

**Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Одеська морська академія»**

**Одеське відділення інституту морської техніки, науки і технології
(Великобританія)**

МАТЕРІАЛИ

**Науково-технічної конференції молодих дослідників
"Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт"
17.11.2021**

Матеріали науково-технічної конференції молодих дослідників "Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт", 17.11.2021. – Одеса: НУ «ОМА», 2021. –241 с.

Матеріали публікуються згідно з поданими авторами оригіналами.

ЗМІСТ

<i>ПЛЕНАРНІ ДОПОВІДІ</i>	6
<i>Mykhaylo Miyusov. Maritime Education and Training in Ukraine</i>	6
<i>СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І СИСТЕМИ</i>	6
<i>Болтенков М.А, Сагін С.В. Забезпечення режимів гідродинамічного навантаження циліндрової групи суднових малооборотних дизелів</i>	12
<i>Бу Дик Чионг, Сагін С.В. Забезпечення екологічних показників суднових середньооборотних дизелів</i>	16
<i>Липін Д.А., Сагін С.В. Зниження емісії оксидів азоту суднових дизелів</i>	23
<i>Савченко А.М., Сагін С.В. Підвищення ефективності роботи паливної апаратури високого тиску суднових дизелів</i>	28
<i>Першин Ю.О, Сагін С.В. Зниження втрат енергії на подолання сил тертя в суднових дизелях</i>	
<i>Сосновський Д.О., Сагін С.В. Зниження механічних втрат в суднових дизелях</i>	38
<i>Антонов А.С., Заблоцький Ю.В. Підвищення ефективності роботи суднових дизелів під час використання присадок до палива</i>	42
<i>Василенко Д.В., Заблоцький Ю.В. Поширення екологічної стійкості суднових дизелів шляхом управління випускними газами</i>	46
<i>Жашков Е.О., Заблоцький Ю.В. Зниження токсичності випускних газів суднових двигунів внутрішнього згорання</i>	51
<i>Коломійчук В.С., Заблоцький Ю.В. Підвищення ефективності роботи суднових дизелів під час хімічної обробки палива</i>	55
<i>Таранець Д.Ю., Заблоцький Ю. В. Забезпечення режимів водопідготовки суднових котельних установок</i>	57
<i>Алфьоров Д.О., Ткаченко І.В. Використання палива біологічного походження в суднових дизелях середньої потужності</i>	60
<i>Снігірьов Є.О., Ткаченко І.В. Забезпечення вимог міжнародних конвенції щодо суднових вод, що містять нафту</i>	66
<i>Шинкарук Д.В., Ткаченко І.В. Підвищення екологічності суднових дизелів шляхом використання рециркуляції випускних газів</i>	70
<i>Коровкін В.В., Веретеннік О.М. Підвищення ефективності систем наддуву суднових дизельних установок</i>	75
<i>Негрієнко Д.М., Веретенник О.М. Вплив процесу паливоподачі на робочий процес дизеля</i>	78
<i>Цибуля К.К., Веретенник О.М. Підвищення ефективності систем охолодження суднових дизелів</i>	83
<i>Леонт'єв Є.А., Аболешкін С.Є. Підвищення ефективності циркуляційного змащування суднових дизелів</i>	87
<i>Казак О.О., Аболешкін С.Є. Підвищення ефективності наддуву суднових дизелів</i>	90

