, які через циркулятор 6 і антенний перемикач 2 опромінюють циркуляційне мастило 4 за допомогою все поляризаційної антени 3. Відбитий від поверхні циркуляційного мастила 4 сигнал приймається антеною 3 і через антенний перемикач 2 надходить в приймач 1, де посилюється і перетворюється в потужність постійного струму, яка надходить в пристрій порівняння з критеріальним значенням потужності, отриманим лабораторним шляхом для чистого мастила. Результат порівняння надходить в комп'ютер для прийняття рішення про подальшу експлуатацію або заміну циркуляційного мастила в дизелі.

Висновки і перспектива подальшої роботи за даним напрямком

1 Проведено аналіз існуючих методів контролю якості циркуляційного мастила в дизелі.

2 Представлена методика і пристрій дистанційного контролю якості циркуляційного мастила, засновані на радіофізичному безконтактному способі контролю.

Подальші дослідження будуть спрямовані на удосконалення певних вузлів розробленого пристрою.

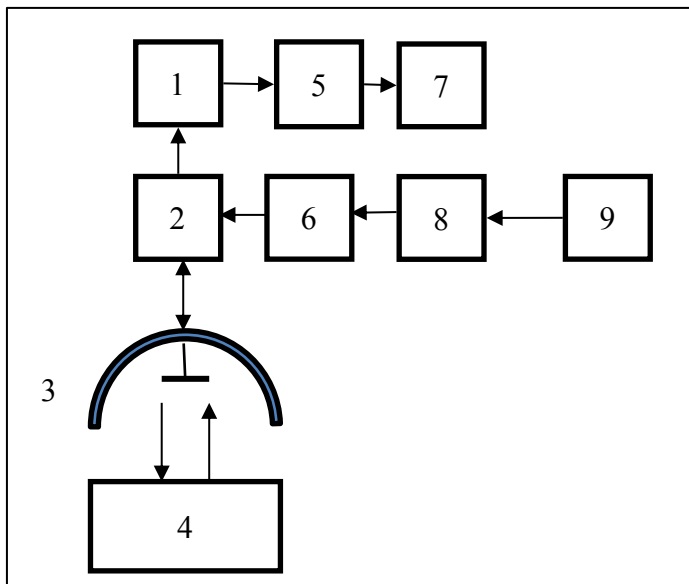


Рис. 1. Функціональна схема пристрою дистанційного контролю якості циркуляційного мастила високообертового дизеля, де:

1 - приймач для посилення і перетворення відбитого від поверхні циркуляційного мастила сигналу; 2 - антенний перемикач; 3 - всеполяризована антена; 4 - циркуляційне мастило в картері дизеля; 5 - пристрій порівняння; 6 - циркулятор; 7 - дисплей комп'ютера; 8 - модулятор; 9 - генератор сіносообразних коливань.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Надежкин, А.В. Подходы и критерии для обеспечения безопасной и эффективной эксплуатации судовых крейцкопфных дизелей по параметрам отработанного цилиндрического масла / А.В. Надежкин, В.Н. Даничкин, А.В. Безвербный // Судостроение, 2011. - № 2. - С. 30-33.

2. Надежкин, А.В. Оптимизация режимов сепарирования моторного масла I судовых дизелях методами вариационного исчисления / Г.П. Кича, А.В. Надежкин, Н.К. Пак // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальней Востока. -2011.-№ 1.-С. 112-116.

3. Кича Г.П. Ресурсосберегающее маслоиспользование в судовых дизелях / Г.П. Кича . - Владивосток: Мор. гос. ун-т., 2011. - 372 с.
4. Возницкий, И.В. Практические рекомендации по смазке судовых дизелей / И.В. Возницкий - СПб.: Моркнига, 2007. - 135 с.
5. Захаров, Г.В. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок /Г.В. Захаров. - М.: Транслит, 2009. - 256 с.

10.31653/smf341.2020.78-81

Бойко Б.О., Небеснов В.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СУДНОВОГО ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСУ ШЛЯХОМ МОДЕРНІЗАЦІЇ СИСТЕМ МОНІТОРИНГУ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ

Постановка проблеми у загальному вигляді. У статті пропонується огляд деяких проблем, що виникають при експлуатації суднового пропульсивного комплексу. Розглянуто основні методи та шляхи модернізації моніторингу енергетичних показників, фактори які впливають на енергетичні показники. Пропонується рішення проблеми за допомогою впровадження підвищеного запасу потужності головного двигуна.

Сьогодні суднобудування це міжнародний ринок з дуже розвинутою конкуренцією, в результаті чого судновласники замовляють судна там, де вони бачать високу якість продукції та які задовольняють їх терміни будівництва і вартість судна. Тому сьогодні дуже важливо підвищити та повністю використати резерви головного двигуна, які дадуть нам змогу підвищити енергетичну ефективність суднового пропульсивного комплексу в цілому. При розробці або модернізації систем управління пропульсивним комплексом при русі судна необхідно враховувати дію зовнішніх чинників невизначеного характеру, що впливають на техніко-експлуатаційні характеристики судна [1].

Об'єкт дослідження модернізація систем моніторингу енергетичних показників.

Предмет дослідження підвищення енергетичної ефективності суднового пропульсивного комплексу.

Виклад основного матеріалу дослідження. Судновий пропульсивний комплекс - це гідромеханічна система, що включає корпус судна і пропульсивну установку, у якій потужність, що розвивається головним двигуном, перетворюється в упор, повідомляє рух судну [2]. Пропульсивна установка комплексу в найбільш загальному випадку складається з: одного або декількох рушіїв (гребних гвинтів); одного або декількох валопроводів; головних суднових передач; головних двигунів. Головні двигуни (ГД) складають основу головної енергетичної установки (ГЕУ), куди

входять основні системи, допоміжні механізми, теплообмінні апарати та інші агрегати забезпечення роботи ГД. Головні суднові передачі призначені для перетворення енергії ГД, а також об'єднання потужності (для декількох ГД), переданих за допомогою валопроводу до рушіїв. Упор, створюваний рушієм, в свою чергу передається на корпус судна. Елементи пропульсивного комплексу характеризуються в роботі такими основними показниками [3]:

головний двигун - потужністю N_e , крутним моментом M_e , частотою обертання n ;

передача - частотою обертання ведучого (від головного двигуна) n і ведомого (гребного) валів n_p ;

гребний гвинт - упором гвинта P , що обертає M_p , частотою обертання n_p ;

корпус судна - повним опором води і повітря руху судна R , швидкістю судна v .

Судно при своєму русі виводить маси води зі стану спокою і сприймає реакцію в вигляді гідродинамічних сил, розподілених по зовнішній поверхні його обшивки. оскільки судносиметрично щодо його діаметральної площині, то дія гідродинамічних сил реакції води може бути зведене до однієї рівнодіючої сили F , що лежить в діаметральної площині, і моменту M , чинним в тій же площині (Рис. 1). Горизонтальна складова R сили F є силою опору середовища - води і повітря; вона врівноважується корисною тягою рушія P_e .

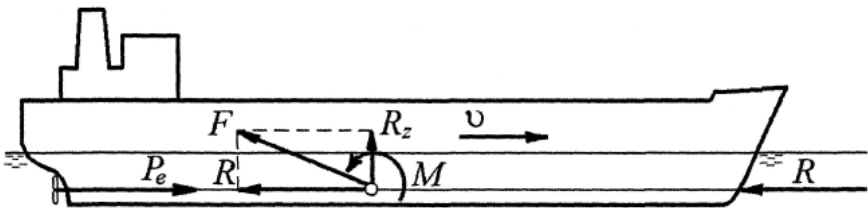


Рис.1 Сили і моменти, які діють на судно у прямолінійному русі

Гребний гвинт при своєму обертанні споживає виробляється двигуном потужність, яка більш-менш ефективно перетворюється в упор P і поступальну швидкість руху судна v . Між двигуном і гвинтом доводиться вводити понижуючий редуктор (передачу) [5]. Взаємодія елементів рушійні комплексу вивчається шляхом спільного розгляду їх характеристик (Рис. 2).

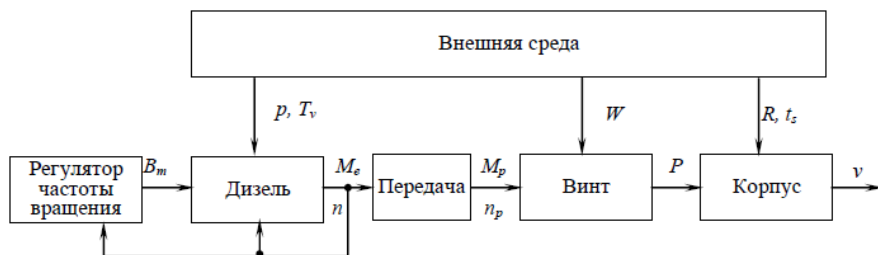


Рис.2 Схема взаємодії елементів пропульсивного комплексу

Технічна досконалість пропульсивного комплексу визначається його здатністю перетворювати потужність Ne (або обертовий момент Me) головного двигуна в рух судна з швидкістю v і з найменшими втратами в реальних умовах плавання. На роботу пропульсивного комплексу впливає значне число чинників. Найбільш істотні з них [3]:

- геометричні характеристики, морехідні якості і експлуатаційні параметри судна;

- технічні особливості корпусу судна;

- технічні характеристики пропульсивної установки: типи і характеристики головної енергетичної установки, передачі, рушіїв;

- поточний технічний стан елементів пропульсивного комплексу: збільшення експлуатаційної шорсткості корпусу судна внаслідок обростання, виникнення вм'ятин і корозії; зміни характеристик гребного гвинта під дією обростання і ерозії його лопатей; збільшення тертя в підшипниках валопровода за рахунок зносу; зміна характеристик головного двигуна (дизеля) по через знос деталей і погіршення характеристик його систем;

- експлуатаційні фактори: реальна завантаження судна (маса судна, посадка); гідрометеорологічні умови плавання (вітер і хвилювання); вплив мілководдя і ширини фарватеру у річкових умовах плавання і в каналах; швидкість течії води (проти ходу судна або попутне).

Висновок. Розгляд поданих даних підкреслює важливість правильного вибору потужності головного двигуна. Це рішення повинно враховувати можливі експлуатаційні відхилення потужності які неминучі в процесі експлуатації:

- необхідний побудований резерв потужності дизеля при здачі судна (при забезпеченні паспортної швидкості);

- допустима ступінь коливання потужності при відхиленні атмосферних умов від стандартних або стендових;

- допустима ступінь «обважнення» гвинтовий характеристики в експлуатації в зв'язку з обростанням корпусу судна і гвинта. зносом і втратою покриття, після чого потрібно обов'язкове докування.

Очевидно що номінальний режим, який встановлюється заводом-виробником без строго обумовлених граничних значень режимних показників, не може бути використаний в якості порівняльного зразка або вихідного рівня для зіставлення ефективності, економічності і напруженості різних двигунів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Обеспечение надежности судовых дизелей на эксплуатационных и особых режимах работы /М.А. Малиновский, А.А. Фока, В.И. Ролинский, Ю.З. Вахрамеев. – Одесса: ФЕНИКС, 2003. -150 с.
2. Суворов П.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания: учебное пособие / П.С. Суворов. –Одесса: ОНМА, 2012. – 626 с.
3. Суворов П.С. Динамика дизеля в судовом пропульсивном комплексе. / П.С. Суворов. – Одесса:ОНМА, 2004. – 304 с.
4. Камкин СВ., Возницкий И.В., Шмелев В.П. Эксплуатация судовых дизелей - М.: Транспорт, 1990.
5. Мясников Ю.Н. Информационные технологии в пропульсивном комплексе морского судна: моногр./Ю.Н. Мясников, А.А. Иванченко, А.М. Никитин, - СПб.: ГУМРФ, 2013-328с.

10.31653/smf341.2020.82-87

Гунченко В.Ю., Солодовніков В.Г.
Національний університет «Одеська морська академія»

УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ОЧИЩЕННЯ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

У статті пропонується огляд деяких проблем, що виникають при експлуатації суднових систем очищення випускних газів. Міжнародною конвенцією «МАРПОЛ» (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships, MARPOL), а саме Додатком VI даної конвенції «Правила запобігання забрудненню атмосфери», прийнятим в 1998 році і набрав чинності в травні 2005 року, для дизельних суден нормуються викиди оксидів азоту, летких оксидів сірки та викиди озон руйнують речовин.

З 1 січня 2020 року набула чинності нова редакція Програми VI Міжнародної конвенції щодо запобігання забрудненню із суден (MARPOL), що передбачає більш жорсткі вимоги до судів щодо викидів оксидів азоту, сірки, летких органічних сполук.

Нові інструкції Додатку VI Конвенції МАРПОЛ встановили глобальне обмеження на вміст сполук сірки в продуктах згоряння, тому проблема розробки системи очищення від оксидів сірки відпрацьованих газів суднових дизелів є актуальною.

Об'єктом дослідження є суднові дизелі.

Предметом досліджень є методи зниження концентрації оксидів сірки в продуктах згоряння.

Морські судна є досить серйозним пайовим учасником у викидах шкідливих компонентів серед транспортного комплексу. Усі токсичні компоненти за своєю природою і виникнення можна розділити на дві основні групи. До першої групи належать продукти неповного згоряння палива (монооксид вуглецю, вуглеводні, альдегіди, сажа). Токсичні компоненти другої групи утворюються в результаті повного окислення хімічних елементів, що входять до складу палива і повітря-оксиди азоту та сірки.

На судах має використовуватися рідке паливо з вмістом сірки, відповідає вимогам, зазначеним в VI Додатку Міжнародної конвенції МАРПОЛ, або застосовуватися система очищення відпрацьованих газів для зменшення загального викиду оксидів сірки до регламентованої величини.

Показано, що одним з головних токсичних компонентів відпрацьованих газів є оксиди сірки. В ході досліджень було встановлено, що горюча речовина палива складається в основному з трьох хімічних елементів: вуглецю, водню і сірки. При горінні відбувається швидке з'єднання кисню цими горючими елементами, що супроводжується виділенням тепла. Для переважної більшості палива важливі тільки вуглець і кисень, так як вміст сірки занадто мало, щоб зробити помітний внесок у виділення тепла. Однак, з точки зору забруднення атмосфери продуктами згорання, перше місце за масою належить діоксиду сірки. Оксиди сірки утворюються при спалюванні сірковмісного палива. Основним оксидом сірки, що утворюється при спалюванні сірковмісного палива, є діоксид сірки (SO_2) і тільки 5-7% мовляв. доводиться на триоксид сірки (SO_3).

Як предмет досліджень розглянуто пристрій (рисунок 1), служить для змішування газів з рідиною і використовується для очищення газових потоків в будь-якій галузі промисловості і енергетики. Пристрій є двоступенева змішування газу з рідиною. на першій ступені процес здійснюється в струменевому апараті за рахунок пульсаційної подачі насиченої пари, який в процесі інжекції забрудненого потоку з більш низькою температурою конденсується і поглинає в процесі конденсації окремі компоненти газового потоку. Поглинання газів конденсатом пара відбувається також на перфорованих поверхнях, розміщених в диффузорі струминного апарату коаксиально, схильних до дії вібрації і додатково охолоджуваних тепловими трубами, ребрами одного кінця яких є перфоровані поверхні. Другий ступінь служить для розчинення не поглинула компонентів газового потоку в рідині, за рахунок пористого фільтра - вібруючого і самочинного рідиною. Процес поглинання газу рідиною відбувається в порах змочують фільтра при його вібрації. Розглянуто роботу установки. В струменевий апарат 1 по схильній до дії вібрації патрубка 3 подають насичений пар. Через патрубок 4 інjektується газовий потік (наприклад, відпрацьований газ теплогенерующої установки з температурою нижче температури насичення пари). При перемішуванні потоків в камері змішання 5 відбувається конденсація насиченої пари з поглинанням (розчиненням) компонентів газового потоку утворюється конденсатом. Газорідний потік направляють в диффузор 6, де відбувається повна конденсація пари за рахунок додаткових перфорованих поверхонь 7, охолоджуваних тепловими трубами 8, а

також за рахунок збільшення тиску потоку по ходу дифузора по порівняно з тиском відповідним температурі насичення. Одночасно з цим процесом відбувається процес змішування нерозчиним газу з рідиною, тобто на плівці конденсату, що утворюється на перфорованих поверхнях 7, схильних до дії вібрації від Вібропривід 9. дії вібрації на теплові труби також інтенсифікує їх роботу. Конденсат з розчином в ньому газами відводять в другий щабель установки, а не розчинилися гази по трубопроводу 11 направляють в посудину 12, під пористий фільтр 13, який змочують рідиною через розпилювач 15. Поглинання газу рідиною відбувається в порах фільтра 13, схильного дії вібрації. Негголотівший газ відводять по патрубку 16, а рідина при повному насиченні її газом (контролюється за величиною водневого показника рН) направляють на хімічну обробку - нейтралізацію.

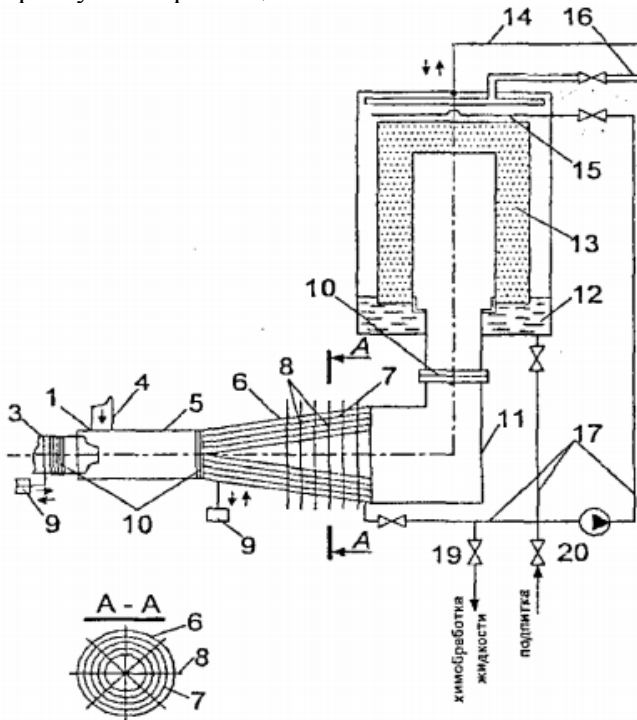


Рисунок 1 - Комбінована змішувальна пристрій: 1-4 - струменевий апарат; 5 - камера змішування; 6 - дифузореом; 7 - перфоровані поверхні; 8 - теплові труби; 9 - Вібропривід; 10 - сільфони; 11, 16, 17 - трубопроводи; 12 - посудина; 13 - фільтр; 14 - шток; 15 - розпилювач; 18, 19, 20 - вентиль.

Результати експериментальних досліджень, проведено моделювання процесу зниження забруднення атмосфери викидами від суднових енергетичних установок. Експерименти проводилися на установці поглинання газових викидів (УПГВ 6), аналогічної за конструкцією УПГВ 5, але обладнаної попередньою щаблем очищення продуктів згоряння у вигляді струминного апарату (рисунок 2).

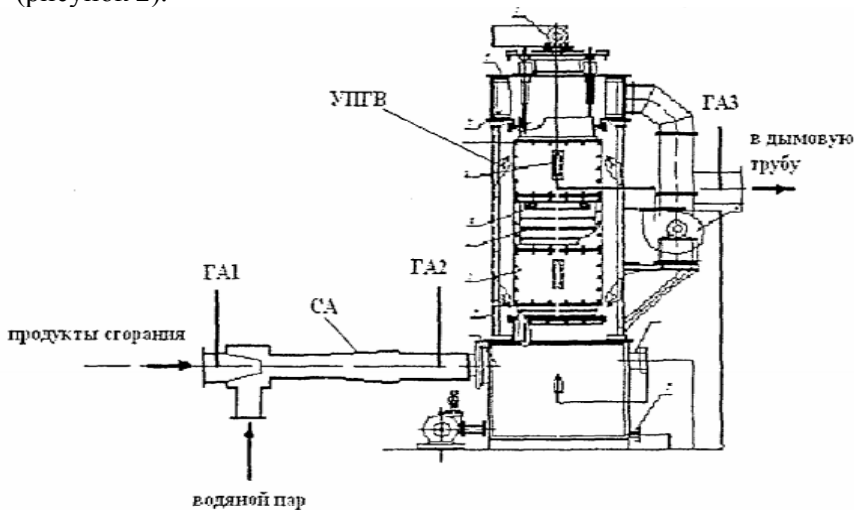


Рисунок 2 - Схема приєднання струминного апарату до УПГВ 6: СА - струменевий апарат; ГА1, ГА2, ГА3 - місця відбору проб продуктів згоряння на газоаналізатор ІМР-3000Р

Методика проведення досліджень передбачала аналіз показників роботи і токсичності відпрацьованих газів дизелів. За допомогою зазначеної технології проведена експериментальна оцінка ефективності зниження викидів оксидів сірки з використанням запропонованої технології, перевірена правильність теоретичних передумов, покладених в основу роботи. Ефективність очищення УПГВ 6 показана на рисунку 3. З рисунка видно, що в струменевому апараті при змішуванні продуктів згоряння і водяної пари, відсоток поглинання оксидів склав по SO_2 - 68%. Після СА газовий потік прямував в УПГВ 6, в якій поглинулося: SO_2 - 75% від залишкової після струминного апарату концентрації. Загальний відсоток поглинання оксидів за пропонованою схемою очищення продуктів згоряння досягає 92% по SO_2 , що дозволяє забезпечити виконання

вимог Програми VI Міжнародної конвенції по запобігання забрудненню із суден (MARPOL 73/78).

Випробування УПГВ б показали високу ефективність (відсоток поглинання 75-92%) вібротурбулізаційної технології з попередніми поглинанням оксидів сірки в струменевому апараті. Проведено обробку результатів з допомогою методів планування і обробки експерименту. Для оцінки ефективності очищення продуктів згоряння від оксидів сірки в струменевому апараті були проведені експерименти з використанням в якості модельного газу чистого повітря, змішаного з діоксидом сірки, і інжектруемого в потік водяної пари. З метою отримання математичної моделі, яка описує вплив витрат активної потоку модельного газу і вихідної концентрації в ньому діоксиду сірки на кінцеву концентрацію діоксиду сірки, експерименти проводилися за спеціально розробленим планом. Розробка плану здійснювалася з урахуванням рекомендацій теорії планування експерименту.

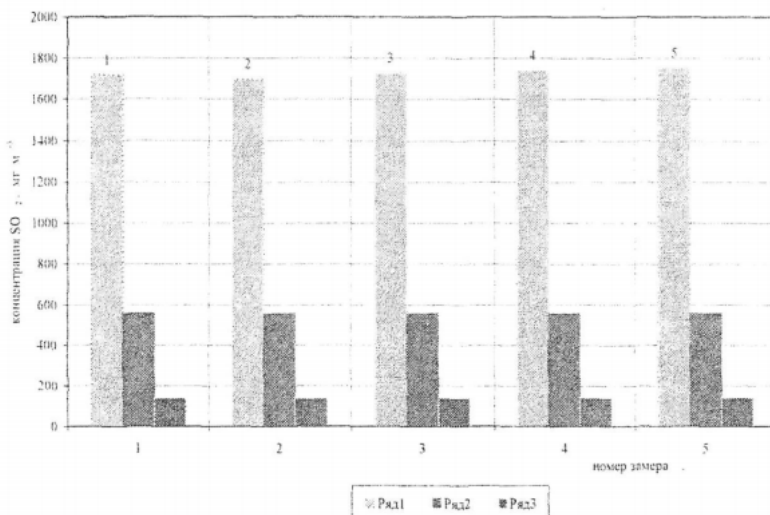


Рисунок 3 - Зміна концентрації SO₂ по газовому тракту в процесі випробувань УПГВ б: ряд 1 - точка заміру ГА 1 (до струминного апарату); ряд 2 точка заміру ГА 2 (після струминного апарату); ряд 3 - точка заміру ГА 3 (після УПГВ б)

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Возницький, І.В. Практика використання морських палив на судах: навч. для вузів / І.В. Возницький- Изд.4, испр. і доп., СПб: 2006. 124с.
2. Акулов А.К. Особливості процесів в установках адсорбційного розділення повітря. Технічні гази, 2007 -№6 - с.39.
3. Анциферов В.Н., Макаров А.М., Беклемишев А.М. Нейтралізація відпрацьованих газів - один із шляхів поліпшення екологічної обстановки. 2000 - №3. - с.150.
4. Арендарській Д.А., Коротнев А.Г., Петров В.Л. Дослідження ступеня ефективності стеклотканної каталізатора в потоці відпрацьованих газів дизеля. Двигунобудування, 2005 - №11 - С.27-29.
5. Ареф'єв М.М. Розробка принципової схеми установки для зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами суднових двигунів. XXII Сесія молодих вчених, технічні науки, Том 2, 2017. С. 192-195.
6. Белевич, А.І. Струменеві насоси-дозатори (ежектори) нових конструкцій. М.: ТОВ "Ежектор". 2002. - 89 с.
7. Мельнік Г.В. Технології зниження викидів і ресурсозбереження в двигунобудування. Двигунобудування, 2011 - №2, - С.45-46.
8. Новіков Л.А. Нові технології для досягнення перспективних норм шкідливих викидів дизелів. Двигунобудування 2009 - №2, - с.58-59.

10.31653/smf341.2020.88-96

Сорокін Р. Р., Козицький С. В.

Національний університет «Одеська морська академія»

ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ НЕНЬЮТОНІВСЬКИХ РІДИН У ГІДРОДИНАМІЧНИХ ДЕМПФЕРАХ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ

В сучасних світових економічних реаліях та тенденціях у морській галузі гостро постає проблема ефективної та якісної експлуатації судна в цілому. Відомо, що однією з найбільш напружених деталей СДУ є валопровід, який сприймає велике навантаження від усієї енергії двигуна в процесі руху судна. Вирішення проблеми надійності сучасних дизельних установок безумовно залежить, в тому числі, і від питання підвищення експлуатаційної надійності суднового валопровода.

Збудником крутильних коливань під час роботи головного двигуна в кожному окремому робочому циліндрі є момент, що створюється від дії сили тиску газів на поршень. У багатопциліндрових двигунах валопровід сприймає крутий момент від усіх кривошипно-шатунних механізмів (КШМ) циліндрів, миттєве значення якого виглядає наступним чином:

$$M = T \cdot R,$$

де R – це радіус кривошипа, T – сумарна дотична сила від усіх КШМ дизеля.

Збуджувачами є також моменти, що виникають від дій сил інерції. Змінні величини моментів від дії сили тиску газів на поршень, так само як і змінні величини від дії моментів сил інерції можуть бути представлені за допомогою ряду Фур'є. Характер крутильних коливань у системі буде змінюватися в тому випадку, якщо частота вимушених коливань буде поступово наближатися до частоти вільних коливань будь-якої форми. Під час співпадіння даних частот виникає значний приріст амплітуд коливань. Цей процес характеризує дію резонансних коливань.

Велика амплітуда крутильних коливань гребного валу викликає такі ж самі за амплітудою небезпечні коливання лопатей гребного гвинта. Нас-лідком такого явища, є пульсуючі зміни упору гребного гвинта та осьова вібрація валопровода. Вібрація може бути настільки сильною, що в результаті довготривалої дії можливе пошкодження упорного підшипника. Якщо ж коливальні рухи лопатей гребного

гвинта матимуть ще більшу амплітуду, то в конусі гребного валу, поблизу маточини гвинта виникнуть напруги крутіння, які мають ударний характер, і з досить високою ймовірністю вал може надломитися за перерізом основи конуса. Іншим наслідком великої амплітуди крутильних коливань колінчастого вала можуть бути удари та небажані контакти: мотильових шийок з підшипниками, в результаті чого заливка підшипників передчасно руйнуватиметься; в щілинах між з'єднаннями рухомих деталей ЦПП, після чого характерними наслідками можуть стати вібрація остову дизеля, стуки, шуми та зношення деталей ЦПП.

Вирішення питання гасіння амплітуд крутильних коливань валопровода потребує комплексного підходу. У науковій літературі [1] досить часто акцент робиться на першочерговій конструктивній спробі боротьби з резонансними амплітудами за допомогою засобів, таких як: зміна елементів системи та зміна послідовністю спалахів. Сучасна практика вказує на поширення використання приладів, що дістали назву заспокоювачів коливань – антивібраторів та демпферів. Антивібратори – засоби без поглинання коливальної енергії. Їх властивістю є зниження частоти вільних крутильних коливань, а отже переміщення резонансних частот на інший діапазон, відмінний від робочого. В свою чергу, демпфери – засоби з частковим поглинанням коливальної енергії та подальшим розсіюванням її в навколишнє середовище. Демпфери впливають на роботу системи через тертя. В результаті їх застосування, в системі з'являється тертя, яке сприяє зменшенню амплітуд крутильних коливань; енергія крутильних коливань перетворюється в тепло, що розсіюється в навколишнє середовище. Існує велика кількість конструкцій демпферів, що відрізняються конструктивними особливостями, які узагальнив та класифікував разом із різновидами антивібраторів професор В. П. Терських [2].

Найбільш поширеними та найзручнішими вважаються нелінійні гідро-динамічні демпфери. Компанія MANB&W рекомендує встановлювати дані пристрої на суднові двигуни свого модельного ряду, в тому числі на семи-, восьми-, дев'яти-, десяти-, одинадцяти-, дванадцятициліндрові двигуни. Що-до шестициліндрових двигунів їхнього модельного ряду, за рекомендацією компанії кращим варіантом за необхідністю є «переміщення» небезпечних частот власних коливань на діапазон, максимально віддалений від робочих експлуатаційних обертів за допомогою методу варіювання

елементами системи [3]. В багатьох випадках гідродинамічний демпфер (рис. 1) жорстко кріпиться маточиною до вільного кінця колінчастого вала двигуна, що є протилежним до валопроводу з гребним гвинтом. Між поверхнями маховика 2 та корпусом демпфера 1 існують проміжки, які заповнюються в'язкісною рідиною 3. Така рідина здатна, в результаті появи в ній сил в'язкого тертя, у випадку відносного руху маховика (інерційної маси) поглинати енергію крутильних коливань, яка пропорційна моменту в'язкого тертя та амплітуді відносних переміщень маховика. У багатьох випадках в якості високов'язкої рідини в демпферах використовують силіконові рідини, які представлені кремнійорганічними сполуками на основі поліметил-сілоксану. Ця рідина має яскраво виражену мастильну здатність та в порівнянні з мінеральними мастилами кращу в'язкісно-температурну характеристику. Також характеризується підвищеною стійкістю до окислення і більш високою температурою спалаху порівняно з мастилами на нафтовій основі [4].

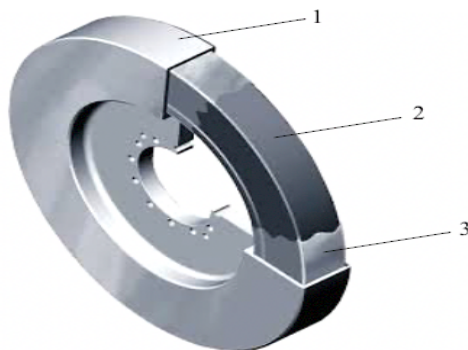


Рис. 1 Гідродинамічний демпфер

Ознакою мінеральних або синтетичних мастил, які є «ньютонівськими середовищами», тобто належать до ньютонівських рідин є лінійна залежність між напругою τ та швидкістю зсуву $\dot{\gamma}$

(див. рис. 2, А). В таких рідинах в'язкість не залежить від швидкості деформації. Встановлено, що для цих середовищ справедлива формула Ньютона:

$$\tau = \eta \cdot \dot{\gamma}, (1)$$

де η – динамічна в'язкість, параметр, що не залежить від швидкості деформації та у більшості досліджень вважається сталою величиною.

Натомість, для рідин, які є неоднорідними або вони утворені високомолекулярними молекулами чи сполуками враховується взаємодія на невеликих відстанях, в області ближнього порядку, в якій молекули відчувають досить велику взаємодію.

Молекули такої рідини структурно організовані, і тому в них, як і у твердих тіл спостерігається пружна властивість. В рідинах, які

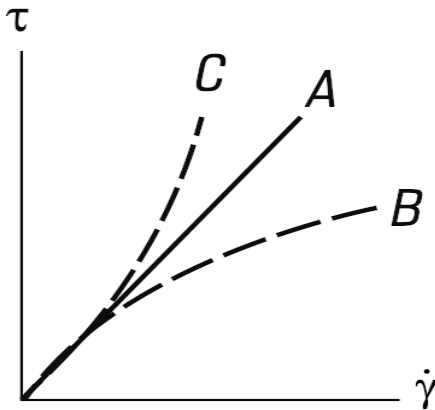


Рис. 2. Характерні криві для різних типів неньютонівських рідин:
 А – ньютонівська рідина,
 В – псевдопластична рідина,
 С – дилатантна рідина

мають велике значення в'язкості, відбувається складний характер виникаючої течії, який також зумовлений проявом її різних властивостей. В них спостерігається нелінійне співвідношення між τ та $\dot{\gamma}$ (рис. 2, В та С) та порушується закон Ньютона (1), тоді реологічне рівняння степеневого закону приймає наступний вигляд:

$$\tau = K_n \cdot \dot{\gamma}^n, (2)$$

де K_n – коефіцієнтконсистенції, який дістав назву ефективної в'язкості та у певному діапазоні градієнта швидкостей може вважатися сталим;

n – показник степеневі залежності (ступінь відхилення від ньютонівської течії).

В залежності від значень n можливо виділити різновиди реологічної поведінки рідини: $n < 1$ – псевдопластична рідина, $n > 1$ – дилатантна. За даними [1], в'язкість силіконової рідини при зміні градієнту швидкості змінюється за законом:

$$v = v_0 \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + k \cdot (dV/dz)}}, (3)$$

де v_0 в'язкість при $dV/dz = 0$; $k \approx 1,2 \cdot 10^{-2} \cdot v_0$ – коефіцієнт, що визначений емпірично. Як бачимо, при зростанні градієнта швидкості (dV/dz) зменшується коефіцієнт в'язкості. Виникаюча сила напруги (2) зменшується, тому, як висновок, силікони – псевдопластики.

У роботі [5] були розраховані загальне та середнє значення моменту сил, що виникають у силіконовому демпфері та доведено, що у випадку силіконів, при збільшенні градієнта швидкості до високих значень момент сил тертя зменшується, порівняно з ньютонівськими рідинами (3). Це вказує на те, що ефективність використання силіконових рідин під час гасіння високих значень амплітуд резонансних коливань стає низькою, більше того, нижчою, за ефективність використання для цієї ж самої мети ньютонівських рідин.

Виникає завдання, пов'язане з пошуком «наповнювача» гідроїдина-мічного демпфера, ефективнішого за ньютонівські та псевдопластичні рідини. Відповідь на це питання отримаємо з графіку (рис. 2) – можливе використання дилатантних рідин, які відрізняються від псевдопластичних тим, що зі збільшенням градієнта швидкості $\dot{\gamma}$ їх в'язкість збільшується. Дилатантний ефект може спостерігатися в матеріалах, де щільно розміщені частинки (великий вміст твердої фази) перемішані з рідиною, яка заповнює простір між ними. Якщо в системі виникають невеликі градієнти швидкості між шарами матеріалу, то рідина буде легко перетікати та мати малий коефіцієнт в'язкості. Під час великих значень градієнту

швидкості в системі рідина не встигає заповнювати вільний простір, що утворюється між рухомими частинками, і тому виникає тертя між частинками, що приводить, власне, до збільшення в'язкості. Сила тертя (4), що виникає в системі під час застосування неньютонівських рідин та діє на елементарну площу dS виглядає наступним чином [6]:

$$dP_{тер} = -K_n \cdot \left(\frac{dV}{dz}\right)^n \cdot dS, (4)$$

де K_n – ефективна в'язкість;

n – показник не лінійності. Концентрація твердої фази та розмір цієї фази у структурній матриці впливає на зміну в'язкості дилатантної рідини, тобто на значення показника n .

Розглянемо демпфер фірми «Metaldyne» для двотактних судових дизелів з наступними конструктивними параметрами: R (зовнішній діаметр) = 1030 мм; r (внутрішній діаметр) = 710 мм; L (ширина маховика) = 210 мм; h (усереднене значення проміжку між зовнішньою, внутрішньою та торцевою поверхнями) = 5 мм; Φ_0 (амплітуда крутильних коливань) = $2 \cdot 10^{-3}$ рад; ω (кутова швидкість крутильних коливань) = 10,4 рад/с. Проведемо розрахунки моменту сили тертя у демпфері, що створює неньютонівська рідина ($n > 1$) з моментом, який створюється ньютонівською рідиною ($n = 1$) для дилатантної рідини при n (1.5 та 2).

Вираз для знаходження демпфіруючого моменту беремо з роботи [7]:

$$M(t) = 2 \cdot \pi \cdot K_n \cdot \left(\frac{\Phi_0 \cdot \omega}{h}\right)^n \cdot \cos^n \omega t \cdot f_{(n)}, (5)$$

де $f_{(n)}$ – функція, що враховує конструктивні параметри демпфера

$$f_{(n)} = \frac{1}{n+3} \cdot (R^{n+3} - r^{n+3}) + R^{n+2} \cdot L + r^{n+2} \cdot L.$$

Тоді для відношення усереднених значень моментів сил тертя у демпфері, що створює неньютонівська рідина ($n \neq 1$, $n > 1$) до

моменту, який створюється ньютонівською рідиною ($n = 1$), отримуємо [7]:

$$w = \frac{1}{C} \cdot \frac{\langle M_n \rangle}{\langle M_1 \rangle} = \left(\frac{\varphi_0 \cdot \omega}{h} \right)^{n-1} \cdot \frac{f_{(n)} \cdot \langle |\cos^n \omega t| \rangle}{f_{(1)} \cdot \langle |\cos \omega t| \rangle}, \quad (6)$$

де $C = K_n/v$ – параметр, що визначає умовну сталу розглянутої неньюто-нівської рідини у порівнянні з в'язкістю ньютонівської рідини;

$\langle |\cos^n \omega t| \rangle$ – в (5) гармонійна функція, усереднення для якої в (6) має вигляд

$$\langle |\cos^n \omega t| \rangle = \frac{1}{2 \cdot \pi} \int_0^{2\pi} |\cos^n \varphi| \cdot d\varphi.$$

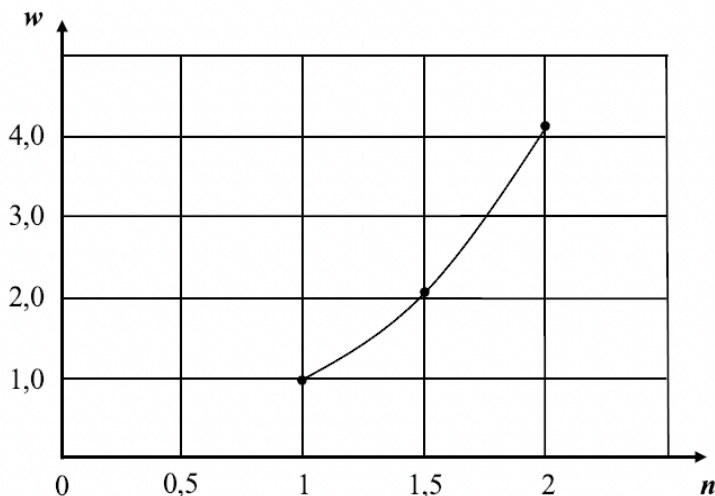
Параметр w визначає ефективність демпфера при використанні дилатантної рідини замість ньютонівської. Результати розрахунків дають:

$$n = 1, w = 1;$$

- $n = 1.5, w = 2.03;$

$$n = 2, w = 4.16.$$

Графік (рис. 3) відображає нелінійну залежність параметру w від n .



Висновки:

Розрахунки вказують на те, що ефективність гасіння демпфером резонансних амплітуд зростає, а саме, ефективність стає вищою, при зростанні значення індексу n .

Показники індексутечії n дилатантної рідини визначаються концентрацією твердої фази та її дисперсністю.

При досить великих значеннях показника ступеня n можливим є виникнення значних сил в'язкого тертя, які не дозволять відбуватися відносному переміщенню інертної маси у демпфері, і тоді його ефективність зменшиться.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

Істомін П. О. Крутильні коливання в суднових ДВЗ / П. О. Істомін. – Ленінград: Суднобудування, 1968. – 304 с.

Терських В. П. Розрахунки крутильних коливань силових установок: в 3 т. / В. П. Терських. – Л.: Судпромгіз. – 1953-1954. – Т. 1. – 259 с., Т. 2. – 215 с., Т. 3. – 200 с.

Jacobsen. Service Experience of MAN B&W Two Stroke Diesel Engines [Електронний ресурс] / Jacobsen, S. Baungaard, C. Egeberg // CIMAC Technical Paper Database. – 2014. – Режим доступу до

ресурсу: https://tecfinder.wti-frankfurt.de/tecfinder/faces/facelets/search/extended_search.jspx?_afPPL=cimac-web-nm&CODE=9jRaN2YHtRUZtDhfWvcr&DB=cimc&SUBACC_1=&SUBACC_0.

Світлий Ю. Г. Гідравлічний транспорт (монографія) / Ю. Г. Світлий, В. С. Білецький. – Донецьк: Східний видавничий дім, Донецьке відділення НТШ, «Редакція гірничої енциклопедії», 2009. – 436 с.

Козицький С. В. Підвищення експлуатаційної надійності демпферів крутильних коливань суднових дизелів / С. В. Козицький, Кіріян С. В. // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. – Одеса: ОНМА, 2012. – №30. – С. 122–128.

Алексеев В.В. Теорія і метод розрахунку нелінійного силіконового демпфера крутильних коливань з пружним кріпленням його маточини до вала / В. В. Алексеев, В. П. Терських. – Вісті вузів СРСР. – М.-Л. Машинобудування, 1966. – № 3.

Козицький С. В. Порівняння ефективності демпферів крутильних коливань колінчастого валу суднового дизеля при використанні рідин з різними реологічними властивостями / С. В. Козицький, Кіріян С. В., Швець О. І. // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. – Одеса: НУ «ОМА», 2019. – №38. – С. 107–115.

10.31653/smf341.2020.97-103

Ждеров О.Д., Козьмініх М.А.

Національний університет «Одеська морська академія»

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ РЕФРИЖЕРАТОРНОГО КОНТЕЙНЕРУ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ НАВАНТАЖЕНОГО РЕЗЕРВУ

Вибір напряму досліджень обумовлен передусім стійкою тенденцією зростання морських контейнерних перевезень, у тому числі і рефрижераторних контейнерів. Водночас, питання надійності холодильного обладнання в умовах морського судна залишається на одному з найважливіших місць. Оскільки відмова холодильної установки в період знаходження на борту судна може викликати псування вантажу і спричинити штрафні санкції до перевізника.

В якості об'єкту визначеного для детального розгляду обрано питання технічного стану холодильної установки. Головне призначення холодильної установки рефрижераторного контейнеру полягає у забезпеченні та підтримці необхідного температурного режиму у вантажному об'ємі, при цьому температура залежить від виду вантажу, що перевозиться та зовнішніх умов.

Обираючи обладнання необхідно визначити в якості базового експлуатаційного режиму режим що відповідає найбільш низькій температурі об'єкту, і з урахуванням того, що в рефконтейнерах використовуються повітряні конденсатори, найвищої температури навколишнього повітря. Враховуючи наявність різних схем і конструктивних рішень холодильних установок рефрижераторних контейнерів, зупинитися на аналізі найбільш поширених 3-х схемах, таких як MITSUBISHI, TRANSICOLD і THERMOKING.

Особливості згаданих конструкцій можливо проаналізувати за допомогою наведених нижче малюнків.

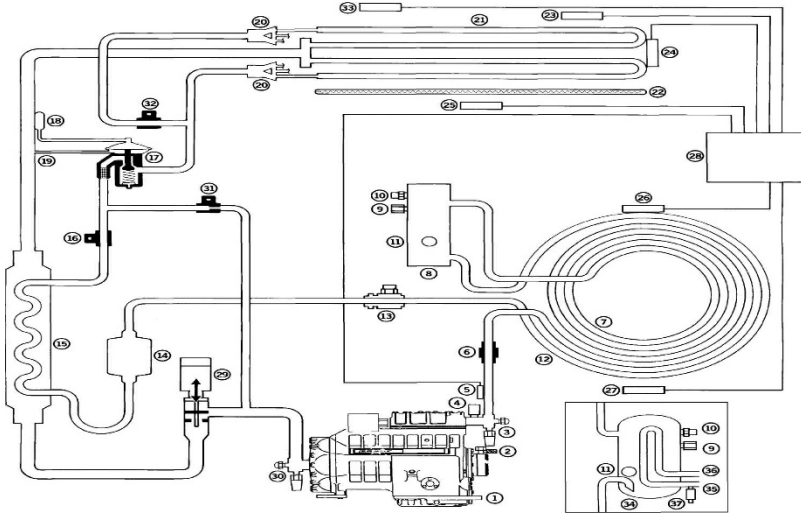


Рис. 1. Принципова схема установки Thermo King
Компоненти системи охолодження:

1 - компресор; 2 - лінія наповнення/зливу масла; 3 - нагнітальний вентиль; 4 - реле високого тиску; 5 - температурний датчик лінії нагнітання компресора; 6- контрольний вентиль конденсатора; 7 - теплообмінник конденсатора; 8 - ресивер; 9 - плавкий запобіжник (високий тиск); 10 - роз'їм для обслуговування ресивера; 11 - оглядове скло; 12 - переохолоджувач конденсатора; 13 - вентиль на рідинній лінії; 14 - осушувач (фільтр-осушувач); 15 - теплообмінник; 16 - соленоїдний вентиль; 17 - розширювальний клапан (трв); 18 - чутливий елемент трв; 19 - зрівняльна лінія; 20 - дистриб'ютор; 21 - котушки випарника; 22 електричні обігрівачі; 23 - датчик поворотного повітря; 24 - датчик розморожування; 25 - датчик припливного повітря; 26 - датчик конденсатора; 27 - датчик навколишнього середовища; 28 - tr-3000 контролер; 29 - kvq-вентиль (регулятор тиску випарника); 30 - всмоктуючий вентиль; 31 - вентиль рідкого упорскування; 32 - осушувальний електромагнітний клапан; 33 - датчик вологості; 34 - конденсатор-ресивер з водяним охолодженням; 35 - муфта подачі води; 36 - муфта виходу води; 37 - реле тиску води.