<i>Мітін В.К., Аболєшкін Є.С.</i> Забруднення навколишнього середовища в суднобудівній промисловості.....	91
<i>Вихованець О.М., Аболєшкін Є.С.</i> Підвищення ефективності утилізації тепла судових енергетичних установок.....	95
<i>Дмитрієв В.С., Аболєшкін Є.С.</i> Поліпшення екологічних показників роботи судових дизелів	98
<i>Пясковський Т.Ю., Кіріс О.В.</i> Методи боротьби з накипоутворенням в судовій опріснювальній установці	100
<i>Куліков Д.І., Афтанюк В.В.</i> Аналіз застосування та досвіду експлуатації судових скрубєрів	104
<i>Співак Б.А., Малахов О.В.</i> Вдосконалення процесу підготовки палива в умовах роботи судна.....	108
<i>Фесенко М.А., Малахов О.В.</i> Технологія обробки палива для запобігання забрудненню паливної системи на судах	111
<i>Карпук І.І., Парменова Д.Г.</i> Методи забезпечення вимог щодо емісії NOx у випускних газах судових двигунів.....	113
<i>Панов А.Д., Новак В.С., Богач В.М.</i> Особливості експериментальних досліджень систем мащення сучасних судових дизелів.....	117
<i>Glazyrin M., Rymarev I., Lebedev B.</i> Modernization of thermite compositions in order to increase their thermal power	120
<i>Karavaev M.A, Rudik K.M, Zhuravlov Yu.I.</i> Methods of Investigation of the Tribological Characteristics of Materials of Parts of Marine Technical Facilities (STS) on a Friction Machine	122
<i>Петрусенко О.Д., Скалозуб Ю. В., Мельник О.А.</i> Особливості класифікації і маркування сталей.	126
ЕКСПЛУАТАЦІЯ І РЕМОНТ СЕУ	129
<i>Гайдаржи П.І., Богданов М.С., Голюков В.А.</i> Дослідження та оцінка ефективності роботи системи охолодження повітря на вході турбокомпресора судового малообертового дизеля ежекційною холодильною машиною	129
<i>Харкавенко В.Г., Голюков В.А.</i> Підвищення ефективності використання циркуляційних олиф у судовому середньообертовому дизелі.....	129
<i>Рута В.В. , Корбан В.Х.</i> Підвищення ефективності дистанційного контролю вологовмісту циркуляційного мастила в картері мало обертового дизеля...	134
<i>Соловійов С.Р., Корбан В.Х.</i> Дистанційний контроль витрати дизельного палива	136
<i>Шеховцов Д.С., Корбан В.Х.</i> Очищення нафтовмісних вод у судовій енергетичній установці кавітаційним засобом.....	140
<i>Коваль М.А., Євсєєв М.Д. Нікольський В.В., Оженко Є.М., Нікольський М.В.</i> Аналіз шляхів підвищення працездатності системи електронного управління подачею палива судового малообертового дизеля.....	149
<i>Кашицин І.В., Небеснов В.В.</i> Аналіз способів отримання, бункерування та зберігання водневих палив	151

<i>Кучер В.Я., Небеснов В.В.</i> Екологічні переваги використання аміаку в якості основного типу палива для СЕУ	154
<i>Савка О. О., Довиденко Ю. М.</i> Аналіз систем мащення циліндрів суднових малообертових дизелів	156
<i>Аргіров О. С., Солодовніков В. Г.</i> Методи попередньої очистки судового високовуглецевого палива від сірки	161
<i>Дем'яненко І. А., Козицький С. В.</i> Використання нанорідкого алюмінію у пальному для покращення енергетичних та екологічних показників судових двигунів внутрішнього згорання.....	165
<i>Sorokin R.R., Kozyskyi S.V.</i> Efficiency comparison of the crankshaft's torsional vibrations hydrodynamic damper of a low-speed vessel engine depending on the design parameters and the properties of the fluid.....	169
<i>Біткіне К. Г., Козицький С. В.</i> Врахування втрат потужності судових малообертових двигунів фірми MAN B&W на рух складових у кривошипна шатунному механізмі.....	178
<i>Корітнянський Д.В., Козьмініх М.А.</i> Шляхи визначення ефективності судової енергетичної установки контейнеровоза	185
<i>Рачковський А. С., Павлович В. М., Козьмініх М. А.</i> Підвищення надійності судового холодильного обладнання шляхом використання ланки навантаженого резерву	189
<i>Студніков А.В., Козьмініх М.А.</i> Порівняльний аналіз систем скраплення пари вантажу суден LPG.	193
<i>Мамикін С.В., Дорошенко Д. С., Козьмініх М.А.</i> Підвищення ефективності судових холодильних установок систем комфортного кондиціювання повітря	199
<i>Дяченко Р. І., Кардаш В.П.</i> Шляхи зниження викидів NOx судовими дизельними двигунами	
<i>Кузьменко Б.В., Шендерей Є. О., Кардаш В. П.</i> Управління процесами тертя в опорах валів судових допоміжних механізмів	210
<i>Заболотний А.В., Кардаш В.П.</i> Методи поліпшення умов пожежної безпеки на танкерах-газовозах	215
<i>Боштан І.В., Ольшамовський В.С.</i> Підвищення ефективності охолоджуючих холодильних систем.....	220
<i>Мазурков О.З., Білий В.А., Лукашук Ю.В., Голюков В.А.</i> Підвищення ефективності систем кондиціювання внутрішніх приміщень судна.....	226
<i>Луканцов О.В., Білий В.А., Нікольський В.В.</i> Підвищення надійності системи подачі палива RT-Flex судового малообертового дизельного двигуна.....	229
<i>Лапшин С.В., Білий В.А., Нікольський В.В.</i> Вдосконалення системи подачі палива в судовому середньообертовому двигуні.....	234