Виключно позитивними сторони цієї схеми:

- передова конструкція холодильної системи;
- контролер, що дозволяє зручно регулювати необхідні параметри;

- опціональне наявність функціональних елементів системи, що дозволяють безпечно і безперебійно оперувати системою.

Як переваги конструктивно-схемного рішення запропонованого фірмою Mitsubishi можуть бути поіменовані такі:

- установка має передові і загальноприйняті методи регулювання холодопродуктивності;
- можливість регулювання енергоспоживання є вагомим аргументом з точки зору економії;
- застосування електронного дросельного вентиля веде до підвищення точності регулювання.

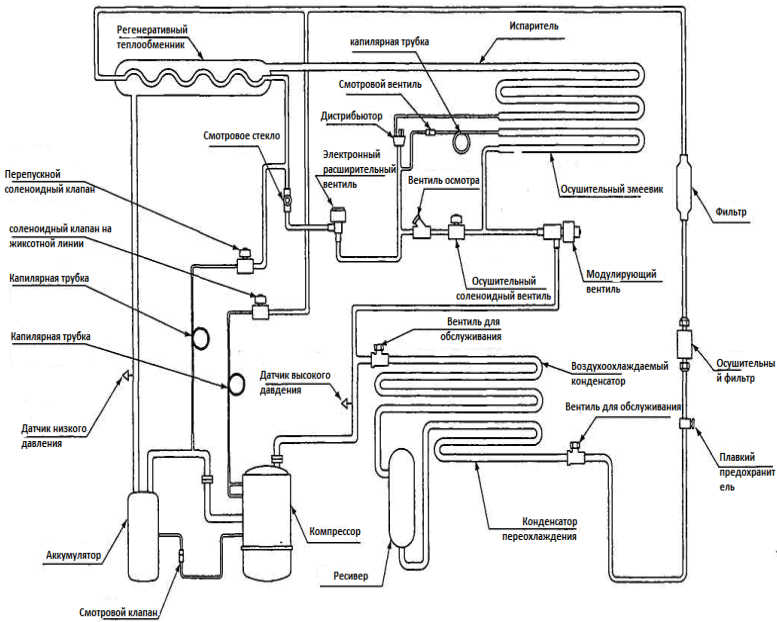


Рис. 2. Принципова схема холодильної установки Mitsubishi.

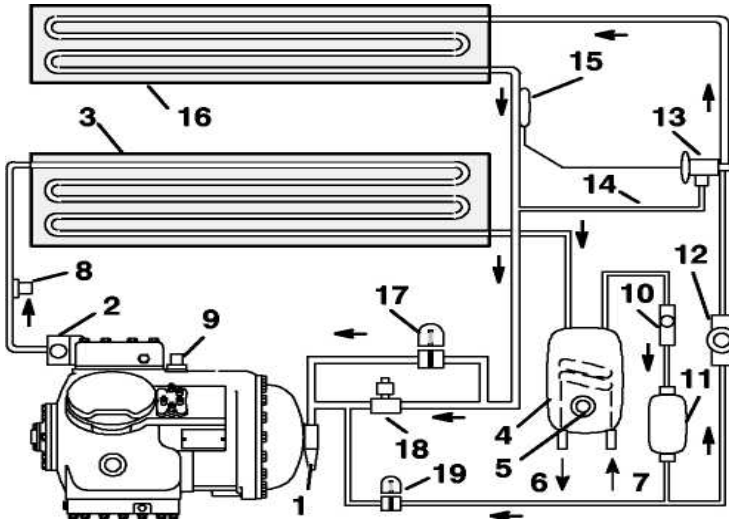


Рис. 3. Схема установки Carrier transicold

Складові установки Carrier transicold: 1 - всмоктуючий вентиль; 2 - нагнітальний вентиль; 3 - конденсатор з повітряним охолодженням; 4 - конденсатор з водяним охолодженням (або ресивер); 5 - оглядове скло; 6 - вихід води; 7 - вхід води; 8 - запобіжний вентиль (сторона високого тиску); 9 - запобіжний вентиль (сторона низького тиску); 10 - клапан рідинної лінії; 11 - фільтр-осушувач; 12 - індикатор вологості-рідина; 13 - розширювальний вентиль; 14 - урівнює лінія; 15 - чутливий елемент; 16 - випарник; 17 - всмоктуючий електромагнітний вентиль; 18 - модулюючий електромагнітний вентиль; 19 - гасящий вентиль (електромагнітний або термостатичний).

До достоїнств розглянутої схеми можна віднести:

- традиційну і просту в обслуговуванні схему холодильної машини,
- гнучку систему настройки регульованих параметрів .

До недоліків :

- відсутність очевидних переваг над установками того ж типу та вартості.

Суднові холодильні установки різного призначення в даний час експлуатуються велику частину часу без безпосереднього втручання оператора. Внаслідок чого кваліфіковане технічне обслуговування стає можливим тільки при заході судна в порт має відповідну технічну базу і фахівців, у зв'язку з цим питання надійності суднових

холодильних установок та систем охолодження продовжують залишатися актуальними, Одночасно необхідно враховувати особливі вимоги до надійності цих об'єктів, зумовлені специфікою умов експлуатації.

Під надійністю слід розуміти властивість об'єкта зберігати в часі працездатність в заданих умовах застосування, технічного обслуговування, ремонту, зберігання і транспортування називають.

Для визначення надійності об'єктів необхідно розглянути кількісні характеристики цієї властивості, які називають показниками надійності. Для холодильного обладнання вибирають показники надійності характеризують три властивості - безвідмовність, довговічність і ремонтпридатність.

Оскільки на суднову холодильну установку, як правило, діють недетерміновані фактори, то і стан її буде невизначеним.

При вирішенні завдань забезпечення надійності складних систем, що складаються з великої кількості ланок, коли кожна ланка може мати відмінну від сусідніх схему і властивості, процедура розрахунку показників надійності досить складна. Як правило, реальна система має таку структуру сполуки та взаємодії елементів, яка не може бути зведена ні до паралельно-послідовною, ні до послідовно-паралельної схемами для яких розроблено принципи розрахунку показників, що визначають надійність.

У зв'язку з цим при вирішенні задач надійності в складних системах доцільно використовувати логіко-ймовірнісний розрахунок за допомогою дерева відмов. Розглянутий метод заснований на логіко-ймовірнісній моделі причинно-наслідкових зв'язків відмов системи з відмовами її елементів та іншими подіями (впливами).

При аналізі виникнення відмов, дерево відмов складається з послідовностей і комбінацій порушень і несправностей і являє собою багаторівневу графологічну структуру причинних взаємозв'язків, отриманих в результаті простежування небезпечних ситуацій у зворотньому порядку. Доцільно виділяти складові частини системи (вузли холодильної установки) ймовірність безвідмовної роботи яких нижче ніж в інших і, розглядаючи їх більш детально, визначати період нормальної роботи для всієї установки.

У розглянутому способі реалізований дедуктивний метод (причини-наслідку), що наділяє метод самими серйозними можливостями по пошуку кореневих причин відмови системи, так як

дає наочну і докладну схему взаємозв'язків елементів і подій, які впливають на їх надійність.

При використанні дерева відмов слід враховувати, що воно являє собою схему булевої логіки, на якій показують тільки два стани: Робочий і відмовила, важко врахувати стан часткової відмови, оскільки при використанні методу вважають, що система знаходиться або в справному стані, або у стані відмови.

До головних частин холодильної установки рефрижераторного контейнера відносяться:

- компресора ;
- Повітряний конденсатор;
- Повітроохолоджувач;
- Регенеративний теплообмінник (РТО);
- Ресивер – водяний конденсатор;
- Терморегулюючий вентиль (ТРВ);
- «Регулюючі клапана» ;
- Мікропроцесор;
- Фільтр – осушувач.

Зі всіх вузлів холодильної установки рефрижераторного контейнера найчастіше відмови пов'язані з виходом з ладу компресора. Середній робочий час складає 50%. Статистичні данні що наведені у відкритих джерелах дозволяють визначити наступні середні значення основних показників надійності холодильних компресорів:

- параметр потоку відмов λ , 1/рік – 0,015;
- середній час відновлення τ_B , год – 20;
- інтенсивність відновлення μ , 1/год - $5 \cdot 10^{-2}$.

Вони найбільш критичні, у порівнянні з іншими елементами холодильної установки.

Виходячи із цього можливо зробити висновок, що у першу чергу потрібно забезпечити підтримку температурного режиму в вантажному об'ємі контейнеру під час ремонту. Для цього можливо запропонувати схему, що передбачає підключення компресора від сусіднього контейнера, яка наведена на рис. 4.

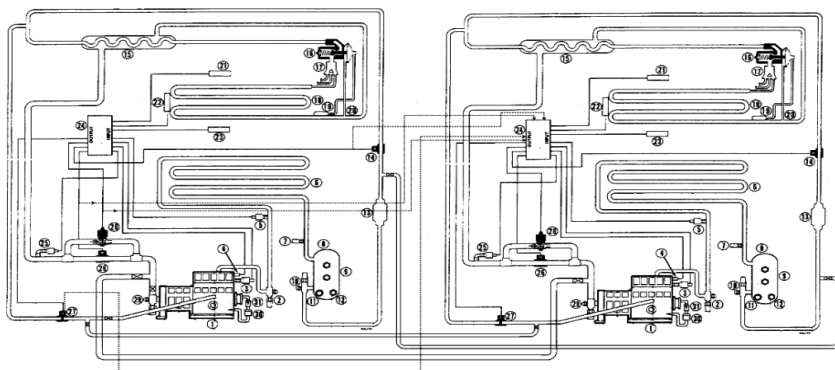


Рис. 4. Схема підключення компресора від сусіднього контейнера.

На ній показані: компресор; повітряний конденсатор; повітроохолоджувач; регенеративний теплообмінник (РТО); ресивер – водяний конденсатор; терморегулюючий вентиль (ТРВ); «регулюючі клапана»; мікропроцесор; фільтр – осушувач. Для цього робимо врізки, приєднуємо кабельне керування, об'єднуючи обидві холодильні установки, перевіряємо надійність вузлів.

Таким чином можливо запропонувати введення у суднову систему охолодження рефрижераторного контейнеру ланки навантаженого резерву, як одного із заходів підвищення надійності як самої системи так і її окремих елементів.

Ланка навантаженого резерву дає змогу забезпечити збереження потрібної якості вантажу, що транспортується в контейнері .

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Межгосударственный стандарт ГОСТ 27.301-95. Надежность в технике. Расчет надежности. Основные положения.
2. Танирбергенава А.А. Расчет надежности многоэлементных систем. -Сб. Трудов Кар.ГТХ, 2011, с.с. 83-85.
3. Военный справочник по стандартизации США MIL-HDBK-472. Прогнозирование ремонтпригодности.
4. Козьминых Н.А., Андрианов Д.В. Методы оценки надежности судовых холодильных установок в процессе эксплуатации. Научно-технический сборник "Судовые энергетические установки"., вып. 28, Одесса 2011
5. Капур К., Ламберсон Л. Надежность и проектирование систем., Москва 1980

10.31653/smf341.2020.104-109

Шерстяников К.А., Кардаш В.П.
Національний університет «Одеська морська академія»

УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСАМИ ТЕРТЯ В СУДНОВИХ ДОПОМІЖНИХ МЕХАНІЗМАХ

До недоліків суднових допоміжних механізмів (СДМ) існуючих конструкцій слід віднести той фактор, що енергетичне обладнання, якими вони оснащені є потужними місцевими джерелами шуму і вібрації. Слід також зазначити, що всі СДМ, як правило, жорстко з'єднані з елементами набору корпусу судна і, таким чином, сприяють зростанню загального рівня шуму і вібрації. Схеми компонування і встановлення СДМ показують, що в основному вони згруповані в носовій і кормовій частині судна, що обумовлює виникнення додаткового навантаження на вузли СДМ в залежності від крену, диференту і місця розташування СДМ щодо центра ваги судна.

Ці процеси відображаються, на контактуючих поверхнях елементів і від їх інтенсивності залежить надійність і довговічність роботи СДМ.

Підвищення ефективності вузлів тертя елементів СДМ здійснюється при використанні нових теорій, матеріалів і технологій.

Несуча спроможність вузлів тертя визначається такими факторами як: питомий тиск на площу контакту, мінімальна товщина масляної плівки між виступаючими гребнями шорсткості поверхонь деталей, що труться, в'язкість масла, а також залежить від форми вхідних поверхонь, що утворюють мастильний зазор. Оскільки навантаження на робочі поверхні; тертя має динамічний характер, це призводить до зменшення масляного шару і, як наслідок, виходу з ладу вузлів тертя. Тому треба шукати нові способи підвищення здатності навантаження вузлів, зокрема віддалення однієї поверхні від іншої, що збільшує не тільки товщину масляної плівки, але і її реологічну характеристику мастильного матеріалу.

Термін служби СДМ досить високий і досягає 20 – 40 тис.г роботи без розробки протягом п'яти і більше років. Надійність СДМ в значній мірі залежить від стану підшипникових вузлів, в яких зазвичай використовуються підшипники кочення.

Таким чином, контроль за інтенсивністю протікання процесів на робочих поверхнях і управління цими процесами в період експлуатації СДМ дозволить підвищити надійність їх роботи.

У роботах, виконаних у Одеській національній морській академії під керівництвом С.А. Ханмамедова була запропонована жидкокристалічна модель мастильного шару. Управління структурою мастильного шару в підшипникових елементах дозволить забезпечити працездатність цих вузлів в діапазоні швидкостей від нуля і до десяти метрів за сек. Вперше було виміряно розклинюючий тиск в мастильних матеріалах на конструкційних матеріалах використовуваних в СДМ.

Вибір необхідного типорозміру підшипника зазвичай проводиться за спрощеною схемою оціночних розрахунків: обчислюється еквівалентне навантаження попередньо обраного типу підшипника. Довговічність визначається виходячи з контактної витривалості робочих поверхонь підшипника. Вихід з ладу підшипника з причин, які не мають відношення до контактної втоми, розрахунку, як правило, не піддаються.

Надійність підшипникового вузла визначається його безпекою та довговічністю.

Економічним показником надійності може служити сума витрат, пов'язаних з виготовленням і експлуатацією СДМ, віднесена до тривалості його експлуатації:

$$K_3 = \frac{Q_H + Q_3}{T_3},$$

де K_3 – економічний показник надійності, усл. ед./г

Q_H – вартість виготовлення нового механізму, усл. ед

Q_3 – підсумкові витрати на експлуатацію, ремонт і обслуговування механізму, усл. ед

T_3 – період експлуатації механізму

У більшості випадків з точки зору вигідно використовувати більш надійний виріб, навіть в тих випадках, якщо до нього не пред'являються високі вимоги безпеки за умовами експлуатації, тобто експлуатаційна складова витрат має зазвичай значну величину.

Широкий діапазон умов і режимів експлуатації, а також варіація початкових показників якості механізму призводить до значної

дисперсії в швидкостях, втрати ним працездатності і відповідно досягнення механізмом граничного стану.

В даний час один ефективних способів для підвищення зносостійкості вузлів тертя є нанесення на поверхню деталей тонкої молекулярної захисної плівки, організованої в результаті хімічного або адгезійного зв'язку. Присутність в зоні тертя такої плівки істотно змінює протікання ній триботехнічних процесів.

Основними механізмами впливу тонкої плівки можна вважати наступне:

Створюється позитивний градієнт механічних властивостей по товщині плівки, зрушення матеріалу в плівці відбувається з невеликим опором;

Змінюється характер змочування і розтікання мастильних матеріалів;

Більшість неметалевих покриттів, що представляють собою складні органічні сполуки, є орієнтантами мастильного матеріалу, упорядковують і створюють структуру в змачувальному матеріалі.

Дослідження кінетики мастильного шару, вимірювання товщини плівки, висадженої на поверхні сталі ШХ-15, приводилися еліпсометричним методом[1].

Нанесення такого покриття призводить до зміни енергетичних характеристик поверхні, що підтверджують шляхом вимірювання роботи виходу електрона з металу.

Величина роботи виходу електрона є однією з фундаментальних характеристик фізико-хімічних властивостей металів. Цю величину широко використовують при вивченні явищ адсорбції і десорбції.

Для визначення енергетичних характеристик поверхні металів здійснювався вимір крайового кута змочування. Методом крайового кута змочування поверхнева енергія матеріалу визначається за вимірюваннями розтіканнями розтікання краплі мастила з відомою поверхневою енергією.

Внутрішня межа шару відповідає початку зміни структури рідини в об'ємі. Прагнення поверхні зменшити свою енергію обумовлює і прагнення до зниження поверхневого натягу. Тверді тіла, як правило, зменшують свою поверхневу енергію за рахунок цієї складові завдяки адсорбції інших речовин. До цього здатні і рідини, на поверхні яких, завдяки прагненню зменшити поверхневу енергію, відбувається, крім того, певне орієнтування молекул.

Слід зазначити, що на характер контакту двох тіл і виникнення фрикційних зав'язків впливає не тільки мікрорельєф, а й тонкий (субмікро) рельєф, пов'язаний з виникненням, розвитком і взаємодією дислокацій. Відповідно до уявлень фізики твердого тіла поверхня реального кристалічного тіла являє собою складну систему блоків і виходів окремих груп дислокацій.

Одним з показників зносу, відповідно до загального принципу підходу що до оцінки ступеня зношування є:

Інтенсивність зношування $I_h = dh/dS$ (мкм/м) – відношення величини зносу до відносного шляху тертя на якому відбувалося зношування.

До теперішнього часу немає єдиного підходу у визначенні енергетичних витрат на подолання сил опору в ланках СДМ. Всі дослідники показують, що енергетичні витрати у вузлах ланок СДМ в значній мірі залежить від витрат на подолання сил тертя. У цих же дослідженнях показано, що процес тертя реалізується в змащувальному шарі вузлів СДМ товщина яких коливається від кількох мономолекулярних шарів до 20 мкм. При цьому пристінковий масляний шар – епітропний рідкий кристал.

При аналізі поведінки мастильних матеріалів виявляється фізична нелінійність коефіцієнта в'язкості, звертає на себе увагу той факт, що всі вони є дисперсними системами, коефіцієнт в'язкості зменшується з ростом швидкості зсуву.

Таким чином, відкривається можливість зменшення витрат на тертя впливом на дисперсну систему, що дозволяє зменшити величину напруги зсуву, тобто скоротити енергетичні витрати на подолання сил опору.

Як показують дослідження проведені в НУ «ОМА» (Поповський Ю.М., Ханмамедов С.А.) величина розклинюючого тиску залежить в значній мірі від структурної складової $P_s(h)$, величиною якої можливо управляти шляхом нанесення орієнтанта структури мастильного матеріалу на робочу поверхню зони тертя. [3]

Величина сили тертя може бути знижена за рахунок застосування сучасних технологій управління процесами тертя на робочих поверхнях деталей СДМ.

Використання орієнтанта структури мастильного матеріалу дозволяє знизити інтенсивність зношування. Абсолютне значення зниження інтенсивності зношування залежить від типу застосованого орієнтанта і технології його нанесення.

Застосування фторорганічних сполук в якості орієнтанта структури мастильного матеріалу вузлів СДМ вирішує два завдання:

Підвищує несучу здатність мастильного шару за рахунок того, що деякі фотографічні сполуки є орієнтантами, що упорядковують структуру мастила і є бар'єрним покриттям, яке утримує мастильний матеріал в зоні тертя і тим самим покращує умови роботи вузлів, що труться на пускових і перехідних режимах роботи СДМ.

Найбільш ефективно в даний час використовувати покриття для підшипників кочення, оскільки технологія обробки їх досить проста.

Підвищення довговічності вузлів СДМ досягається зменшенням їх інтенсивності зношування. Так при досягненні інтенсивності зношування $I_h = 10^{-12}$ можливо отримання СДМ, яке не потребуватиме ремонту протягом усього життєвого циклу судна.

Для цього в вихідних вузлах необхідно реалізувати в пристінному мастильному шарі гомеотропну структуру мастильного матеріалу. Для реалізації гомеотропної структури пристінного шару мастильного матеріалу обрано орієнтант:СФК-180-05. Це високомолекулярне фтористе з'єднання розчинене у хладоні R-113. Має в'язкість $\nu = 800$ сСт, щільність $1,9150$ г/см³, коефіцієнт переломлення $n = 1,3054$.

Створення плівки орієнтанта на попередньо знежиреній поверхні деталей СДМ відбувається безпосередньо шляхом занурення деталі в розчин названого орієнтанта в хладоні на 3хвилини. Після закінчення зазначеного часу, деталь витягувалась з розчину і сушилась в повітряному середовищі при температурі 18-25 °С. Через 10 хвилин на робочу поверхню наносився базовий мастильний матеріал і деталь надходила на збірку вихідного вузла [4, 5].

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

Ханмамедов С. А., Заблоцкий, Поповський К). М. Связь ориентационной упорядоченности в пристенных слоях со «смазочной способностью» // Вопросы физики формообразования и фазовых превращений. Калинин: КГУ. 1989. С. 49-57.

Поповський Ю. М., Ханмамедов С. А., Сагин С. В. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения // Судовая энергетика: научн.техн. сб. Одесса: 0 . 1994. Л93.С. 26-27.

Дерягин Б. В. , Поповський ю. М. Жидкокристаллическое состояние граничных слоев некоторых полярных жидкостей // Колоид. Журн. 1982. Т. 44. Ж9 5. С. 863-870.

Кардаш В. П. Ханмамедов С. А. Повышение эффективности эксплуатации судовых устройств // Суднові енергетичні установки: навч. - техн. сб. Одеса: 0 . 2007. Вип.. 18. С. 70-77.