ПЛЕНАРНІ ДОПОВІДІ

УДК 629.123.56

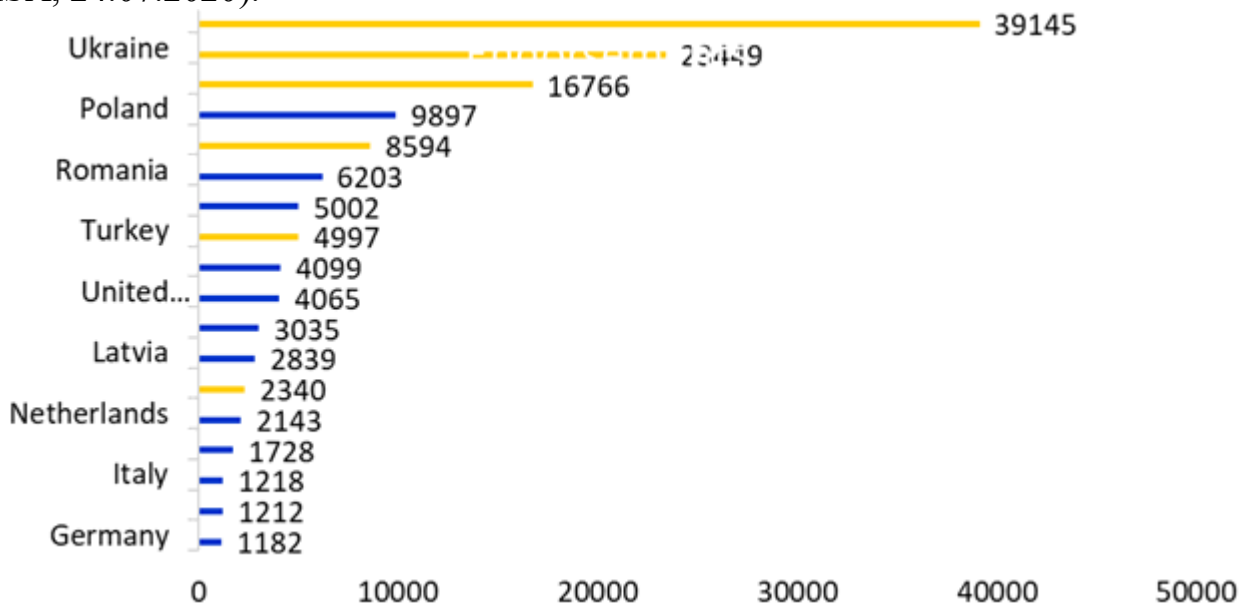
Mykhaylo Miyusov
Rector National University “Odessa Maritime Academy”

Maritime Education and Training in Ukraine

Statistical data for Ukraine

- Location – Eastern Europe
- Area – 603 628 km²
- The number of seaports in the Black and Azov Seas – 13
- Population on 01.01.2021 – about 41.6 million
- Average salary for March 2021 – about 500 USD
- Number of higher educational institutions - 644
- Number of students in 2020 – 1 308 000
- Admission to institutes in 2020 – 330 000
- Graduation from institutes in 2020 – 433 000

Number of masters and officers holding valid Endorsements at EU level (EMSA, 24.07.2020).



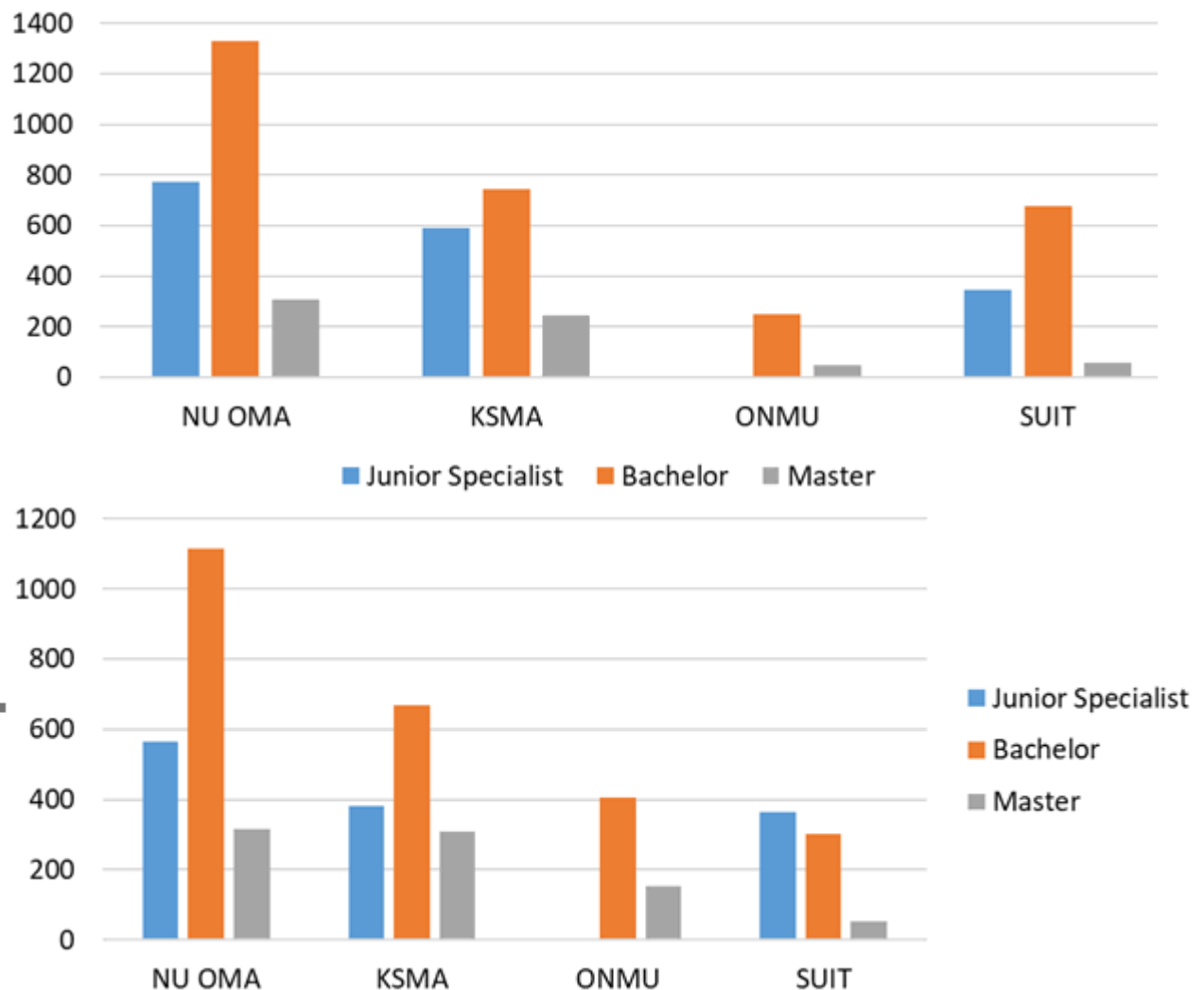
Total number of valid seafarers' certificates issued in Ukraine is 146 299 (as of 11.05.2021)