Кардаш В. П., Худенко Г. О. Підвищення ефективності експлуатації судових пристроїв морських суден // Суднові енергетичної установки: nabs. - Text. сб. Oziesca: Ну OMAN . 2018. Bun.. Inge 38. CI. 98-100

10.31653/smf341.2020.110-116

Бузовський В.А., Орудін М.О.
Національний університет «Одеська морська академія»

ХІМІЧНА ОБРОБКА СУДНОВИХ ПАЛИВ

Ефективність і економічність роботи транспортних суден прямо залежить від витрат на паливо, частка яких в загальних фінансових витратах на експлуатацію судна займає перше місце [1]. Оптимізація витрат палива і підвищення ефективності його використання за рахунок активації його енергетичних характеристик сприяє збільшенню функціонування всієї пропульсивної установки.

Відповідно до стандарту на паливо DISDP-8217, розробленого міжнародною організацією по стандартизації ISO, в суднових двигунах внутрішнього згоряння використовуються два сорти дистильованого палива – чисте дизельне паливо DMB і змішане паливо DMC, а також очищене паливо RM. Важкі сорти мають більш низьку вартість в порівнянні з легкими, що визначає їх використання в суднових дизелях для скорочення фінансових витрат на придбання палива. Також необхідно відзначити, що важкі сорти палив застосовуються для забезпечення роботи суднових дизелів на всіх режимах роботи, в тому числі на режимах пуску та реверсування. Надійна експлуатація дизелів в таких умовах неможлива без процесу паливопідготовки. Підготовка палива до використання в суднових дизелях проводиться комплексно, починаючи з прийому палива на судно і закінчуючи його подачею в циліндр двигуна [2].

На даний момент конструктивне і технологічне виконання суднових двигунів внутрішнього згоряння досягло своєї досконалості, що забезпечує мінімальні питомі витрати палива даних типів теплових двигунів в порівнянні з іншими (паровими котлами та газовими турбінами). Тому хімічна обробка палива (або використання присадок до палива) вважається одним із шляхів підвищення паливної економічності дизелів.

Вивченню впливу паливних присадок на характеристики теплових двигунів присвячена велика кількість робіт, при цьому питання використання присадок розглядаються навіть у таких енергоємних і відповідальних областях енергетики, як ядерна.

Присадки до суднових палив в даний час набули досить широкого поширення на судах, однак результат їх застосування не завжди отримує однозначну оцінку. Це пов'язано з різними

причинами, які, перш за все, залежать від характеристик суднового дизеля і елементів його паливної системи, а також від забезпечення правильної технології використання присадок.

У зв'язку з цим метою дослідження було визначення впливу паливних присадок на енергетичні, економічні та екологічні параметри роботи суднового двигуна внутрішнього згорання.

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.

Дослідження в умовах морського судна дедвейтом 51187 тонн були проведені в паливній системі дизеля 6N21L фірми Yanmar. До складу суднової енергетичної установки входило три названих дизеля, що використовуються в якості дизель-генераторів. Це дозволило два дизеля використовувати для проведення експериментів, а один залишати в якості «контрольного». Схема паливної системи дизелів наведена на рис.1. З метою забезпечення експерименту паливна система була дообладнана витратоміром 3 і дозатором присадки 4. Така організація подачі присадки в паливну систему забезпечувала необхідну дисперсію і рівномірний рівень її розчинення в паливі[3].

Двигуни при дослідженнях працювали в паралельному режимі, що дозволяло підтримувати однакове навантаження як на «експериментальних», так і на «контрольному» дизелі. Її величина становила $N_e=300...600$ кВт при номінальній потужності дизель-генераторів $N_{enom}=680$ кВт. Потужність дизелів N_e визначалася за виразом $N_e=N_g/\eta_g$ (де N_g – потужність генератора, кВт, η_g – коефіцієнт корисної дії генератора). Значення N_g знімалася з ватметра, розташованого на панелі управління дизель-генератора, а величина η_g приймалася з паспортних характеристик дизель-генератора і становила $\eta_g=0,915$. Для розрахунку величини питомої ефективної витрати палива b_e по вимірнику рівня (позиція 7 на рис.1), розташованому на кожній витратній цистерні (позиція 8 на рис. 1) визначалася поточна витрата палива $S_{пал}$.

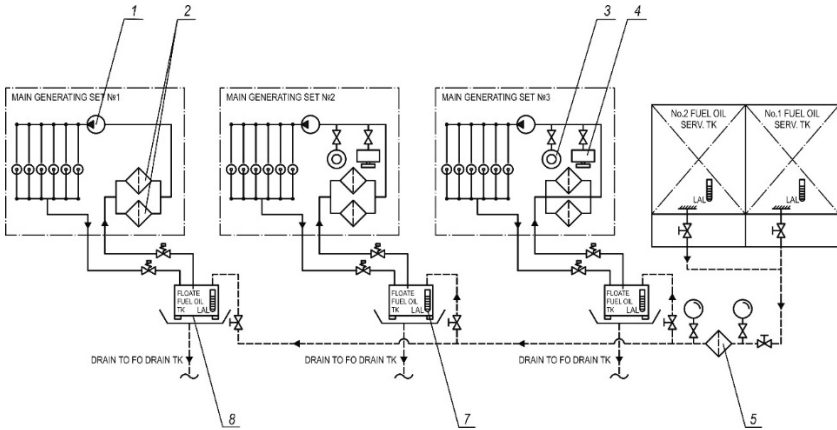


Рис. 1. Судова паливна система (фрагмент):

- 1 – паливний насос високого тиску; 2 – паливні фільтри тонкого очищення;
 3 – витратомір; 4 – дозатор присадки; 5 – паливний фільтр грубого очищення; 7 – вимірювач рівня; 8 – витратна цистерна

Рівень дозування присадки варіюється в широких межах і залежить від призначення присадки і характеристик паливної системи, в якій вона використовується. Оптимальний діапазон дозування присадки визначається експериментально, в зв'язку з цим при дослідженнях вибиралися такі співвідношення присадки і базового палива – 1:2000, 1:3500, 1:5000, 1:6500 і 1:8000. При цьому найменше значення питомої ефективної витрати палива було отримано при концентраціях 1:3500 і 1:5000, які і були прийняті для подальших досліджень. Графічні залежності питомої ефективної витрати палива be дизеля 6N21L від його відносної потужності Ne/N_{e0m} для різних концентрацій присадки в паливі показані на рис. 2 [4].

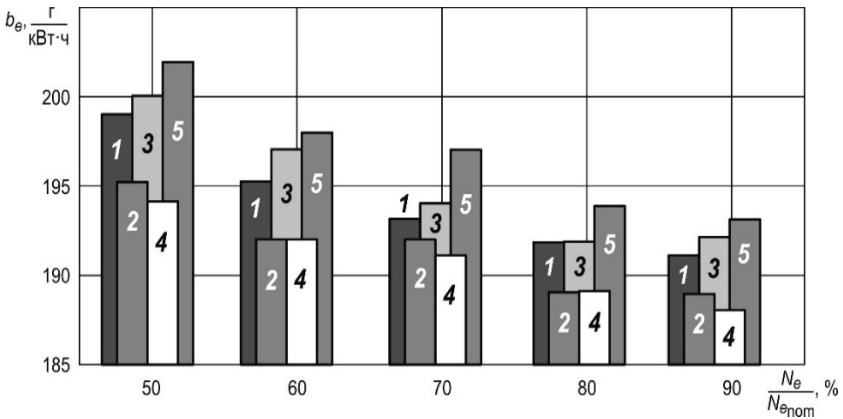


Рис. 2. Залежності питомої ефективної витрати палива b_e дизеля 6N21L від його відносної потужності $N_e/N_{e,ном}$ для різних концентрацій присадки в паливі: 1 – 1:2000; 2 – 1:3500; 3 – 1:6500; 4 – 1:5000; 5 – 1:8000

Експериментально отримані результати, що підтверджують зниження питомої ефективної витрати палива при використанні присадок до палива, свідчать про інтенсифікацію процесу сумішоутворення і згоряння. При цьому відзначимо, що для різної концентрації присадки в базовому паливі спостерігається різне значення зниження питомої ефективної витрати палива.

Однією з характеристик, що визначають як якість протікання робочого циклу в циліндрі дизеля, так і ступінь теплової напруженості його деталей, є температура газів на виході з двигуна. Найбільш часто її вимірюють в випускній магістралі після газотурбонагнетача. На рис. 3 показані залежності усередненої по всіх циліндрах температури газів на виході з дизеля твг від його відносної потужності $N_e/N_{e,ном}$. Вимірювання виконувалися як для «контрольного» дизеля, так і «експериментальних» дизелів, які працювали на паливі з оптимальної концентрації присадки (1:3500 і 1:5000).

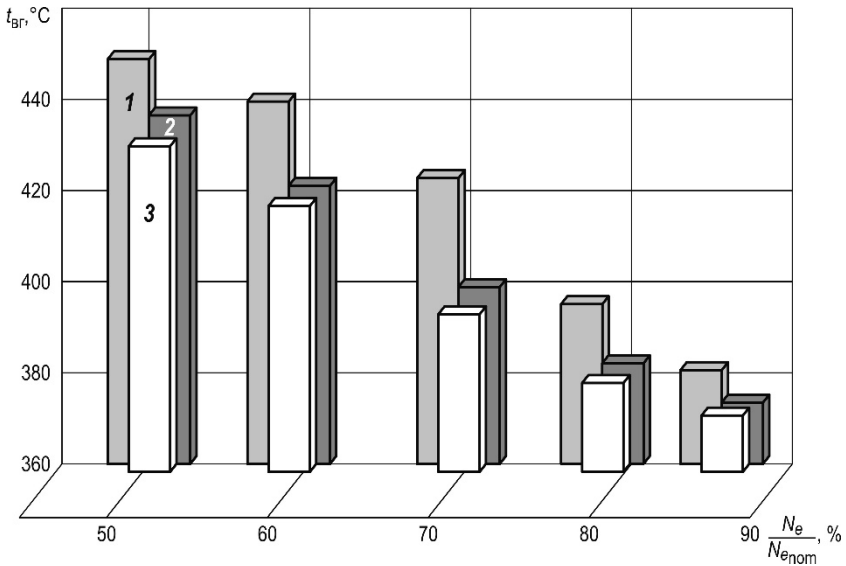


Рис. 3. Залежність усередненої температури випускних газів $t_{вг}$ по циліндрах дизеля 6N21L від його відносної потужності $N_e/N_{e_{nom}}$:

1 – «контрольний» дизель; 2 – «експериментальний» дизель (концентрація присадки 1:3500); 3 – «експериментальний» дизель (паливо з концентрація присадки 1:5000)

Як видно з рис. 3, застосування 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 [5].

Також слід зазначити менше відхилення температури газів по циліндрах дизеля від його усередненого значення t_{cp} при використанні присадки до палива. Так, для «контрольного» дизеля (при значенні відносної потужності дизеля $N_e/N_{e_{nom}}=78\%$) при величині $t_{cp}=397^\circ\text{C}$ цей параметр склав $\Delta t_{cp}^+=13^\circ\text{C}$, $\Delta t_{cp}^-=10^\circ\text{C}$, а для одного з «експериментальних» при $t_{mid}=380^\circ\text{C}$ – $\Delta t_{cp}^+=8^\circ\text{C}$, $\Delta t_{cp}^-=6^\circ\text{C}$ (рис. 4).

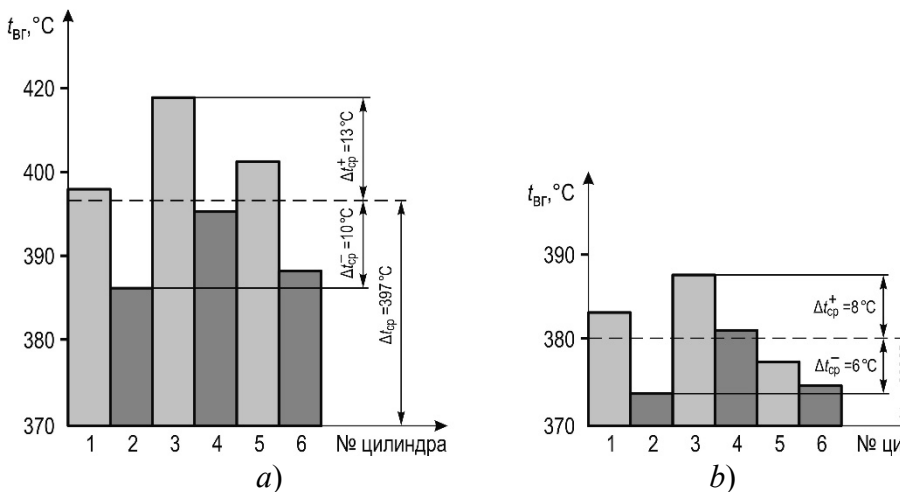


Рис. 4. Неузгодженість температури випускних газів t_{Br} по циліндрах суднового дизеля 6N21L при різних умовах проведення експерименту:
 а) «контрольний» дизель (без використання паливної присадки);
 б) «експериментальний» дизель (при використанні паливної присадки)

Наведені результати дозволяють зробити наступні висновки.

1. Хімічна обробка палива призводить до підвищення паливної економічності суднового дизеля. Наприклад, при цьому на різних режимах роботи суднового чотиритактного дизеля можливо досягти зниження питомої витрати палива від 3,5 до 5,8 %.

2. Максимальне підвищення паливної економічності відбувається в діапазоні 50...60 % навантаження дизеля, тобто режимів, що характеризуються найбільшим експлуатаційним періодом роботи, а також підвищеної теплової напруженістю. Використання паливних присадок не тільки знижує загальні витрати палива, але і сприяє зниженню температури випускних газів на 3,3...7,2 % і зменшує її відхилення по циліндрах дизеля, вирівнюючи таким чином теплове навантаження по окремих циліндрах.

3. Застосування присадок до палива сприяє поліпшенню технічного стану деталей циліндропоршневої групи дизеля і його газовипускної системи і на 20...25 % знижує трудомісткість робіт на проведенні моточіткі дизеля.

4. Концентрація присадки має оптимальне значення, визначається експериментально і залежить від характеристик дизеля і використовуваного палива.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сагін С. В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури суднових дизелів /С. В. Сагін // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА», 2018. – С. 139-149.

2. Спиркин В.Г. Экологические проблемы применения топлив с присадками / В.Г. Спиркин, И.И. Ткачев, П.А. Татарышкина // Вестник национального авиационного университета. – 2009. – Т. 1. – № 38. – С. 68-79.

3. Заблоцький Ю. В. Зниження теплової напруженості суднових дизелів за рахунок використання присадок до палива/Ю. В. Заблоцький // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА», 2018. – С. 76-87.

4. Zablotsky Yu. V. The use of chemical fuel processing to improve the economic and environmental performance of marine internal combustion engines/ Yu. V. Zablotsky // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”. Part 1. August 31, 2019. Beijing, PRC. – P. 131-138. DOI. 10.34660/INF.2019.15.36257.

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

10.31653/smf341.2020.117-124

Polovinka E.M., Tabulinskiy I.N., Muradyan P.S.
National University “Odessa Maritime Academy”

RESEARCH OF STARTING MODES OF THE RT-FLEX ENGINE

Starting modes are one of the most critical in the operation of marine diesel engines. Under the unsteady conditions of the flow of working processes, it is difficult to ensure their quality indicators. Of particular importance is the reliability in maneuvering. The foregoing relates, first of all, to fuel injection, which determines to a large extent the combustion process and all the operational characteristics of a diesel engine.

Typical start-ups are the first fuel supply cycles [1], presented in Fig. 1 by the oscillograms of the nozzle needle movement. An oscillatory process is observed, accompanied by a partial rise of the needle. This increases the duration of injection, and an incomplete rise leads to a throttling of the fuel flow in the section under the needle. The atomization pressure decreases, the conditions of mixture formation deteriorate, which, along with the low parameters of the air charge, adversely affects the characteristics of the working process up to skipping the ignition.

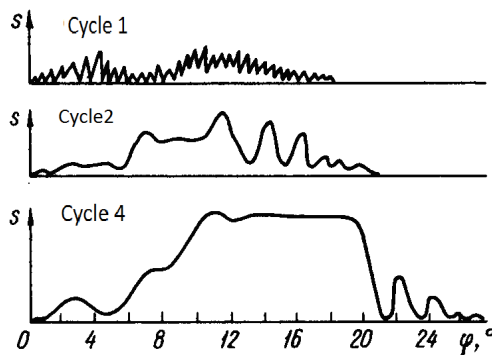


Fig. 1. Fuel supply when starting a diesel engine

If starting modes for diesel engines with traditional fuel supply systems have been studied to a large extent, the features of the working processes of electronically controlled diesel engines with accumulator's fuel injection systems have not been studied. Therefore, the research of the starting conditions of RT-flex engines, related to the indicated type of diesel engine, is an urgent task and is of interest both for engine building and the operation of this class of diesel engine.

The start-up features of RT-flex engines are connected, as mentioned above, with the use of an accumulator's (Common Rail –CR) fuel injection systems and computer control of this system and the entire engine.

An experimental study of working processes was performed on a Wartsila 6 RT Flex 50 B marine diesel engine with a rated power of 9960 kW. During testing, the engine was powered by IFO 380 fuel. Recording of working processes was carried out by the standard Wartsila system - Flex View.

The diagram of the fuel injection system of RT-flex engines is shown in Fig. 2. A high-pressure fuel pump (HPFP) driven by an engine supplies fuel to the accumulator (Common Rail) with a pressure of up to 1000 bar.

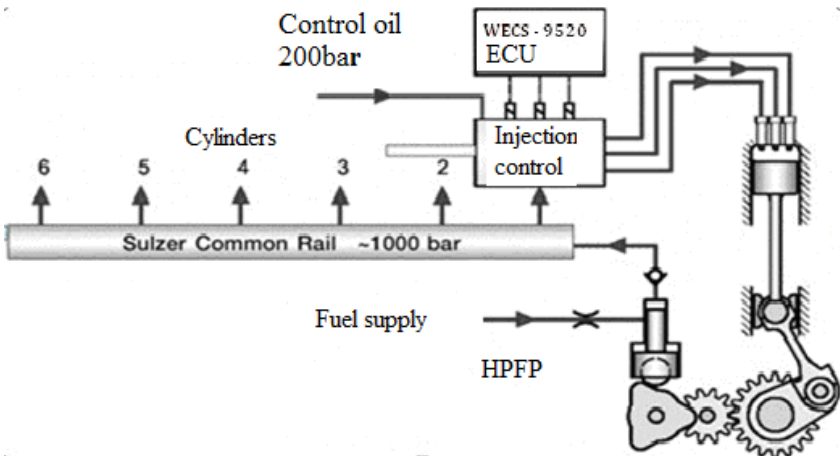


Fig. 2. RT-flex engine fuel injection system

The pressure in the accumulator is set by the WECS-9520 control program and is controlled by a change of HPFP performance set by the actuator. Injection control is carried out by a control unit, the actuating elements of which are valves with a hydraulic drive with oil pressure of 200 bar. Fuel is supplied to the nozzles by the metering piston of the control unit.

Starting the engine after cranking with a shaft-turning device (STD) begins, in accordance with the PTE, by blowing the cylinders with compressed air simultaneously with its turning. The control is carried out by activating the “Air Run” button on the panel of the WECS engine management system. Such a panel is shown in Fig. 3 (there are two panels on the engine).

At start-up the system first performs a self-test of all control parameters, namely, the pressures and temperatures in the engine oil system, whether it is disengaged from the STD gearing, whether auxiliary air blowers are started, as well as starting air pressure.

By pressing the “Air Run” button, a control signal is supplied to the WECS unit and the control air is distributed (with a pressure of 5.5-7.5 bar) to all air distributors and to the main start valve (MSV) with a pressure range of 10.0-30.0 bar. Air is supplied through control solenoids, the number of which corresponds to the number of cylinders. Two solenoids were installed on MSV. The control of the solenoids on the MSV is carried out by the program, and the operator has the opportunity to choose one of them to work, which increases the reliability of the starting system.

In fig. 4 provides an RT-flex engine starting system. The diagram shows the following main elements, involved in starting the engine in the air:

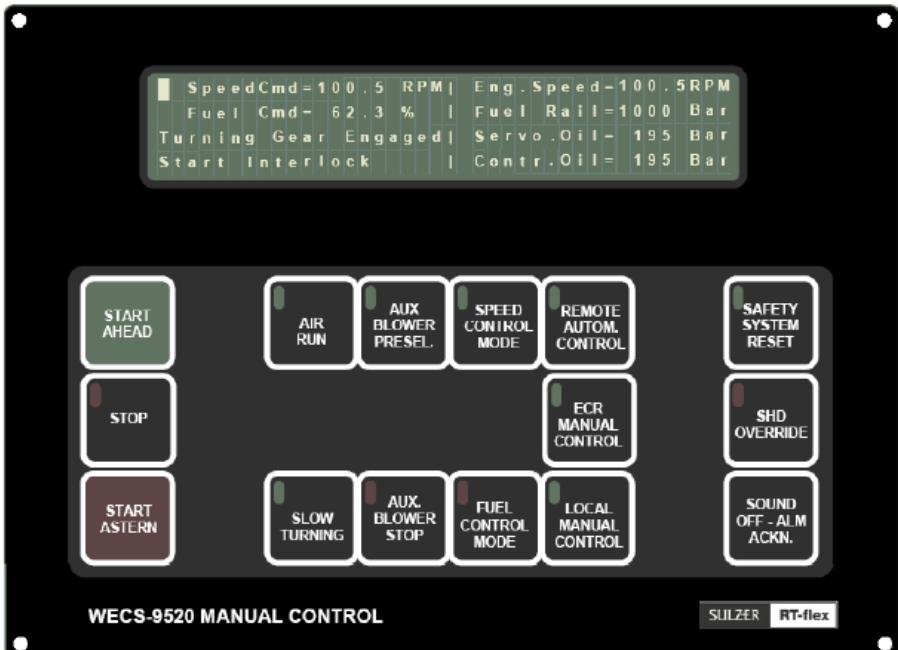


Fig. 3. WECS engine control panel

- MSV - 2.03;
- control solenoids of control air -ZV7014C and ZV7013C;
- cylinder start valve - 2.07;
- control solenoid of the starting valve - ZV7241-54C;
- STD with start blocking - 2.13 31HA.

At the moment of receipt of the low-pressure control air, the MSV is opened, after which control signals are sent from WECS to individual starting valves of the cylinders, the position of the pistons of which corresponds to 0-110 ° CSR (degrees of crankshaft rotation).

After purging the cylinders, the engine is stopped; indicator valves are closed and on fuel is started. These two stages are represented by separate oscillograms. The first - purge - is shown in Fig. 5. The following parameters are recorded:

- 1 - position of HPPF actuator - m_a , %;
- 2 - oil pressure in the control system, bar- $p_{c.o}$;
- 3 - fuel pressure in the CR accumulator, 10 bar- $p_{f.a}$;
- 4 - engine speed, rpm- n_e .