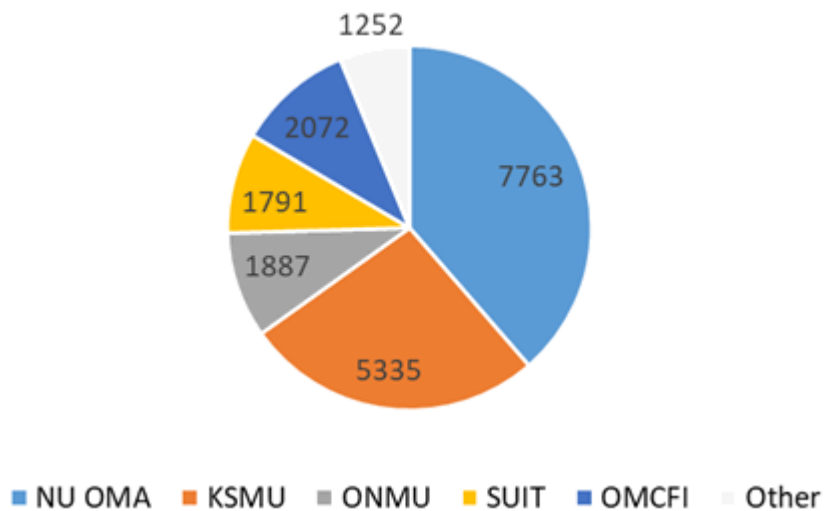
Including:

Masters and officers	82 501
Top officers (management level)	38 170
Officers (operational level)	40 121
Ratings (support level)	63 798
Masters and deck department	76 704
Engine department	69 595
MET Institutions	
5 Maritime Universities and Academies	

- National University “Odessa Maritime Academy” (NU OMA, Odessa) with branches in Mariupol and Izmail
 - Odessa National Maritime University (ONMU, Odessa)
 - Kherson State Maritime Academy (KSMA, Kherson)
 - State University of Infrastructure and Technologies (SUIT, Kyiv) with a branch in Izmail
 - Admiral Makarov National University of Shipbuilding (NUS, Mykolaiv)
- 7 Colleges training of Junior Specialists only
- 5 are subdivisions of universities and academies in Odessa, Kherson, Kyiv and Kiliya
 - 2 are separate in Odessa and Kherson

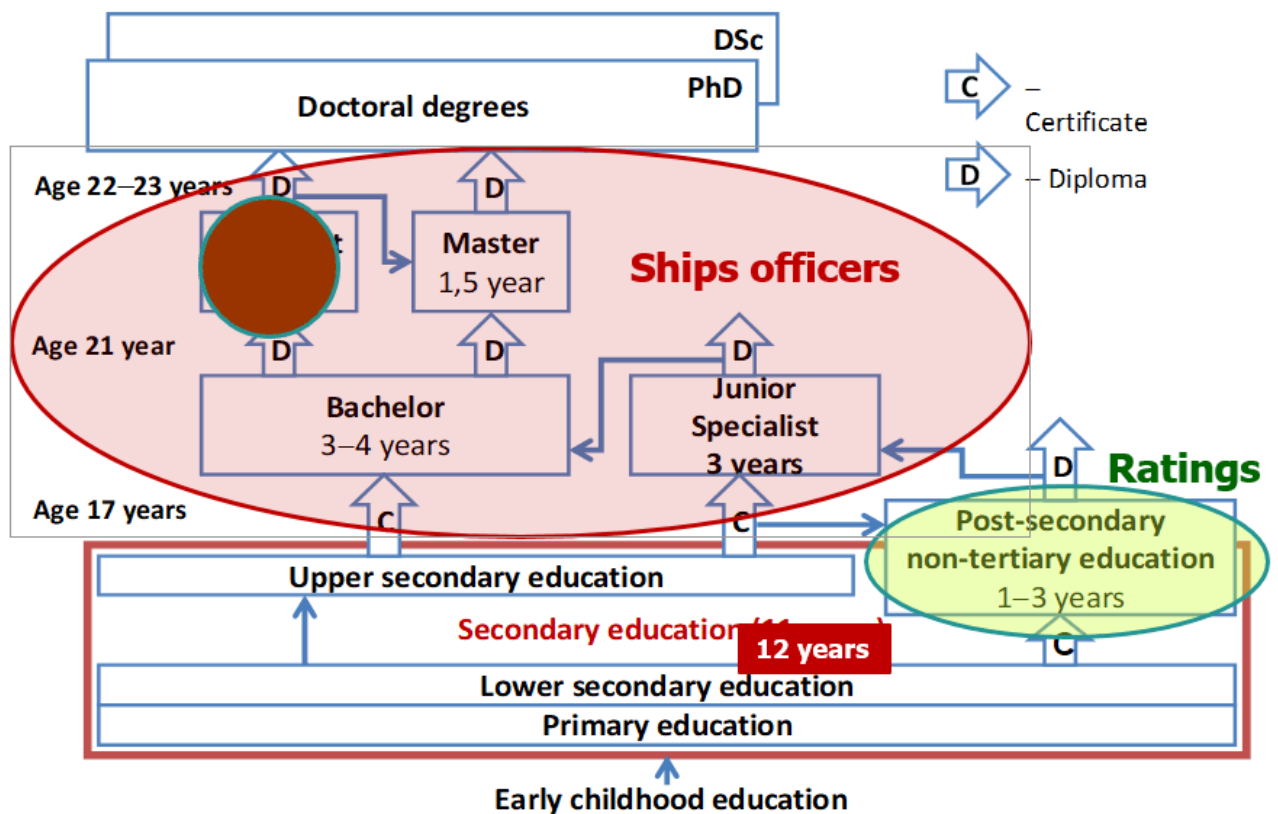
2020 MET Statistics of Ukraine: Total number of students – 20 100
 Total Admission – 5 332, Total Graduation – 6 473
 MET statistics





MET System Structure

MET is built in an education system



National University “Odessa Maritime Academy”

The leading maritime higher education institution in Ukraine since 1944

▪ Fully equipped for STCW training:

Full mission bridge simulators, GMDSS, ECDIS, AIS, Radar, ARPA simulators;

Full mission Engine Room simulators, workshop with machine tools, engine-room for training;

Electrical Power Plant equipment, High-voltage equipment, PLC laboratory;

Training sailing ship, Safety training facilities, etc.

- The study programs are approved by the Nautical Institute and accredited by the Institute of Marine Engineering, Science and Technology

- Quality management system certified by Bureau Veritas (ISO 9001:2015)

- About half of full-time students study free of charge at the expense of the state.

The cost of training for contract students is about 1500 US dollars for full-time education for citizens of Ukraine. Part-time education is 2 times cheaper.

NU «OMA» – Fields of Education

Fields of Education

- Navigation
- Marine Engineering
- Electrical Engineering, Electronics and Automation
- Automation and Integrated Computer Technology
- Law (focus on maritime law)
- Management (focus on maritime sector)
- Port operations and technologies (Junior specialist)
- Hydro-technical constructions (Junior specialist)

IMarEST accreditation

Bachelor and Master programmes

are accredited by IMarEST:

- Marine Power Plants Operation and Maintenance
- Automated Control of Marine Power Plants
- Operation and Maintenance of Marine Electrical Equipment and means of Automation
- Radio-electronic Devices, Systems and Complexes

NU «OMA» and the Nautical Institute of Great Britain

Quality Management System NU «OMA» and

International Association of Maritime Universities

Black sea association of maritime institutions magna charta universitatum

International programs and scientific researches

Results of the International Projects and Programmes International Conferences and Forums

NU «OMA» host

- 8th General Annual Assembly of IAMU (2007)
- Annual Forum on Seafarers' Education, Training and Crewing (ETC Forum, 2014-2021)

- International Conference on Engine Room Simulators (ICERS 13, 2017)
- International conferences, seminars and round-tables, etc.
- NU «OMA» participant
- General Annual Assembly of IAMU
- IMLA
- IMLA-ICERS
- IMLA-IMEC
- TransNav
- GlobalMET
- International conferences, seminars and round-tables, etc.