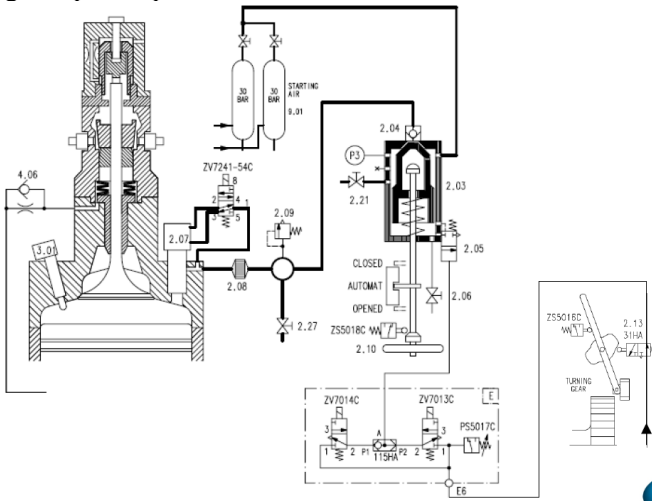


Fig. 4. Starting system of the Wartsila RT Flex engine

The current time (hour: minutes: seconds) and parameter values are fixed on a generalized ordinate scale in accordance with the indicated units. At the same time, $p_{f.a}$ is given at 10bar.

Carrying out the analysis from the beginning of the deviation of the recorded parameters from the initial values, we note the simultaneous shift of the curves of the actuator 1, the oil pressure in the hydraulic control system 2 and the engine speed 4 at 20:11:29. Moreover, for m_a , the initial level was 100%, $p_{c.o} = 5$ bar, as the engine was stopped and, of course, $n_e = 0$.

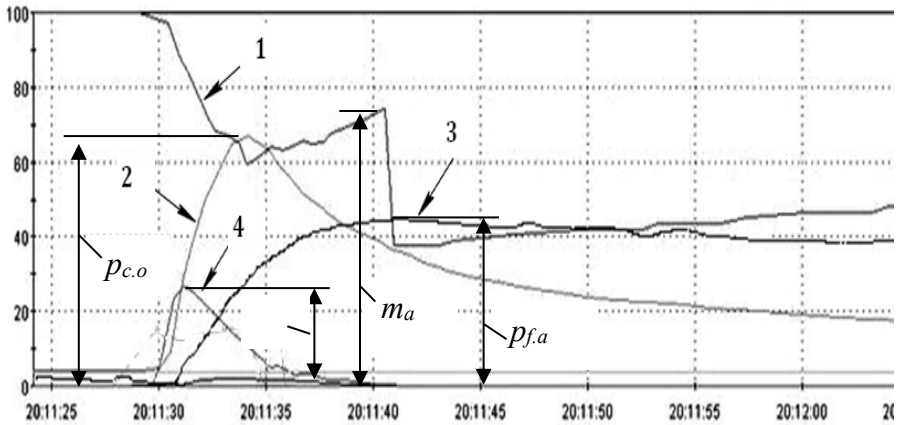


Fig. 5. Cranking the engine in air

Of these three parameters, the last two are related, since the oil pumps are driven by an engine. The actuator displacement at this stage is not specified by the control system algorithm and is reduced to a transition to the level of 60% within 6 s.

The further movement of the actuator consists in increasing m_a to 73% by the time 20:11:41, then during 1s decreasing to 38% and gradually increasing to 52% by the end of the first start-up phase. Actuator movement occurs mainly after engine shutdown.

When the engine rotates, the oil pressure in the control system reaches 67 bar in 4 s, after 35 s, it drops to 17 bar and at the end of the stage is the initial value of 5 bar.

The engine speed at the first stage of starting is increased to $n_e = 27$ rpm for 3 s, and after 15 s the engine stops.

Critical for ensuring subsequent start-up on fuel is the pressure in the accumulator $p_{f.a}$. The beginning of its growth was recorded with a small

delay of 2s from the start of engine rotation, and the maximum value of 460 bar occurs at the time the engine was stopped. By the end of the stage, the level of $p_{f.a}$ is reduced to 320 bar.

The final values of the described parameters are initial for the second stage of start-up - with the transition to work on fuel. The oscillogram of this process is shown in Fig. 6.

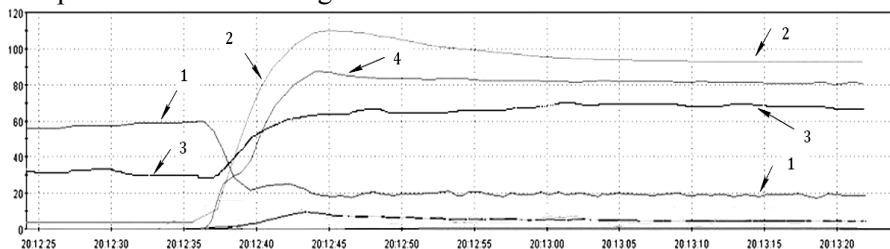


Fig. 6. Start-up on fuel

The start of engine rotation when starting on fuel corresponds to a time of 20:12:37, that is, after 1 min 8 s from the previous straggling. Acceleration to a maximum frequency of 87 rpm took 6 s, and subsequently n_e was maintained at 81 rpm.

Actuator 1 in the first 3 s from the beginning of engine rotation has moved in the direction of reduction: from 60 to 21%, remaining in this level at a later stage.

The oil pressure 2 from the initial 5 bar increases to 110 bar, following the curve of the engine speed 4. Then $p_{e.o}$ decreases slightly, reaching the value of 93 bar by the end of the stage.

The fuel pressure in accumulator 3 increases in proportion to n_e and by the time of maximum n_e has increased from 300 to 640 bar. Then $p_{f.a}$ remains within 700-670 bar.

The development of processes in individual engine systems during start-up is determined by the tasks in the WECS control program. For the fuel pressure in CR, this is the dependence of $p_{f.a}$ on the engine load shown in Fig. 7. In the start-up mode, its value, following the schedule, is 700 bar. In fact, the change in $p_{f.a}$, as shown above, occurs as follows.

When cranking the engine at the first stage for purging the cylinders, the maximum value reaches 460 bar, and before starting on fuel it decreases to 300 bar. During acceleration on fuel, the pressure changes in the range of 300-640 bar, and only after 18 seconds of operation at a steady speed, it gradually increases to 700 bar. Subsequently, $p_{f.a}$ is maintained in the range of 700-670 bar.

Thus, in real conditions, the engine starting mode does not correspond to the program task for the fuel supply characteristics. The value of $p_{f.a}$ is determined by four factors: the cyclic injection of the injection pump, the engine speed, the amount of fuel injected into the cylinder and leaks in the fuel delivery system. Of these, the first parameter corresponding to the task of the high pressure fuel pump actuator is most easily changed. Obviously, it should be maintained at the highest possible level, providing a software setting of the characteristics of fuel injection.

In reality, when cranking the engine at the first stage of starting, the values of m_a are 100-60-73%, and at the second - with starting on fuel during acceleration, and even less - 60-21%. You can also mention, that when the engine rotates with a shaft-turning device before starting, the pressure $p_{f.a}$ reaches 70-90 bars. This parameter is for the most part diagnostic, characterizing the impenetrableness of the fuel system.

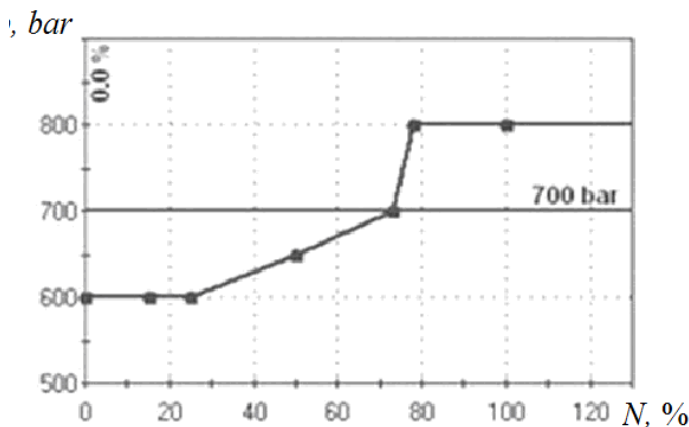


Fig. 7. Task for the high pressure fuel pump actuator, depending on the engine load: up to the start of 700 bar

In addition to the fuel pressure during start-up, the engine speed is set in the first and second stages. These parameters actually coincide with the set ones (27 and 87 rpm, respectively), which was noted above.

The effect of oil pressure in the control system on the start-up process requires additional research. In real conditions, its value is much lower than a passport equal to 200 bar. At the first stage, the working range $p_{c.o}$ 5-67 bar does not affect the start-up process. For the second stage, $p_{c.o}$ = 5-110 bar and the first revolutions during acceleration, the engine runs at an

oil pressure close to the minimum. This discrepancy may affect the speed and reliability of the injection control unit (ICU) valves.

Conclusions

1. A methodology has been developed for using the data of current control of the RT-flex engine workflow registration system for studying them under various operating conditions.

2. Suggested characteristics for describing the progress and parameters of work processes.

3. A description and analysis of the operation of units and systems during the engine start-up has been completed.

4. The operational parameters of fuel supply at start-up are determined. The discrepancy between the established and actual characteristics of fuel injection is shown.

5. The possibility of improving fuel supply due to adjustment of the injection pump control has been established.

6. The existing process for changing the pressure of the control oil does not meet the requirements for ensuring the speed and reliability of the fuel injection control unit.

7. The engine speed during purging and starting on fuel is provided at the level specified in the control program.

LITERATURE

1. The operation of diesel engines in operating conditions: Reference book / A. K. Kostin, B.P. Pugachev, Yu. Yu. Kochinev; Under the total. ed. A.K. Kostin. - L. : Machine building. Leningrad Department, 1989. - 284 p: ill.

2. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник/А. К. Костин, Б. П. Пугачев, Ю. Ю. Кочинев; Под общ. ред. А. К. Костина. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989.— 284 с: ил.

10.31653/smf341.2020.125-135

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

АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ ОБТІКАННЯ ЛОПАТЕЙ РОБОЧОГО КОЛЕСА ТУРБОКОМПРЕСОРА

Постановка проблеми і її зв'язок із важливими науковими та практичними завданнями. Створення потужних суднових дизелів, що відповідають сучасним вимогам надійності, економічності і екологічності є актуальним завданням.

Одним з напрямків для зростання агрегатної потужності суднових дизелів є збільшення середнього ефективного тиску ре за рахунок застосування наддуття [1]. Найбільшого поширення в якості наддутаєвого агрегату отримав турбокомпресор (ТК), що пояснюється простотою конструкції і високим коефіцієнтом корисної дії (ККД) [2]. Від ефективної роботи компресора в значній мірі залежить економічність суднового дизеля.

Аналіз досліджень і публікацій. Розробкою та вдосконаленням систем наддуття займаються провідні компанії що випускають судові двигуни (MAN, B & W, Wartsila, Mitsubishi, і ін.) [3, 4, 5]. Фахівці в області розробки і проектування ТК відзначають, що головним експлуатаційним недоліком ТК є складність підтримки постійного тиску наддуття при зміні обертів двигуна [6]. Для цього застосовуються ТК із змінною геометрією проточної частини турбіни і регульовані двоступеневі системи наддуття.

Ще однією важливою проблемою при роботі ТК є виникнення явища помпажу, яка пов'язана зі зміною подачі, і як наслідок зменшення кута атаки при обтіканні лопатей робочого колеса (рис. 1) [2]. Робота компресора в зоні помпажа не припустима. Характер обтікання лопаток робочого колеса відцентрового компресора, а також при зменшеній і збільшеною подачах при незмінній частоті обертання валу (і $u_l = \text{const}$) показаний на рис. 1 [2].

Аналіз обтікання лопатей показує, що на розрахунковому режимі кут входу β_l відносної швидкості w_l збігається з кутом β_{lL} , та кут атаки дорівнює нулю (рис. 1, а). Тому втрати кінетичної енергії в робочому каналі виявляються мінімальними. Зниження подачі (та

проекції швидкості c_{1a}) призводить до зменшення кута β_1 (рис. 1, б), в результаті чого кут атаки стає позитивним. На великих кутах атаки вихор, що утворюється заповнює робочий канал, та порушується робота компресора.

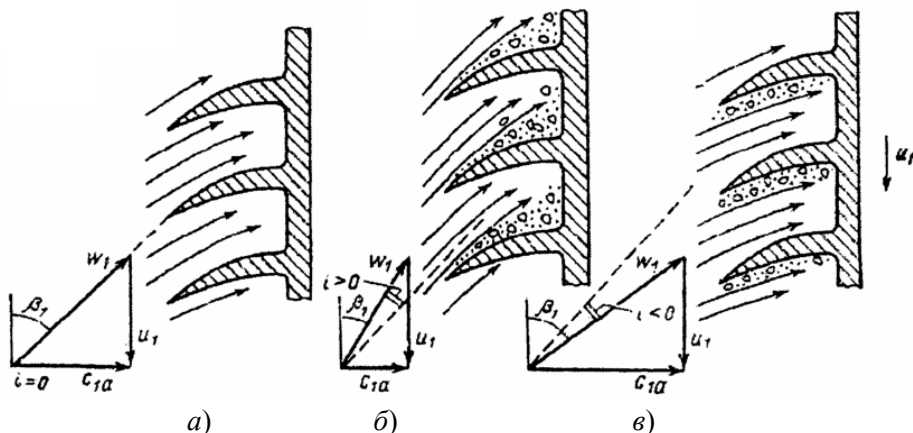


Рис. 1. Обтікання лопаток робочого колеса при незмінній частоті обертання та різній подачі [2]: а - розрахунковий режим ($i = 0$); б - зменшена подача ($i > 0$); в - збільшена подача ($i < 0$).

Збільшення подачі (та c_{1a}) призводить до зростання кута входу відносної швидкості (рис. 1, в); кут атаки стає негативним. При такому режимі роботи зрив потоку, що спостерігається на увігнутій поверхні лопаті, збільшує втрати та знижує ККД компресора, але не призводить до помпажу, тому що вихрова зона піджимається до увігнутої поверхні лопатки, носить місцевий характер та не захоплює всю площу перерізу каналу [2].

Метою роботи є підвищення ефективності роботи ТК (за рахунок зменшення зони помпажу) при збільшенні кута атаки потоку газу шляхом вибору раціональної конструкції лопаті робочого колеса, за допомогою тривимірної твердо-тільної моделі і комп'ютерного моделювання.

Викладення основного матеріалу дослідження. Для досягнення поставленої мети роботи необхідно змінити конструкцію лопаті таким чином, щоб забезпечити безвідривне обтікання лопатки на зовнішній поверхні. Для цього запропоновано змінити профіль

лопаті шляхом створення більш «випуклого» профілю, з випуклістю в зоні можливого відриву (за аналогією з роботою [8]).

Першим етапом дослідження є створення твердотільних тривимірних моделей лопатей (рис. 2, 3). Геометричні параметри і типорозміри відповідають існуючим конструкціям, що застосовується в суднових системах турбонаддувтя. Далі конструкції лопатей можуть бути досліджені за допомогою числового моделювання потоків газу.

Для проведення числових розрахунків тривимірні геометричні моделі лопатей, були імпортовані у підпрограму Flow Simulation [7]. У цьому модулі була підготовлена геометрія області течії потоку для вирішення зовнішньої задачі.

Для реалізації числового методу рішення розрахункова геометрична область рівномірно розбивалася на окремі осередки (елементи) в модулі Mesh, в результаті чого генерувалась розрахункова сітка. Кількість елементів в сітці становило 510000, що пов'язано з обмеженнями використовуваної для розрахунків ЕОМ. В якості кінцевих елементів використовувався куб. Розмір елемента задавався рівним 11,5 мм.

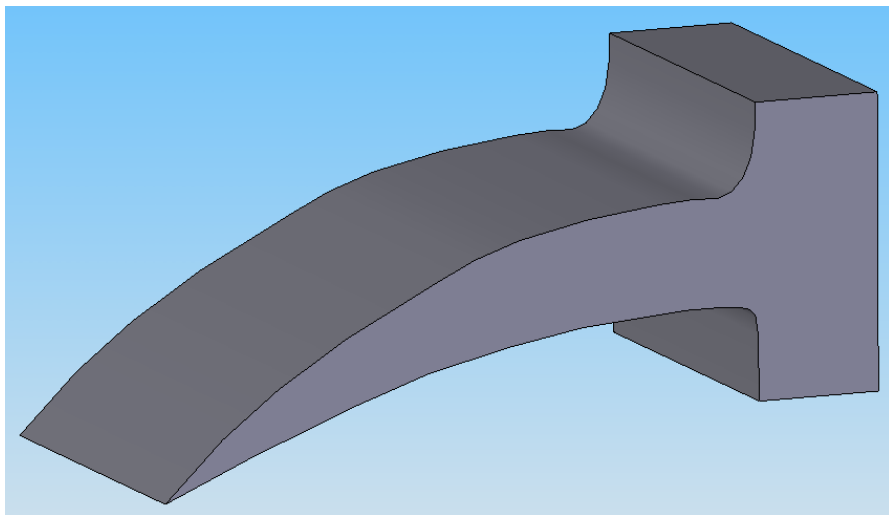


Рис. 2. Твердотільна модель стандартної лопаті.

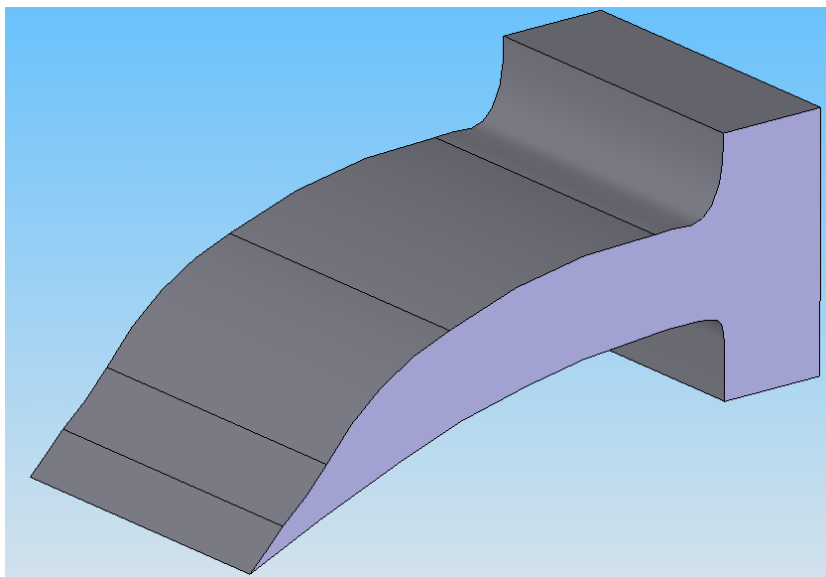


Рис. 3. Твердотільна модель «випуклої» лопаті.

У комп'ютерній моделі в якості граничних умов приймалися: початкова швидкість v , (м/с) газу на вході. При цьому на стінках лопатей умови ковзання газового потоку, розглядаються як непружні.

Проведення чисельних розрахунків включало в себе наступні основні етапи:

- завантаження геометричної моделі лопатей;
- побудова сіткової моделі розрахункової області;
- визначення матеріалів фаз;
- 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.

Для скорочення часу проведення дослідів та візуалізації зміни течії лопаті були здвоєні і «продувалися» як одна деталь (рис. 4). Візуалізація розподілу швидкостей проводилась за допомогою інструмента «картини течії в перерізі» (рис. 4) для кожної конструкції лопатей окремо.

В числовому експерименті досліджувалися три значення кута атаки (три випадки): перший при $i = 0^\circ$; другий при $i = +5^\circ$; третій $i = +10^\circ$. Швидкість для всіх випадків була однаковою.

На першому етапі аеродинамічних досліджень були проведені розрахунки руху газового потоку крізь лопаті з кутом атаки $i = 0^\circ$ (рис. 5), для зручності аналізу течії лопаті показуємо окремо.

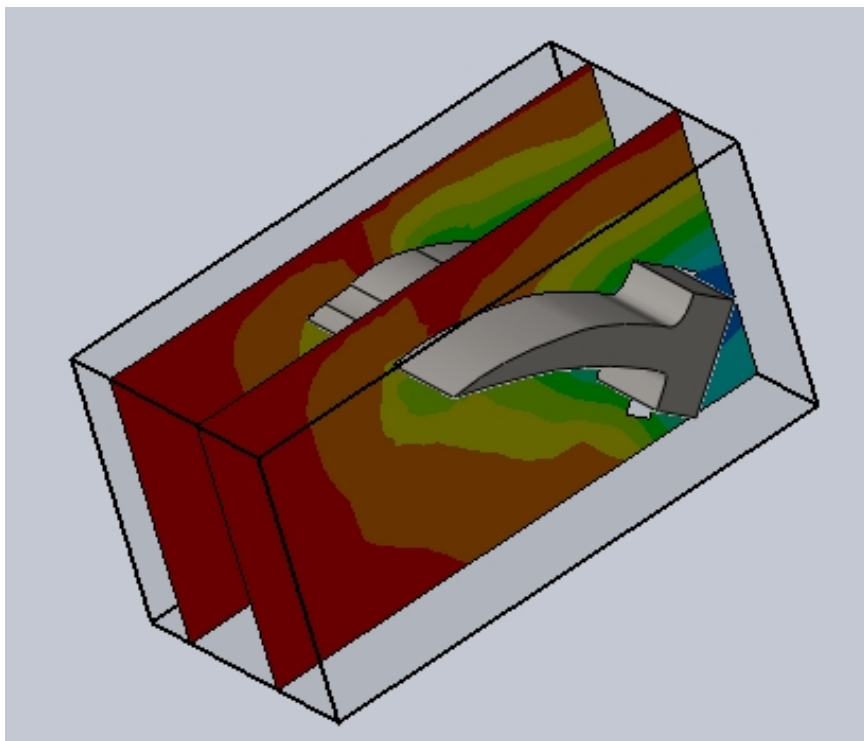


Рис. 4. Здвоєна модель лопатей

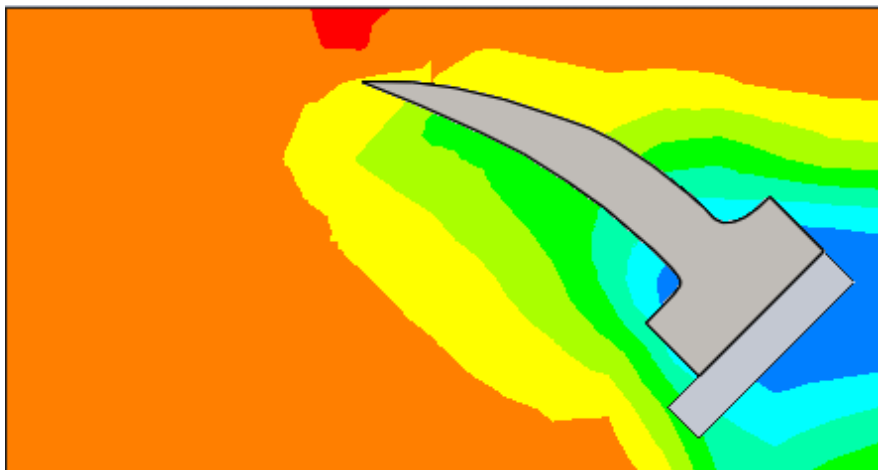


Рис. 5. Модель течії для стандартної лопаті при $i = 0^\circ$.