NU «OMA» cooperation with educational institutions

- Mircea Cel Batran Naval Academy (Romania);
- Rize University (Turkey);
- University of Lubljana, Faculty of Maritime studies and Transport;
- Korea Maritime University;
- Cukurova University;
- Kocaeli University;
- Varna Free University “Chernorizets Hrabar”
- Baku State University;
- Piri Reis University;
- Gdynia Maritime University (Poland);
- Italian Merchant Maritime Academy (Italy);
- Nikola Vaptsarov Naval Academy (Bulgaria);
- Batumi State Maritime Academy (Georgia);
- Constanta Maritime University (Romania);
- Maritime Faculty of Istanbul Technical University (Turkey);
- Technical University of Moldova, etc.

NU «OMA» and IMO

Academic staff of the University actively participate in the following IMO meetings:

- Ø IMO Assembly; Ø IMO Council;
- Ø Sub-Committee on Human Element, Training and Watchkeeping (HTW);
- Ø Sub-Committee on Navigation, Communications and Search and Rescue (NCSR);
- Ø Maritime Safety Committee (MSC);
- Ø Legal Committee.

NU «OMA» has signed the agreements on co-operation with the following companies:

- V. Ships
- MSC Shipmanagement Ltd.
- OSM Shipmanagement

- K-line, Stargate
- MOL Ship Management
- Stolt-Nielsen
- Goldenport Shipmanagement, OceanGold Tankers Inc.
- Columbia Shipmanagement
- Marlow Navigation
- Anglo-Eastern Shipmanagement
- Bernhard Schulte Shipmanagement
- Alpha Navigation
- Seaspans Shipmanagement
- Nordic Hamburg Shipmanagement
- Etc.

Deck officers' training-Full mission bridge simulators, GMDSS simulators

Engineer officers' training-Engine full mission simulator

Electro-technical training-Electrical Power Plant, High-voltage equipment, PLC laboratory

Safety training

Problems and Prospects

Problems

- Nowadays Ukraine practically does not have its own merchant fleet.
- Insufficient government support for MET.
- Low salaries of teachers and instructors in public institutions.
- Ineffective education lending system.
- Difficulties in organizing of on-board training for many cadets.
- Prospects
- High motivation to work in officer positions in international shipping.
- High potential for increasing the number of ship officers.
- Use of acting ship officers as teachers and instructors.
- Shipping industry support of MET institutions in Ukraine.
- Resumption of full-fledged operation of the training sailing ship "Druzhba".
- Teaching in English.

СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І СИСТЕМИ

УДК 621.432.4

Болтенков М.А, Сагін С.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення режимів гідродинамічного мащення циліндрової групи суднових малообертових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Однією із систем, що забезпечує функціонування дизелів, є система мащення. Збільшення потужності та розмірів дизеля (діаметру циліндра та ходу поршня) ускладнює конструкцію системи мащення та збільшує кількість допоміжного обладнання, яке входить до її складу. Сучасні суднові двотактні дизелі (які використовуються як головні двигуни – такі, що передають свою потужність на гвинт і забезпечують рух морських суден) комплектуються двома системами мащення. Одна з них – циліндрова (або лубрикаторна), подає мастило в циліндр і забезпечує мащення циліндрової групи (поршневих кілець та втулки циліндра). За допомогою другої (циркуляційної) мастило подається до підшипників дизеля (крейцкопфного, рамового та мотильового). Основним завданням як лубрикаторної, так і циркуляційної системи є запобігання контактним взаємодіям деталей дизеля за рахунок створення мастильного шару та забезпечення гідродинамічного або граничного режиму змащування поверхонь тертя. Саме за цих умов забезпечується мінімальне зношування деталей дизеля та мінімальні втрати його потужності [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для забезпечення режимів мащення циліндрової групи суднових дизелів використовуються конструкційні та технологічні методи. До першої групи відносяться сучасні системи циліндрового мащення світових лідерів у дизелебудуванні Wartsila (система RPLS) та MAN-Diesel&Turbo система (LUBECS), до другої – використання високолегованих моторних мастил [2]. При цьому у будь якому випадку, основні інновації та технічні розробки в системах циліндрового мащення зводяться до економії циліндрового мастила, зменшенні зносу циліндрових втулок, зменшення ризику холодної корозії циліндрових втулок, забезпеченню максимально можливого часу роботи в режимі "Slowsteaming" і "Extra Slowsteaming" (режими довготривалої роботи суднових двигунів на малих – таких, що відповідають 50 % навантаженню, та надмалих – таких, що відповідають навантаженням від 10 % до 50 % номінальної потужності). В даний час провідні виробники суднових двигунів ведуть посилені розробки для систем мащення циліндрової групи, багато в чому відштовхуючись від своїх інженерних розробок з одночасним використанням досвіду експлуатації суднових дизелів в морських умовах. При цьому як основне завдання висувається забезпечення режимів гідродинамічного мащення циліндрової групи [3].