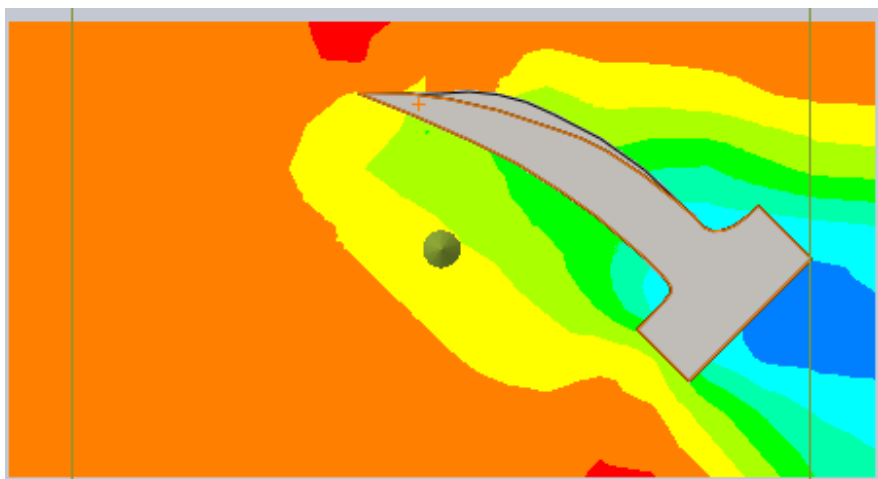


Рис. 6. Модель течії для «випуклої» лопаті при $i = 0^\circ$.

З представленої картини перебігу газу (рис.5), видно, що потік омиває лопать рівномірно з повільним зменшенням швидкості. Зон підвищених швидкостей ні зверху, не знизу не спостерігається.

Картина перебігу газу для кута атаки $i = 0^\circ$ «випуклої» лопатки наведено на рис. 6. З картини перебігу газу можна побачити, що збільшена «кривизна» лопатки значно не впливає на характер обтікання зон підвищеної швидкості також не спостерігається.

На другому етапі аеродинамічних досліджень проведено моделювання руху газового потоку крізь лопаті з кутом атаки $i = +5^\circ$ (рис. 7, 8).

Аналіз перебігу газу рис. 7, показує, що зміна кута атаки значно впливає на картину течії, у середині зовнішньої сторони стандартної лопаті спостерігається зона підвищених швидкостей в якій може відбуватися відрив течії та турбулізації потоку, що може сприяти виникненню явища помпажу.

Аналіз перебігу газу для «випуклої» лопаті (рис. 8) при $i = +5^\circ$ показує, що зона підвищених швидкостей де можливо виникнення відриву потоку та турбулізація течії значно зменшується (приблизно в 3 рази), тобто вірогідність виникнення помпажу також зменшується. Моделювання течій (рис. 8) підтверджує, що випукла форма лопаті позитивно впливає на течію при зменшенні подачі газу на ТК, та запобігає виникненню помпажу.

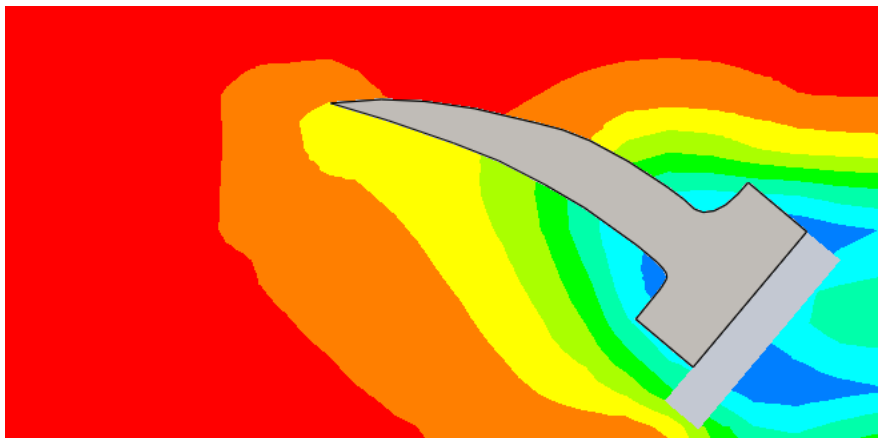


Рис. 7. Модель течії для стандартної лопаті при $i = +5^\circ$.

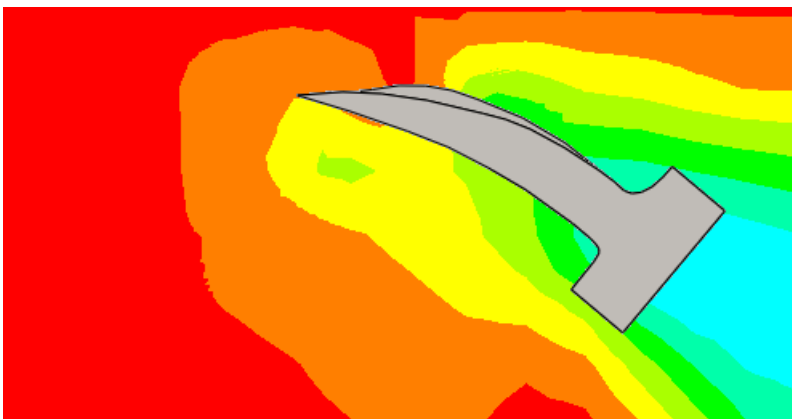


Рис. 8. Модель течії для «випуклої» лопаті при $i = +5^\circ$.

Для визначення картини перебігу течії при збільшенні кута атаки $i = +10^\circ$ проведена третя серія числового експерименту. Результати моделювання наведені на рис. 9 та 10.

З розгляду течії рис. 9 можна побачити, що при збільшенні кута атаки до $i = +10^\circ$ зона підвищених швидкостей значно збільшується, більше ніж 2 рази, в порівнянні з кутом атаки $i = +5^\circ$.

Тобто зона що сприяє виникненню помпажу збільшується. При роботі ТК в цьому режимі раціонально провести протипомпажні заходи (наприклад скидання повітря з ресивера або встановлення клапану на трубопроводі, що з'єднує подачу та вихід газів з ТК)

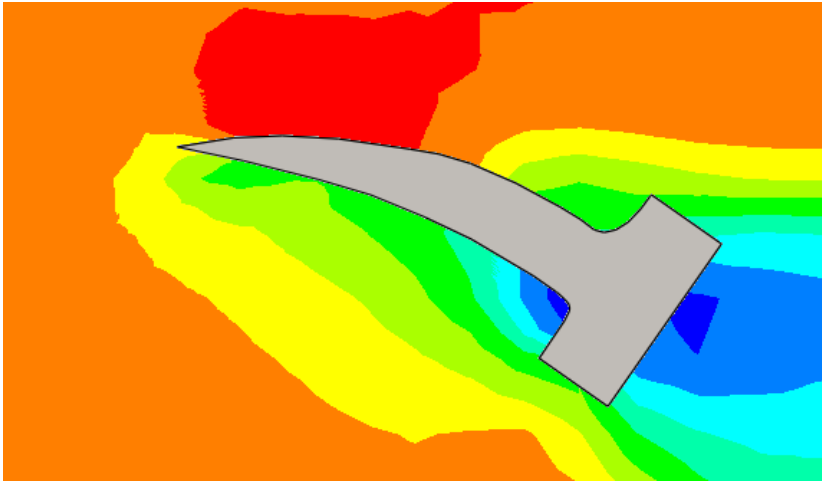


Рис. 9. Модель течії для стандартної лопаті при $i = +10^\circ$.

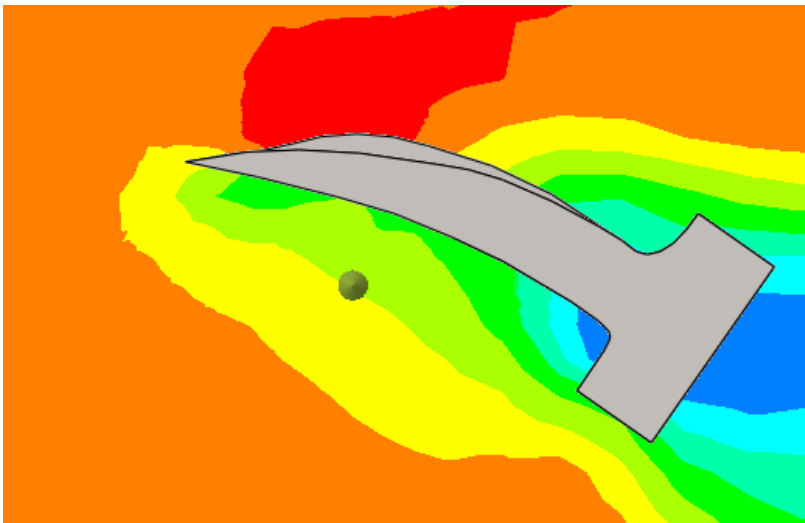


Рис. 10. Модель течії для «випуклої» лопаті при $i = +5^\circ$.

Течія газу течії при збільшення кута атаки $i = +10^\circ$ для «випуклої» лопаті (рис. 10) показує значне збільшення зони підвищених швидкостей, що може сприяти виникненню помпажу. В

цьому режимі при використанні «випуклої» лопаті раціонально провести протипомпажні заходи, та довести режим роботи ТК як мінімум до рівня кута атаки $i = +5^\circ$.

Висновки

1. Для дослідження течій газу при роботі робочого колеса відцентрового ТК розроблені твердо-тільні моделі лопатей (стандартної та «випуклої»).

2. Числове моделювання течій газу на лопатях показало наявність зони підвищеної швидкості при зміні кута атаки до $i = +5^\circ$, що може викликати помпаж ТК.

3. Візуалізація течій газу на лопатях показує значно меншу зону підвищеної швидкості при зміні кута атаки до $i = +5^\circ$ для «випуклої» лопаті. Робота лопаті в цьому режимі може не потребувати проведення протипомпажних заходів.

4. При зміні кута атаки до $i = +10^\circ$ необхідно проведення протипомпажних заходів як для стандартної так и для «випуклої» лопатей.

Закінчення

Результати проведеного дослідження дозволяють вважати доцільним більш детальне дослідження моделей «випуклої» лопаті (з різною ступеню «випуклості»).

Розроблені моделі лопатей робочого колеса відцентрового ТК може бути використана при проведенні науково-дослідних, дисертаційних робіт магістрантів, аспірантів, наукових працівників для порівняльної оцінки ефективності роботи ТК.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Межеріцкий А.Д. турбокомпрессоры судовых дизелей. –Л. Судостроение, 1971. – 192 с.
2. Возницкий И.В., Пунда А.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания, том 2: - М. МОРКНИГА, 2008. 470 с.
3. Tier II Tuning Methods for Two-Stroke Engines. Web. 4 Sept. 2017 <<http://turbocharger.man.eu/technologies/tuning-methods-comparison/tuning-method-comparison>>.

4. VTA – Variable Turbine Area. Web. 11 Sept. 2017 <<http://turbocharger.man.eu/technologies/tuning-methods-comparison/vta>>..
5. Turbocharger Cut-Out. Web. 11 Sept. 2017 <<http://turbocharger.man.eu/technologies/tuning-methods-comparison/cut-out>>.
6. Использование регулируемого турбонаддува для оптимизации рабочих процессов главных судовых двигателей при длительной работе на малых мощностях
7. 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.
8. Kiris O., Garagula B., Aftaniuk V. 2020. Research of the flow around the steam turbines blades of biconvex profile, 24-th International Scientific Conference on Transport Means 2020, Kaunas, 311 – 315. ISSN 1822-296X.

10.31653/smf341.2020.136-142

Афтанюк Ан. В., Афтанюк В.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

АНАЛИЗ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЕФОРМАЦИЙ ЛОПАТОК СУДОВЫХ ТУРБОМАШИН

Постановка проблемы и ее связь с важными научными или практическими задачами. Поиск технических решений направленных на повышение надежности судовых турбомашин (насосов, вентиляторов, турбокомпрессоров и т.д.) является актуальным вопросом при проектировании и эксплуатации судовых энергетических установок и систем. Требуемый уровень безопасности и надежности закладывается при создании турбомашин, в процессе эксплуатации возможно лишь поддержание заданных при проектировании параметров за счет правильного технического обслуживания и ремонта, что связано с временными и финансовыми затратами.

Анализ исследований и публикаций. Научно-исследовательские работы ведущих специалистов в области судостроения и судоремонта [1-3], направленные на повышение надежности или эффективности эксплуатации корпуса судна, судовых энергетических установок, судовых систем проводятся путем имитационного моделирования состояний объектов исследований с помощью прикладных компьютерных программ.

Анализ опыта проектирования и эксплуатации судовых турбомашин [4], показывает необходимость создания моделей позволяющих моделировать конструктивные и технологические параметры этих агрегатов.

Вне зависимости от конструктивного исполнения, важным качеством, необходимым для надежной работы судовых турбомашин является прочность рабочего органа – вращающегося колеса с лопастями. Рабочие колеса турбомашин имеют сложную для расчета на прочность конструкцию, которая состоит из ступицы, лопасти, основного и покрывного дисков.

С точки зрения прочности, наиболее уязвимой частью рабочего органа судовых турбомашин является – лопасть.

Для расчета прочности лопастей в турбомашиностроении используют два основных подхода.

Первый представляет собой метод расчета общей прочности по балочной теории. В его основе лежит допущение о том, что лопасть может быть представлена в виде заделанного на конце консольного прямого стержня с переменной площадью поперечных сечений, подверженного криволинейному изгибу от действия внешних сил. В процессе расчета проверяется выполнение условия статической прочности, при этом коэффициенты запаса статической прочности должны быть не менее допустимых значений, которые выбирают в зависимости от пластичности используемого материала [2].

Второй подход основывается на методе конечных элементов (МКЭ). МКЭ в настоящее время является стандартом при решении задач механики твердого тела с помощью численных методов. МКЭ основан на дискретизации объекта для решения уравнений механики сплошной среды при этом предполагается, что эти соотношения выполняются в пределах каждой из элементарных областей [5].

Развитие вычислительной техники и пакетов автоматизированного конструирования позволяет переходить на современные методы расчета лопастей турбомашин и уточнять существующие методики расчета на основе проводимых компьютерных экспериментов.

Целью настоящего исследования является создание с помощью компьютерной программы [5] трехмерной твердотельной модели рабочего органа судовой осевой турбомашин и численное моделирование напряженно-деформированного состояния лопастей.

Изложение основного материала исследования. Компьютерное имитационное моделирование напряженно-деформированного состояния лопасти судовой турбомашин позволяет определить места с наибольшими эквивалентными напряжениями $\sigma_{\text{экв}}$, следовательно, наиболее вероятные очаги разрушения в случае аварии, изменения рабочих условий и использования насосов сверх срока безопасной эксплуатации.

В задачи исследования входило выбор прототипа турбомашин, разработка твердотельной трехмерной модели, и затем проведение компьютерного моделирования. Используя комплекс программ [5] смоделировано напряженно-деформированное состояние лопастей судового насоса.

В качестве прототипа модели была принята судовая турбомашин ЭСН-13 (рис. 1), с характеристиками: подача – $1,1 \text{ м}^3/\text{с}$, давление – $0,05 \text{ МПа}$, частота вращения – $12,2 \text{ с}^{-1}$, мощность – 145 кВт , перекачиваемая среда – морская вода [4].

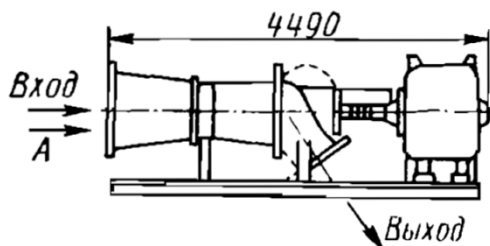


Рис. 1. Общий вид и габариты судового насоса ЭСН-13 [4].

Алгоритм моделирования напряженно-деформированного состояния включает следующие этапы:

1. Создание твердотельной модели.
2. Задание материала лопастей осевого насоса.
3. Определение ограничений.
4. Задание нагрузок, приложенных к поверхностям лопастей.
5. Анализ напряженно-деформированного состояния.
6. Визуализация результатов моделирования.

Первым (важным) этапом моделирования является создание твердотельной трехмерной модели рабочего органа осевого насоса.

Системы трехмерного геометрического моделирования [5] позволяют решить проблемы, возникающие при исследованиях физических моделей.

Твердотельная трехмерная (визуальная) модель выглядит аналогично физической, но является нематериальной.

Такая модель сохраняется в памяти компьютера совместно со своим математическим описанием, благодаря этому возможно устранение основного недостатка физической модели – проведения измерений для последующего прототипирования или серийного производства [5].

На рис. 2 представлены результаты проектирования твердотельной модели рабочего органа (вращающегося колеса с лопастями в полнометражном изображении).

На следующем этапе работы был проведен анализ напряженно-деформированного состояния модели с помощью компьютерного моделирования в среде программного комплекса [5].

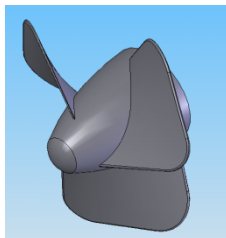


Рис. 2. Трехмерная твердотельная модель рабочего органа судовой турбомашини (осевого насоса).

Расчеты проводимые в программном комплексе, основаны на линейном статическом анализе, в предположении, что материал является анизотропным.

Линейный статический анализ предполагает, следующие допущения [4]:

- 1) линейное поведение материала в соответствии с законом Гука;
- 2) индуцированные смещения являются достаточно небольшими, чтобы не учитывать изменения в жесткости в результате нагрузки;
- 3) динамические эффекты не учитываются, т.к. нагрузки прикладываются медленно.

Для расчетов принят материал из библиотеки программы [3] с характеристиками: имя материала – литая нержавеющая сталь; тип модели материала – линейный, упругий, изотропный; модуль упругости – $1,9 \cdot 10^{11}$ [Н/м²]; коэффициент Пуассона – 0,26; модуль сдвига – $7,9 \cdot 10^{10}$ [Н/м²]; массовая плотность – 7700 [кг/м³]; коэффициент теплового расширения – $1,5 \cdot 10^{-5}$ [К⁻¹]; теплопроводность – 37 [Вт/(м·К)]; удельная теплоемкость – 520 [Дж / (кг · К)].

Для проведения дальнейших расчетов были выбраны поверхности находящиеся в «относительно неподвижном» состоянии по отношению к воздействующим нагрузкам (рис. 3). Затем определены поверхности и грани лопастей на которые воздействуют силы гидродинамического давления (рис. 4).

Осевая нагрузка на лопасти определялась приближенно по зависимости [6]:

$$P = S_d \cdot \gamma H, \quad (1)$$

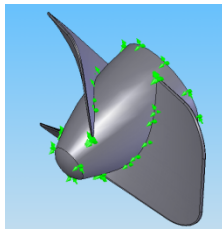


Рис. 3. Модель рабочего органа турбомашины с наложением ограничений

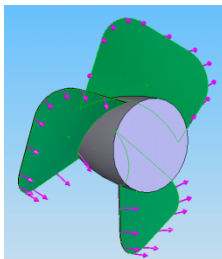


Рис. 4. Модель рабочего органа турбомашины с наложением и нагрузки.

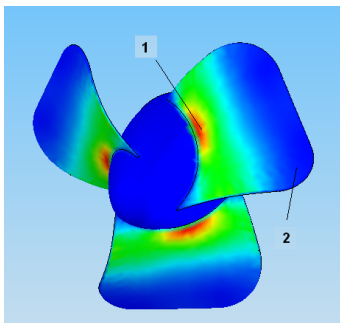


Рис. 5. Визуализация распределения усилий: 1 – участки в которых возникают наибольшие усилия сопротивления при деформации модели; 2 – участки с наименьшими усилиями сопротивления.

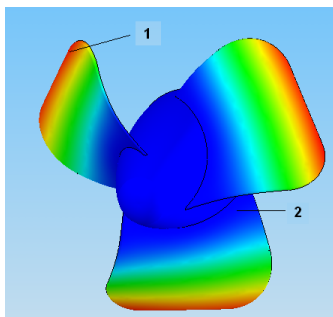


Рис. 6. Визуализация смещений: 1 – участки в которых возникают наибольшие смещения от гидродинамической нагрузки; 2 – участки с наименьшими смещениями.

где S_l – площадь поверхности лопаток, m^2 , γ – удельный вес перемещаемой жидкости, H/m^3 , H – напор насоса, м.

В результате проведения расчетов модели получена визуализированная информация по: распределению усилий в модели (рис. 5); распределению смещений в модели (рис. 6);

В расчетах использована расчетная сетка из элементов размером 11,063 мм, количество элементов – 12696, количество узлов – 20439.

Выводы

1. Анализ компьютерной модели показал возможность использования численного моделирования для судовых турбомашин.

2. Анализ эпюр позволил определить зоны (на поверхностях лопастей) в которых наблюдаются максимальные усилия и смещения. Площадь зоны лопасти в которой возникают максимальные усилия составляет 1250 мм^2 . Площадь зоны лопасти в которых наблюдаются максимальные смещения составляет 5420 мм^2 .

3. Для повышения надежности эксплуатации судового осевого насоса ЭЦН 2500/6 разработана твердотельная модель его рабочего органа (вращающегося колеса с лопастями).

4. Численное моделирование напряженно-деформированного состояния лопаток осевого насоса, дает возможность более полно оценить вероятные деформации и места разрушения лопаток.

Заключення

Результаты проведенного исследования напряженно-деформированного состояния лопаток насоса, под действием гидродинамических нагрузок возникающих в процессе эксплуатации могут быть использованы для сравнительной оценки надежности лопаток судовых турбомашин различной конструкции при проведении научно-исследовательских, диссертационных работ магистрантов, аспирантов, научных работников, а также при подготовке к сертификационным испытаниям.

Разработанная твердотельная модель будет использована, как элемент сборки, при создании модели проточной части насосного агрегата для проведения гидравлического моделирования потока.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аврамов В.В. Численное моделирование напряженно деформированного состояния гребного винта с учетом гидродинамической нагрузки / В.В.Аврамов, А.В. Печенюк, Б.Н.Станков // Сборник докладов междуна. научно-практ. конф. в честь 80-летнего юбилея профессора В.В. Козлякова. - Одесса: Судостроение и судоремонт, 2010. – С. 232 – 235.
2. Кондратьев И. А. Имитационное моделирование ледовых нагрузок на валопроводы транспортных судов: автореферат дис. канд. техн. наук : 05.08.05 ЛИВТ. - Л., 1987. - 19 с.
3. Тормашев Д.С. Статистическое исследование показателей функциональной надежности центробежных насосов судовых систем [Текст] / Башуров Б.П., Носенко Е.С., Тормашев Д.С. // Судостроение – 2011. - № 4 (797). – С. 27 – 29.
4. Судовые насосы: Справочник / Будов В.М. –Л.: Судостроение, 1988. – 432 с.
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.
6. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам/ Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Под ред. Б.Б. Некрасова. – Минск, «Вышэйш. школа», 1976, 416 с.

10.31653/smf341.2020.143-148

Даниленко Д.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

ВПЛИВ ЛЮДСЬКОГО ФАКТОРУ НА ПРИЧИНИ АВАРІЙ В МОРЕ

Підсумки розслідування аварійних подій на море показують, що їх основною причиною є помилки, яких припускаються екіпажами при управлінні суднами, а також упущення берегових організацій, зайнятих в обслуговуванні флоту, тобто негативні впливи людського фактору.

Існуючий термін "форс - мажор" або дії непереборних сил, як правило, зводиться до мінімуму. Штормові погодні умови можуть бути прогнозовані і враховані при складанні маршруту переходу. Враховується льодова обстановка. Плавання в тумані піддається обліку та може бути скориговано. "Форс-мажором" хіба що можна назвати підводне виверження вулкана, або, що зовсім малоімовірно, падіння метеорита. У чинному „національному документі "Положення про порядок класифікації, розслідування та обліку аварійних випадків з суднами" (ІРАС-90) у додатку 1 наводиться класифікаційна таблиця аварійних випадків. У п. 3 виділені причини аварійних випадків — "без вини екіпажу". Однак, посилання на відсутність вини (більш правильно — причетності) екіпажу не говорить, що тут не присутній людський фактор, а саме: погане навігаційне-гідрографічне забезпечення, конструктивні недоліки судна, неякісний ремонт, неправильна політика судноплавної компанії щодо безпеки, недостатній контроль з боку класифікаційних товариств. Система МКУБ, впроваджувана в даний час, ставить своєю метою розподілити відповідальність за контролем безпеки судноплавства між судновласником і судовим персоналом.

Найважливішим документом, пов'язаним з розслідуванням аварій, є Резолюція ІМО А. 849(20) — "Кодексу з розслідування морських аварій та інцидентів". Згідно з Кодексом всі аварійні події класифікуються як "дуже серйозні аварії, серйозні аварії і морські інциденти".

Не менш важливим документом є Резолюція ІМО А. 884(21) — "Доповнення до Кодексу з розслідування морських аварій та інцидентів". У цьому документі відображено роль людського фактору і висвітлено цілий ряд питань щодо поведінки особистості у

фізичному, фізіологічному, психологічному і психосоціальному аспектах та обмеження людини-оператора на судні.

Ще за шість років до появи Резолюції ІМО (21) була прийнята Резолюція А. 772(18) — "Фактори втоми при укомплектування суден екіпажами". У документі всі фактори втоми розподіляються пов'язаних між собою груп:

ц) залежать від управління на березі на судне, програмного забезпечення;

о) залежать від технічного устаткування на судні, ступеня автоматизації, умов життя і роботи;

в) фактори, що відносяться до екіпажу, залежать від підготовки, компетенції, консолідації колективу;

г) залежать від впливу навколишнього середовища.

У Резолюції А. 884 наводиться схема, яку склав Hawkins, має абревіатуру SHEL (software — програмне забезпечення, hardware — технічне забезпечення, environment -- навколишнє середовище, liveware — людина). В центрі схеми знаходиться людина (капітан), він пов'язаний з програмним забезпеченням, з технічним забезпеченням, з навколишнім середовищем, а також з колективом.

З 12.09.97 набула чинності циркулярний лист ІМО MSC/circ/827 — доповіді про аварії та інциденти на морі. Повідомлення ІМО підлягають дуже серйозні аварії, про морських інциденти повідомляється, якщо є важливі уроки на майбутнє. У додатку 2 даного циркуляра пункти 8-10 повністю стосуються всіх аспектів людської особистості, технічного і програмного забезпечення, впливу навколишнього середовища, а також ступеня допускаються оператором помилок.

Хотілося б звернути увагу на встановлення типу та характеру порушення. Їх можна поділити на навмисні та ненавмисні дії.

Ненавмисні дії, в свою чергу, включають дві категорії: slip

— помилка, невірний крок, промах — пов'язані головним чином з неухважністю, lapse — упущення, зазвичай пов'язане з забудькуватістю.

Навмисні дії також поділяються на дві категорії: mistake — помилка, яка виникає через нерозуміння правил, інструкцій або незнання, violation — порушення, яке вчиняється умисно, всупереч існуючим планом, інструкціями, правилами і є самим важким типом помилки. Зрозуміло, не можна всі вищеперелічені градації розкласти по своїх нішах. Наприклад, якщо штурман при коректурі карти по

неуважності забув відзначити факт перенесення буя на інше місце або не зазначив будь-яку міліну, судно може або торкнутися ґрунту, або зайти в заборонений для плавання район. Тому градація за типом помилок згідно Кодексу не може бути однозначною. Якщо враховувати психофізіологічні особливості характеру оператора (судноводія, механіка, і ін), то часто ці особливості можуть стати причиною помилок, які викликали дії, що призвели до аварійної ситуації. Це — самовпевненість, недбалість, відсутність почуття відповідальності або обережності. Серйозним навмисним порушенням є комерційні вимоги, які супроводжували торгового мореплавця з незапам'ятних часів. На початку ХХ століття комерційні вимоги сприяли загибелі «Титаніка». У січні 2001 року в результаті перевантаження судна, в Чорному морі потонув т/х "Пам'ять Меркурія", загибель якого забрала 20 людських життів. Капітан судна був ознайомлений з інформацією про остійності /і непотоплюваності, в ній вказувалося, що максимальна кількість вантажу має бути не більше 200 т, у тому числі не більше 25 т на палубу. Однак на судно було занурене 324 т, у тому числі 234 т на палубу. Маючи на борту радіобладнання, яке регламентувало дотримання не далі 20-25 миль від берега, капітан здійснював маршрут через центральну частину моря зі Стамбула в Євпаторію. Отже, капітан знав, що діє всупереч плану та інструкцій, але він порушив їх, виконуючи комерційні вимоги судовласника та оператора. Хотілося б зауважити, що сьогодні правове поле України недостатньо забезпечує захист капітана від диктату господаря щодо комерційних вимог. У конвенції СОЛАС глава ІХ (МКУБ), Резолюції А. 74Ц18) п. 3.2 розглядаються питання забезпечення відповідальності за безпеку мореплавства та охорону навколишнього середовища. П. 4 вимагає наявності в компанії відповідального за забезпечення безпеки особи. В резолюції ІМО А. 847(20) "Керівництво з надання допомоги державам прапора в здійсненні документів ІМО" в Додаванні п. 7.2 йдеться про покарання власника, який спонукає капітана порушувати будь-якого положення.

Говорячи про особливості людини, як оператора, діючого на судні, необхідно враховувати риси його характеру і використовувати це з максимально можливою користю. У 1997 році Nautical Institute (Морський Інститут) видав керівництво, яке написав капітан Tallock, "Commercial management for shipmasters" ("Комерційне керівництво для капітанів суден"). Тут докладно розбираються фізіологічні та

психологічні особливості особистості. Модель ділить весь судновий персонал на два типи:

екстраверти — психологічний склад цих особистостей спрямований, головним чином, на зовнішній світ, зовнішні предмети; інтроверти — їх психологічний склад зосереджується на своєму внутрішньому світі, на собі.

У свою чергу, перший тип ділиться на дві категорії, умовно їх можна назвати "thinkers" — "мислячі" і "sensors" — "чувственники". Наприклад, "мислячі" дуже сильні в аналізі, проектуванні, яке базується на раціоналізмі і логіці. Разом з тим вони слабкі у впровадженні рішень. "Чувственники", навпаки, погано планують, але зате енергійні при виконанні задумів і сильні в практичній роботі.

Другий тип — інтроверти (інтроспективні особистості), також поділяються на дві категорії. Це "intuitors" — "інтуїтивісти", і "feelers" — "розпознавачі". "Інтуїтивісти" спираються на знання і досвід, сильні в загальному огляді, однак втрачають деталі. Їм властиві передчуття і підозрілість. Володіють абстрактним мисленням. "Розпознавачі" мають емоційний склад, добре вникають у деталі, дрібниці, сутності, але часом не помічають загальних фактів. Приділяють увагу конкретики.

Згідно моделі, яку застосовує Карл Юнг, особистості діляться в залежності від підходу до роботи на чотири типи:

- особистість аналітичного складу (відповідає на питання "як?");
- особистість оператора (відповідає на питання типу "що?");
- особистість доброзичливого типу (відповідає на питання "чому?");
- експресивна особу (відповідає на питання "хто?").

У реальному житті людські характери не завжди можливо віднести до однієї з вищеперелічених категорій. Крім того, один і той ж людина в різних ситуаціях проявляє себе по-різному. Основна мета градації — вірно розпізнати характер особистості для якісного консолідування суднового екіпажу.

Хотілося б зупинитися ще на одному аспекті. Дуже часто командний персонал судів у прийнятті будь-якої відповідальних рішень стикається з фактором дефіциту часу. У більшості випадків при виникненні проблеми існує рівна залежність між складністю завдання, динамічністю наростання і невизначеністю рішення. Цей же принцип зберігається, тільки в зворотному порядку, при

зменшенні складності ситуації. Тому, цікаво знати про види рішень, що приймаються для розрядки ситуації:

1) стереотипні рішення (засновані на рекомендаціях в нормативних документах і включають перелік різних процедур),

2) альтернативні рішення (використання різних варіантів і альтернативних схем),

3) евристичні рішення (хоча цей вид рішення являє раптове "осаяння" у свідомості, підґрунтям його є накопичені знання і досвід), випадкові рішення (також можуть мати місце, виходячи з апріорного досвіду).

Наведені приклади аварій досить ясно ілюструють вплив людського фактору на їх причини.

26.11.99 катамаран "MS Sleipner", прапор Норвегії, в Північному морі, в рейсі з Бергена в Ставангер, вискочив на рифи з повного ходу (35 вузлів). В результаті аварії було зруйновано понад 60% днища. З 85 осіб (9 членів екіпажу, решта — пасажери) загинуло 16. Причиною даного випадку є некваліфіковане управління швидкохідним засобом, погане спостереження за навколишньою обстановкою, перевищення швидкості в осінньо-зимовий період часу.

17.01.2000 у Каркінітській затоці Чорного моря в штормових умовах переламався т/х "Славутич-16". Крім неправильного маневрування, яке здійснював капітан судна, відзначено ряд інших причин аварії. Варто було б задатися питанням — чому судно у віці дев'яти років експлуатувалося з цементними ящиками в днищевій частині набору (перелом стався в районі цих ящиків). При докованні підводного судна не було зроблено відповідне підкріплення набору днищевих секцій. Контроль класифікаційного товариства, а також судовласника за станом корпусу був недостатній. Під впливом 20 хвилинного несприятливого хвилювання сталася аварія.

3. 02.02.2000 в районі Російського узбережжя Кавказу, в штормових умовах, зазнав аварію корабля (переломився на дві частини і затонув) т/х "Тіксі", прапор Камбоджі, багамський судовласник, український оператор, екіпаж — громадяни України. Під час аварії загинув один член екіпажу. Капітан судна прийняв невірне рішення — слідувати призначенням без всебічного аналізу прогнозу погоди і врахування рекомендацій лоції Чорного моря. За два з половиною місяці до аварії на судні був зроблений ремонт на Херсонському СРЗ. Згідно з висновком капітана порту Новоросійськ,

побічно причетним до події з'явився судновласник, а також представники класифікаційного товариства, контролювали ремонт.

4. 14.03.01 т/х "Алькор". При навантаженні контейнерів біля терміналу Херсонського СРЗ відбулося різке нахнення судна (до 30°) з подальшим падінням за борт 22 контейнерів. Як з'ясувалося під час розслідування, персонал терміналу порушив технологічний режим завантаження контейнерів, не здійснив розрахунки вантажного плану, не контролював вагу контейнерів. Судноводійний склад судна також допустив цілий ряд порушень: розрахунок остійності виконаний неправильно, не проведена баластування танків подвійного дна, був відсутній контроль ваги контейнерів і спостереження за швартовими кінцями.

Наведені приклади наочно показують, що погодні умови є далеко не основною причиною виникнення аварійної ситуації. Вирішальними є помилки і упущення в діяльності суднового та берегового персоналу. Впровадження вимог МКУБ, налагодження більш тісної зв'язки "берег-судно", підвищення рівня компетенції суднового та берегового персоналу, комплектація екіпажів з урахуванням психофізіологічних властивостей кожної особистості допоможуть значно зменшити негативний вплив людського фактору на безпеку мореплавства.

10.31653/smf341.2020.149-156

Богач В.М., Довиденко Ю.М., Слободянюк І.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

НЕДОЛКИ ЛУБРИКАТОРНИХ СИСТЕМ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ MAN-B&W

Всі лубрикаторні системи суднових ДВЗ мають загальну структуру. Однак, за спільністю цієї структури ховається велике різноманіття конструкцій окремих елементів мастильних пристроїв і систем у цілому. Приводи лубрикаторів забезпечують синхронне переміщення нагнітальних елементів з певним положенням поршня в циліндрі, а також мають зв'язок з навантаженням двигуна.

Як показують дослідження [1] істотний вплив на процес надходження масла до поверхонь тертя має геометрія каналу розташованого в стінках циліндрової втулки, що з однієї сторони через запірний клапан періодично поповнюється маслом, а з іншого боку - постійно випробовує вплив газів з боку порожнини циліндра.

Це значить, що ділянка нагнітального тракту системи між клапаном і дзеркалом циліндра знаходиться під впливом тиску газів величиною 1,5...3 МПа. Причому, у двигунів MAN-B&W (з верхнім підведенням масла), такий вплив відбувається на кожному ході поршня.

Досвідом експлуатації встановлено [2], що при використанні палив з високим вмістом сірки, визначальну роль у довговічності й економічності роботи суднового дизеля є правильний вибір кількості поданого в циліндр лужного масла, що повинне забезпечувати:

створення достатньої мастильної плівки на тертьових поверхнях;
зниження до мінімуму корозійного зношування;

видалення з поверхонь тертя продуктів згоряння, золи, нагару, домішок в паливі, часточок зношування деталей шляхом відновлення мастильної плівки.

Вибором дозування масла займаються дизелебудівні фірми, науково-дослідні установи й ряд інших організацій, а також окремі дослідники, однак їхні думки з цього питання досить суперечливі. Це не важко зрозуміти, якщо взяти до уваги безліч мало вивчених факторів, які впливають на питому витрату циліндрових мастил у суднових дизелях.

Продуктивність лубрикаторів у більшості випадків має лінійну залежність від обертів двигуна. Це обставина, як показує практика експлуатації таких двигунів, призводить до наступного:

однотипні двигуни, експлуатовані приблизно в однакових умовах, мають різну витрату циліндрового масла, діапазон питомих витрат при цьому досить великий;

дозування подачі масла призначається без обліку фактичного стану циліндро-поршневої групи двигуна й економічних факторів;

при роботі двигуна на часткових режимах потрібне регулювання системи, з метою зниження подачі масла, інакше дозування виявляється завищеним, що призводить до інтенсифікації процесу утворення нагару в циліндрі.

Слід зазначити, що тільки в деяких дизелях зміна кількості подаваного масла залежить від потужності двигуна, а не від його обертів. У цих системах рекомендована питома витрата масла може підтримуватися на усіх режимах роботи двигуна. Основною, вихідною величиною, що визначає подачу масла в циліндр, є питома витрата циліндрового масла, віднесена до номінальної потужності й номінальної частоти обертання - приведена питома витрата.

На двигунах, не обладнаних системою автоматичного регулювання подачі масла залежно від навантаження, зменшення подачі масла здійснюють шляхом зміни кута хитання важеля приводу лубрикатора. При обладнанні такою системою судових двигунів, фактична питома витрата масла змінюється автоматично, відповідно до частоти обертання двигуна і положенням рейки паливних помп. При цьому фактичні питомі витрати циліндрового масла перебувають у діапазоні рекомендованих приведених питомих витрат.

При виборі основного значення приведеної питомої витрати циліндрового масла для конкретного двигуна беруть до уваги фактичний стан циліндро-поршневої групи, обумовлений ступенем зношування втулок циліндрів, поршневих кілець і їхніх канавок, а також умови експлуатації, сорту застосовуваного палива і циліндрового масла.

Застосування наддування і використання важкого палива на багатьох дизелях призвело до зміни конструкцій мастильних штуцерів. При підвищенні наддування збільшуються температури втулок і газів, що призводить до нейтралізації лужних присадок масла і відкладенням твердих часток у вихідному каналі і, як наслідок цього, порушенню режиму мащення. Для зниження термічного впливу на

мастило, штуцери стали розташовувати ближче до місця витікання масла в циліндр, що зменшило час знаходження масла в зоні високих температур між штуцером і вихідним отвором на дзеркалі циліндра.

Так, фірма MAN-B&W, для підвищення надійності системи мащення відмовилася від традиційного підведення масла через вертикальний канал у стінці циліндра й у сучасних дизелях перейшла на конструкцію, у якій знаходження масла в зоні високих температур скоротилося до мінімуму, а безповоротний клапан розташований у безпосередній близькості до вихідного отвору для масла. Там, де конструкція дизеля ускладнює розташування штуцера в нижній частині циліндра, починають застосовувати штуцери із пружиною до безповоротного клапана.

Мастильними пристроями, що забезпечують найбільш надійну роботу системи мащення, можна вважати штуцери:

розташовані в нижній частині циліндра;

що мають безповоротні клапани у безпосередній близькості до вихідного отвору і з пружинами розташованими з боку циліндра;

такі, що мають найменшу кількість місць ущільнень;

такі, що дозволяють контролювати нещільності.

Аналіз умов роботи системи мащення у сполученні з результатами осциллографування дозволяє визначити періоди, коли обидві частини нагнітального тракту розділені безповоротним клапаном, починають працювати спільно.

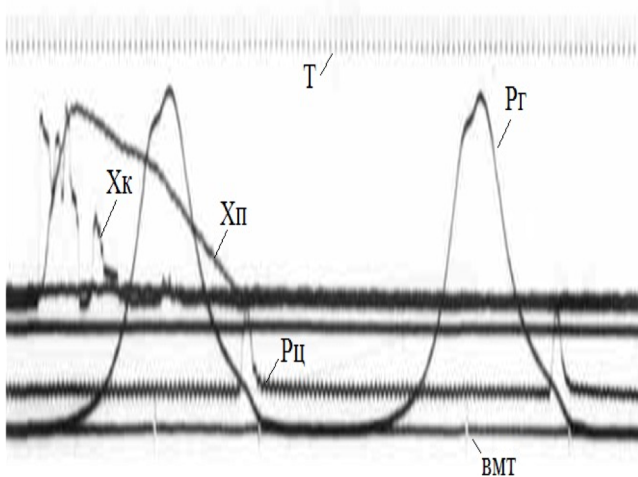


Рис.1 Осциллограма процесу подачі масла

Приклад осциллограми процесу подачі масла в циліндри з верхнім розташуванням мастильних отворів наведений на рис.1. Аналіз її показує, що плунжер може починати рух у різні моменти, але в межах тих самих 180° п.к.в., і робити повний хід в один прийом або вроздріб. Залежно від повноти ходу плунжера й моменту початку його руху, тиск у нагнітальному трубопроводі перед клапаном лежить у межах $0,3...0,8$ МПа, а тиск із боку циліндра змінюється від $0,16$ до $2,2$ МПа.

Зіставлення запису тиску масла перед клапаном штуцера із записом тиску газів (P_g) показує, що клапан може відкриватися тільки у двох діапазонах повороту колінчастого вала. Перший діапазон лежить між 320° п.к.в. і 32° п.к.в., тобто, коли поршневі кільця перебувають над каналами підведення масла, а другий - між 120° п.к.в. і 290° п.к.в., коли кільця перебувають нижче мастильних отворів.

На сталому режимі роботи двигуна зміна тиску P_g від циклу до циклу залишається постійним, тиск же масла в клапана у кожному циклі різко міняється. Це пояснюється розходженням моментів і величин ходу плунжера, швидкістю його руху, а також рівнем тиску газів зсередини циліндра, що протидіють відкриттю клапана.

З осцилограмм видно, що циклова порція масла подається в передкамеру переважно за 2...3 відкриття клапана, що відбувається приблизно протягом одного оберту вала на початку кожного циклу подачі масла. На наступних обертах, до чергового ходу плунжера, подача масла за клапан відсутня.

Таким чином, якщо частоту й моменти відкриття клапана штуцера ототожнювати із частотою й моментами надходження масла в циліндр, то неважко дійти висновку про незадовільний розподіл його по дзеркалу навіть на тих оборотах, коли існує подача.

При збільшенні продуктивності лубрикатора, частота подачі й тиск у мастилопроводі істотно збільшуються, що приводить до надходження в канал втулки всієї циклової порції за одне відкриття клапана. З позицій відомих поглядів про надходження масла в циліндр, це погіршує розподіл його по дзеркалу.

Отже, у системі змазування циліндрів досліджуваних двигунів є перерви в подачі масла до поверхонь тертя, що добре проглядається як по зміні тиску в мастилопроводі, так і по відкриттю безповоротного клапана.

Звідси слідує, що ні конструкції приводів лубрикаторов, ні самі лубрикатори (при всіх їхніх особливостях), ні величини порцій масла, якого-небудь помітного впливу на керування подачею масла в циліндр не мають.

Це підтверджується аналізом стану деталей ЦПГ при розкритті циліндрів. Виявляється, що у всіх дизелів, незалежно від існуючих особливостей лубрикаторних систем, на голівках поршнів вище першого кільця навпроти мастильних отворів є однакові сліди зустрічі масла з поршнем, рис.2, у вигляді доріжок нагару на бічній поверхні голівки, розташованих навпроти мастильних отворів.



Рис.2 Сліди зустрічі масла з поверхнею головки поршня

Ці сліди, у сполученні з результатами осцилографування, вказують на існуючу невідповідність часу надходження масла в циліндр періоду відкриття безповоротного клапана.

Як показала швидкісна кінореєстрація характеру руху масла при виході його з каналів в порожнину циліндра (рис.3) має місце так зване струйне витікання мастилазі значними швидкостями, рис.4.

Проведений аналізу умов роботи системи змазування циліндрів показує, що вона не забезпечує керований плунжером лубрикатора процес подачі масла за безповоротний клапан. Більше того, практично на всіх режимах роботи двигуна клапан відкривається в основному при положенні поршня поблизу мертвих крапок, тобто, коли у мастильних отворів зсередини циліндра встановлюється досить низький й відносно постійний тиск газів.

У сучасних суднових двигунів поширені в основному два типи розподільних канавок: окремі канавки біля кожного мастильного отвору й безперервні (загальні для всіх отворів) канавки, розташовані по всій окружності дзеркала циліндра.

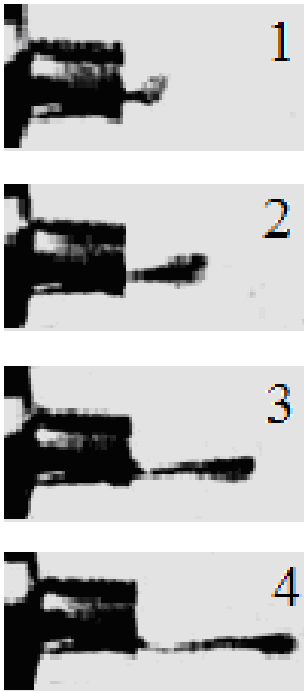


Рис.3 Кінокадри процесу подачі мастила в циліндр

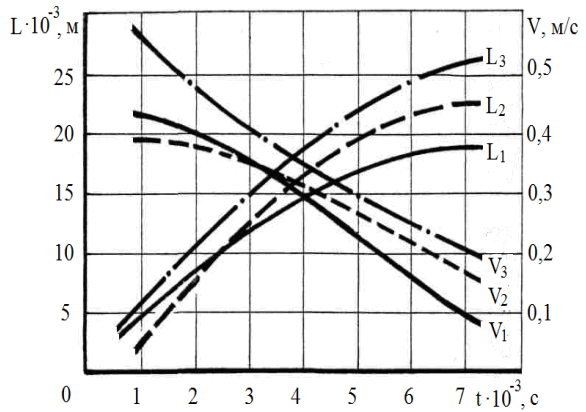


Рис.4 Характеристики руху мастила за межами мастильних каналів (L-довжина струменю; V-швидкість руху мастила)

За сучасними уявленнями доцільніше безперервні канавки. Їхня безперервність забезпечує більш рівномірний поперечний розподіл масла, а перекриття канавки одночасно двома поршневыми кільцями допомагає швидше розподіляти мастило по дзеркалу циліндра. Коли отвір точки мащення розташовано вище розподільних канавок, то забезпечується більш рівномірний поперечний розподіл масла, тому що більша кількість масла виходить із каналу в канавку, а не на дзеркало втулки.

Оскільки тисків вище, ніж 0,3...0,9 МПа, у нагнітальних мастилопроводах не зафіксовано, то справедливо припущення, що надходження масла в циліндр відбувається при положеннях поршня в мертвих точках або поблизу від них.

У цих умовах недоліки систем не виявляються й не усуваються, а лише компенсуються підвищенням вимог до якості циліндрових мастил, створення яких, як відомо, і без того є витратним і складним

завданням у загальній проблемі вдосконалювання організації мащення циліндрів двигунів.

Це говорить про те, що можливості створених мастил компенсувати недосконалість мастильних пристроїв підходять до межі, за якою нормальна робота форсованих дизелів можлива тільки при зниженій потужності або при використанні яких-небудь нових, наприклад, синтетичних мастил, здатних виконувати свої функції в більше жорстких умовах роботи, ніж масла на мінеральній основі.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Богач В.М. Исследование процесса маслоподачи двухрядной системой “Puls” без аккумуляирования давления масла / В.М. Богач, А.Н. Шебанов // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2014.- Вып. 34 - Одесса: ОНМА. - С.113-120.
2. Шебанов А.Н. Исследование процесса маслоподачи двухрядной лубрикаторной системой с аккумуляирование давления масла / А.Н. Шебанов, В.М. Богач // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2014.- Вып. 31 - Одесса: ОНМА. - С.122-132.

10.31653/smf341.2020.157-161

Панарін Р.Р., Міргород К.Д., Журавльов Ю.І.
Національний університет «Одеська морська академія»

ОСНОВНІ НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ (ПА) СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Довговічність деталей суднових технічних засобів (СТЗ) в значній мірі залежить від стану робочих поверхонь трибосполучень. Вона може бути підвищена шляхом забезпечення їх якості при виготовленні по конструкторському і технологічному напрямів з подальшим збереженням в період експлуатації.

До числа найважливіших показників якості деталей можна віднести точність їх виготовлення і шорсткість робочих поверхонь. Конструктивні елементи можна згрупувати за принципом "охоплювана - охоплює поверхню". Розглянемо ряд прикладів.

Так, поле допуску втулки циліндрів для крейцкопфних двигунів при діаметрі $D \geq 500$ мм має відповідати квалітету Н8, а зазначені вище поверхні - головки поршня - повинні бути виконані по посадкам: Н8 / f8; Н8 / f9; Н9 / f9; Н9 / e8; Н8 / e9 і мати шорсткість Ra 2,5. Для обробки зовнішніх поверхонь головки поршня необхідно точіння і шліфування, а внутрішніх у втулки - розточування на алмазно-розточувальному верстаті і хонінгування. Торцеві поверхні втулки вимагають додатково притирання.

Вимоги до шорсткості шийок колінчастих валів (охоплюються поверхні) істотно жорсткіше: шорсткість не менше Ra 0,32 для діаметрів до 100 мм і Ra 0,63 - для діаметрів більше 100 мм. Технологія їх забезпечення також набагато складніше: крім точіння, проводять попереднє і тонке шліфування, а потім здійснюють мікродоводку абразивними пастами для отримання шорсткості Ra 0,16 ... 0,32. В кінцевому рахунку, це дозволяє усунути хвилястість та підвищити експлуатаційні властивості цієї групи особливо відповідальних деталей як головних і допоміжних суднових дизелів, так і компресорів.

Вкладиші (що охоплює деталь) є опорами шатунних і корінних шийок колінчастого вала і пальця. Конструктивно вони виконуються з двох половин з робочою внутрішньою поверхнею, залитої якимось антифрикційним матеріалом. Для отримання рідинного тертя діаметральний зазор у вкладиші встановлюють з урахуванням допуску на виготовлення - 0,0007 ... 0,0012 діаметра кривошипа. Тому

отвір розточують, підрізають торці, обробляють фаски на алмазно-розточувальних верстатах.

Наведені приклади показують, що технологія отримання робочих поверхонь може істотно відрізнятись. Переважна більшість охоплюють поверхні деталей СТЗ вимагають розточення на токарних і алмазно-розточувальних верстатах, в окремих випадках - хонингованія. Охоплюються поверхні, крім точіння, необхідно шліфувати, притирати і полірувати. При цьому найбільш трудомісткими і дорогими операціями, визначальними основні експлуатаційні властивості деталей СТЗ, є чистові операції, яким і слід приділяти основну увагу в дослідженнях.

Досвід експлуатації машин і механізмів показує, що, в основному, довговічність і надійність СТЗ залежить від якості найтонших шарів робочих поверхонь деталей, в яких зароджуються і розвиваються процеси втомного та корозійного зносу і руйнування.

Вирішення цієї проблеми - подальше впровадження технологічних процесів відновлення та зміцнення деталей СТЗ. Одним з найбільш ефективних способів відновлення деталей СТЗ є електродугове наплавлення (ЕДН) в середовищі захисних газів (ЗГ).

Більш простим і зручним у виробництві вважається спосіб ЕДН в середовищі вуглекислого газу (CO_2). Основні переваги даного способу полягають в його простоті, економічності, можливості наплавить шар металу невеликої товщини, малому тепловкладенням в основний метал, високі експлуатаційні якості відновлюваної деталі. Недоліками - низька електропровідність CO_2 , яка обумовить нестійкість горіння зварювальної дуги і інтенсивне розбризкування металу, що становить від 10% до 12%. Це помітно погіршує економічну складову при ремонті СТЗ.

Тому в даний час все ширше при ЕДН в середовищі ЗГ застосовують суміші газів. Деякі інваріанти поєднань газів в газових сумішах значно сприяють підвищенню експлуатаційних і економічних показників при відновленні деталей СТЗ: зменшення розбризкування металу, поліпшення якості формування наплавленого шва і ін.

Основними складовими частинами установки є: токарно-гвинторізний верстат мод. 1М61, джерело живлення зварювальної дуги ВСЖ-303 і наплавочна головка. В режим наплавлення, тобто сукупність контрольованих параметрів, що забезпечують

отримання якісного шару, входять: швидкість наплавки, поздовжня подача головки, швидкість подачі дроту, зварювальний струм і подача вуглекислого газу. Кожен з цих параметрів забезпечується відповідним вузлом установки.

Токарно-гвинторізний верстат 1М61 є базою всієї установки. Частота обертів шпинделя істотно знижена за рахунок установки між головним електродвигуном і веденим шківом черв'ячного редуктора. Поздовжня подача наплавочної головки, що закріплюється на супорті верстата, забезпечується обертанням ходового гвинта і встановлюється набором відповідних рукояток управління на коробці швидкостей і подач верстата.

Наплавочна головка призначена для безперервної подачі зварювального дроту в зону наплавлення, по гнучкій трубі подається захистів-ний газ.

Витрата CO₂ можна змінювати, обертаючи голку регульованого ротаметра на приладовій панелі наплавочної головки і контролюючи положення поплавка в скляній трубі.

Швидкість подачі дроту регулюється шляхом перемикання рукояток управління на корпусі редуктора зварювальної головки згідно із законодавством України з даними закріпленої на ньому таблиці.

Зварювальний випрямляч забезпечує стабільне горіння зварювальної дуги за рахунок жорсткої вольтамперної характеристики. Струм наплавки встановлюється поворотом ручки на зварювальному випрямлячі і регулюється за показаннями амперметра.

Основними причинами втрати працездатності ТНВД середньооборотних дизелів є нерівномірний знос прецизійних поверхонь плунжерних пар, ерозійні та корозійні пошкодження, задираки [3]. Відмови форсунок найчастіше пов'язані з зносом розпилювачів, заклинюванням голок, корозійних роз'їдань порожнин охолодження [1].

Наведені дані показують, що вирішальний вплив на довговічність ТА надає стан прецизійних поверхонь її деталей. Воно може досить довго зберігатися на прийнятному рівні при технічно грамотній експлуатації (мінімізація числа переходів з дизельного палива на важке при маневрах, ретельна його очищення, зменшення теплових деформацій при різкій зміні режимів та ін.). Іншим шляхом

підвищення довговічності є регенерація зношених деталей, яку слід розглядати як один з елементів їх життєвого циклу [4].

З урахуванням незначної абсолютної величини зносу (найчастіше - не більше 10 ... 15 мкм) його компенсація може бути проведена з використанням хіміко-термічної обробки (ХТО) прецизійних деталей. З огляду на, що її розмірний ефект визначається дифузійними процесами в поверхневих шарах деталі, вибір насичує елемента повинен здійснюватися в залежності від хімічного складу поверхні і технології зміцнюючої обробки, використаної при виготовленні деталей. Обстеження суден з головними і допоміжними середньооборотними дизелями показали, що в плунжерних парах ТНВД близько 80% прецизійних поверхонь мають мікроструктуру мартенситу відпустки твердістю ~ HV 8 ... 8,5 МПа, характерну для низьколегованих високовуглецевих сталей типу ХВГ і ШХ15 (рис. 1).

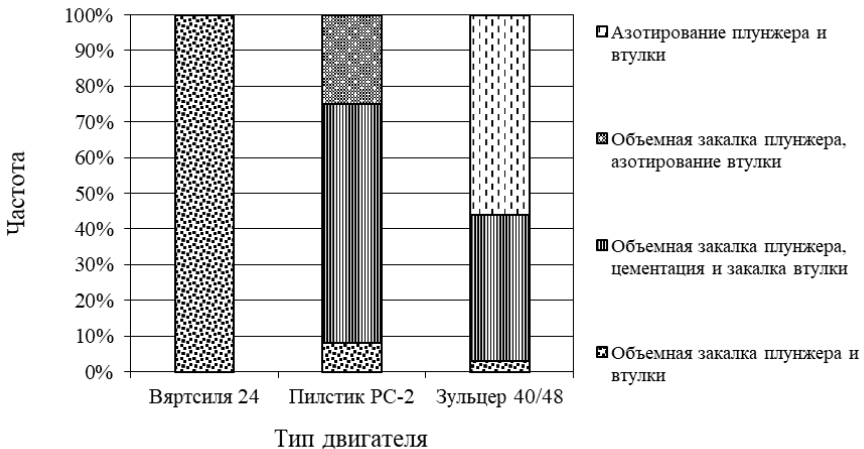


Рис. 1. Распределение деталей плунжерных пар ТНВД СОД

Таким чином, при регенерації деталей ТА дизелів з використанням ХТО в принципі можливо насичення їх прецизійних поверхонь азотом, бором, титаном і іншими елементами. Однак обов'язковою умовою для досягнення прийнятної довговічності є:

- облік режиму хіміко-термічної обробки, перш за все - температури, що є причиною деформацій самої деталі;

- зіставлення ефективної товщини формується покриття з величиною гранично допустимого зносу деталі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Овсянников М.К., Петухов В.А. Експлуатаційні якості суднових дизелів. - Л.: Суднобудування, 1982. - 208 с.
2. Шишкін В.А. Аналіз несправностей і запобігання ушкоджень суднових дизелів. - М.: Транспорт, 1986. - 192 с.
3. Чепурненко В.П., Лісін В.В. Виготовлення ребристих поверхонь повітряних аміачних конденсаторів методом лиття під тиском. // Холодильна техніка і технологія. - 1970. - Вип. 10.
4. Тарапата В.В., Левченко А.А., Шикуть В.І., Юхимець Т.А. Експлуатаційні пошкодження плунжерних пар паливних насосів суднових дизелів // - М.: В / О "Мортехінформреклама", ЕІ серії "Судноремонт", вип. 2 (609). - 1989. - С. 1-11.
5. Тарапата В.В. Підвищення довговічності трибосопрязений суднових дизелів як процес оптимізації масопереносу при їх експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті // Суднові енергетичні установки: науково - технічний збірник. - 2003. - № 8. - Одеса: ОДМА. - С. 148-156.

10.31653/smf341.2020.162-165

Ананченко Д.А., Стретский К.Ф., Мельник О.А.
Національний університет «Одеська морська академія»

ОСОБЛИВОСТІ ЛЕГУВАННЯ МЕТАЛІВ, ЯКІ ЗАСТОСОВУЮТЬСЯ В СУДНОРЕМОНТІ

Легування – переводиться як *сплавлення*. Цей технологічний метод став цілеспрямовано застосовуватися порівняно недавно і являє собою технологічний процес додавання певного кількості деяких хімічних елементів у розчин розплавлених металів для поліпшення їх технічних властивостей. Спочатку це було пов'язане з технологічними труднощами. Легуючі добавки просто вигорали при використанні традиційної технології одержання сталі.

Примітно те, що з першими сталями, що познайомила людина, були природнолегуючі сталі. Ще до початку залізного віку застосовувалося метеоритне залізо, яке мало в своєму складі до 8,5 % нікелю.

Високо цінувалися і природнолеговані сталі, виготовлені із руди, споконвічно багаті легуючими елементами. Підвищена твердість і в'язкість японських мечей з можливістю забезпечити гостроту крайки, можливо, пояснюються наявністю в сталі молібдена.

Сучасні погляди про вплив на властивості сталі різних хімічних елементів почали складатися з розвитком хімії у другій чверті XIX століття.

Очевидно, першим удалим використанням цілеспрямованого легування можна вважати винахід в 1858 році англійським ученим Робертом Мюшеттом сталі, що містять 1,85 % вуглецю, 9 % вольфраму і 2,5 % марганцю. Сталь призначала для виготовлення різців металлооброблюваних станків і з'явилася прообразом сучасної лінійки швидкоріжучих сталей. Промислове виробництво цих сталей почалося в 1871 році.

Прийнято вважати, що першою легованою сталлю масового виробництва стала сталь Гадфільда, відкрита англійським металургом Робертом Ебботом Гадфільдом в 1882 р. Сталь містить 1,0 — 1,5 % вуглецю й 12 — 14 % марганцю, має гарні ливарні властивості і зносостійкість. Без особливих змін хімічного складу ця сталь зберглася дотепер. Для поліпшення фізичних, хімічних, міцносних і технологічних властивостей, метали легують, вводячи до їхнього складу різні легуючі елементи. Для легування сталей використовую-

ються хром, марганець, нікель, вольфрам, ванадій, ніобій, титан і інші елементи. Невеликі добавки кадмію мідь збільшують зносостійкість проводів, добавки цинку в мідь бронзу — підвищують міцність, пластичність, корозійну стійкість. Легування титану молібденом більш ніж удвічі підвищує температурна межа експлуатації титанового сплаву завдяки зміні кристалічної структури металу.^[4] Леговані метали можуть містити один або кілька легуючих елементів, які надають їм спеціальні властивості.

Легуючі елементи вводять у сталь для підвищення її конструкційної міцності. Основною структурною складовою у конструкційній сталі є ферит, що займає в структурі не менш 90 % за обсягом. Розчиняючись у феріті елементи, що легують, зміцнюють його. Твердість феріту (у стані після нормалізації) найбільше сильно підвищують кремній, марганець і нікель. Молібден, вольфрам і хром впливають слабкіше. Більшість легуючих елементів, зміцнюючи ферит і мало впливаючи на пластичність, знижують його ударну в'язкість (за винятком нікелю). Головне призначення легування:

- підвищення міцності стали без застосування термічної обробки шляхом зміцнення феріту розчиненням у ньому легуючих елементів;
- підвищення твердості, міцності й ударної в'язкості в результаті збільшення стійкості аустеніту і тим самим збільшення прокалюванню.
- додання стали спеціальних властивостей, з яких для сталей, що йдуть на виготовлення казанів, турбін і допоміжного устаткування, особливе значення мають жаростійкість і корозійна стійкість.

Легуючі елементи можуть розчинятися у феріті або аустеніті, утворювати карбіди, давати інтерметалічні з'єднання, розташовуватися у вигляді включень, не взаємодіючи з ферітом і аустенітом, а також, з вуглецем. Залежно від того, як взаємодіє легуючий елемент із залізом або вуглецем, він по-різному впливає на властивості стали. У феріті в більшій або меншій ступені розчиняються всі елементи. Розчинення легуючих елементів у феріті приводить до зміцнення стали без термічної обробки. При цьому твердість і межа міцності зростають, а ударна в'язкість звичайно знижується. Усі елементи, що розчиняються в залозі, змінюють стійкість феріту і аустеніту. Критичні точки легування сталей зміщуються залежно від того, які легуючі елементи і у яких кількостях присутні в ній. Тому при виборі температур під закалювання, нормалізацію і відпал або відпуснення, необхідно враховувати зсув критичних точок.

Марганець і кремній вводяться в процесі виплавлення сталі для розкислення, вони є технологічними домішками. Марганець уводять у сталь до 2 %. Він розподіляється між феритом і цементитом. Марганець помітно підвищує границя текучості, поріг холодноламності, прокалюваність сталі, але робить сталь чутливою до перегріву. У зв'язку із цим для здрібнювання зерна з марганцем у сталь уводять карбідоутворюючі елементи. Тому що у всіх сталях зміст марганцю приблизно однаково, той його вплив на сталь різноскладу залишається невідчутним. Марганець підвищує міцність, не знижуючи пластичності сталі. Марганець і кремній є постійними супутниками, практично в будь-якій сталі, оскільки їх спеціально вводять при її виробництві. **Кремній**, поряд з марганцем і алюмінієм основним розкислювачем сталі. Марганець ще використовується для «зв'язування» сірки усунення явища до червоноламності. Зміст елементів, звичайно, перебуває в межах 0,30 — 0,70 % Mn, 0,17-0,37 % Si і порядку 0,03 % Al. У цих межах вони називаються технологічними домішками й не є легуючими елементами. Спеціальне введення марганцю, кремнію й алюмінію вище зазначених діапазонів для додання сталі певних споживчих властивостей уже буде легуванням^[6].

Кремній не є карбідоутворюючим елементом і його кількість у сталі обмежують до 2 %. Він значно підвищує границю текучості й міцність сталі й при зміні більш 1 % знижує в'язкість, пластичність і підвищує поріг холодноламності. Кремній структурно не виявляється, тому, що повністю розчинний афері, крім тієї частини кремнію, яка у вигляді окислу кремнію не встигнула спливати в шлаки і залишилася в металі у вигляді силікатних включень.

Маркування легованих сталей

Марка левованої якісної сталі в Росії складається з комбінації букв і цифр, що позначають її хімічний склад. Легуючі елементи мають наступні позначення: хром (X), нікель (H), марганець (Г), кремній (З), молібден (М), вольфрам (В), титан (Т), тантал (Та), алюміній (Ю), ванадій (Ф), мідь (Д), бор (Р), кобальт (ДО), ніобій (Б), цирконій (Ц), селеній (Е), рідкоземельні метали (Ч). Цифри, що коштують після букви, указують на зміст левоуючого елемента у відсотках. Якщо цифри не зазначені, то левоуючого елемента втримується 0,8-1,5 %, за винятком молібдену й ванадію (зміст яких у сталях звичайно до 0.2-0.3 %) А також бору (у сталі з буквою Р його повинне бути до 0,010 %). У конструкційних якісних левованих

сталях дві перші цифри показують вміст вуглецю в сотих частках відсотка.

Приклад: 03X16H15M3B — високолегована якісна сталь, яка містить 0,03 % С, 16 % Cr, 15 % Ni, до 3 % Mo, до 1 % Nb.

Окремі групи сталей позначаються по іншому

Шарикопідшипникові сталі маркують буквами (ШХ), після яких указують змісту хрому в десятих частках відсотка,

Швидкорізальні сталі (складнолеговані) позначаються буквою (Р), цифрою показує зміст вольфраму у відсотках;

Автоматні сталі позначають буквою (А) і цифрою позначають вміст вуглецю в десятих долях відсотка.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Технологія конструкційних матеріалів / Під ред. Г.А.Прейса.-Київ: Вища шк., 1984.-470с.
2. Технічне обслуговування судна в рейсі: Довідник/ А.А.Фока, Ю.Д.Митрюшкин, В.В.Тарапата і ін.; Під ред. А.А.Фока.-М. транспорт, 1984.-320 ст.
3. Технологія конструкційних матеріалів: Учбовий посібник / Сологуб М.А., Рожнецький І.О., Некіз О.І. та ін.; під ред. М.А. Сологуба. - К.: Вища школа, 1993. -300 с.

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 41.

Підписано до печатки 30.11.2013. Формат 60×84/16.
Уч.-изд. л. 9,89. Тираж 100. Зауважити, увести до ладу. № И12-12 52.

НУ «ОМА», центр „Видавінформ”
Свідчення ДК № 1292 від 20.03.2003
65029, м. Одеса, вул. Дидрихсона, 8
тел./факс: (0482) 34-14-12
publish@ma.odessa.ua