Постановка завдання. Завданням дослідження були визначення найбільш сприятливого методу, за допомогою якого можливо забезпечити режим гідродинамічного мащення циліндрової групи суднових малообертових дизелів.

Виклад основного матеріалу дослідження. Уявлення про режими змащування циліндрової групи можна проілюструвати з прикладу моделі, показаної на рис. 1. Гідродинамічний режим мащення спостерігається в тих

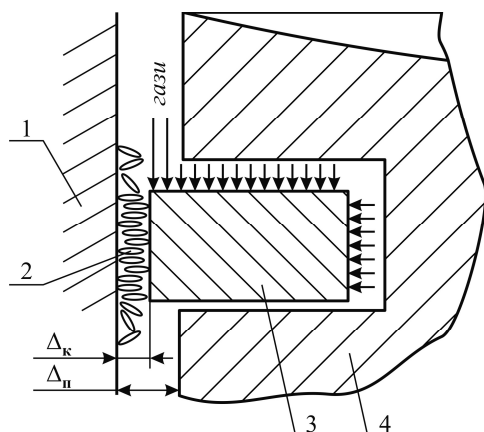


Рис. 1. Модель трибологічної системи циліндрова втулка – мастильний матеріал – поршневе кільце:

1 – втулка циліндра; 2 – мастильний матеріал; 3 – кільце; 4 – поршень

місцях, де мастильний матеріал поділяє поверхні поршня та втулки. У парі тертя поршневе кільце – циліндрова втулка переважним режимом тертя та мащення є граничний. Це пов'язано з тепловим розширенням кільця (завдяки наявності «кільцевого» замку), а також з виконанням кільцем компресійної дії, коли на верхню та внутрішню частину кільця діють гази, а зовнішня поверхня кільця притискається до поверхні циліндрової втулки. При цьому зазори в парах тертя поршень – втулка Δ_n та кільце – втулка Δ_k мають різне значення та відповідають різним режимам мащення [4, 5].

Основним компонентом трибологічної системи, показаної на рис. 1, на який можна накладати керуючий вплив, є мастильний матеріал. Його властивості та характеристики визначаються не лише його власною структурою, а й залежать від впливу металевих поверхонь, які він поділяє. Відмінною характеристикою мастильного матеріалу, що входить у цю трибологічну систему, є його здатність утворювати структурно впорядковані граничні мастильні шари, що мають властивості рідких кристалів. Поява орієнтаційної впорядкованості молекул і рідкокристалічний стан граничного шару призводить до виникнення додаткового розклинюючого тиску. При цьому забезпечується перехід від граничного режиму мащення до гідродинамічного або робота трибологічної системи в граничному режимі мащення без фрикційних контактів між поверхнями. Рідкокристалічні властивості граничних мастильних шарів характеризуються двома основними показниками – ступенем впорядкованості молекул та товщиною граничного шару. Їх збільшення сприяє зниженню контактних навантажень та зменшенню механічних втрат у трибологічних системах [6].

Дослідження виконувались на судовому дизелі 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo. Для мащення циліндрів дизеля використовувалися моторні мастила Texaco Special HT 40 та Castrol CL 40. Принципова схема лубрикаторної системи дизеля наведена на рис. 2.

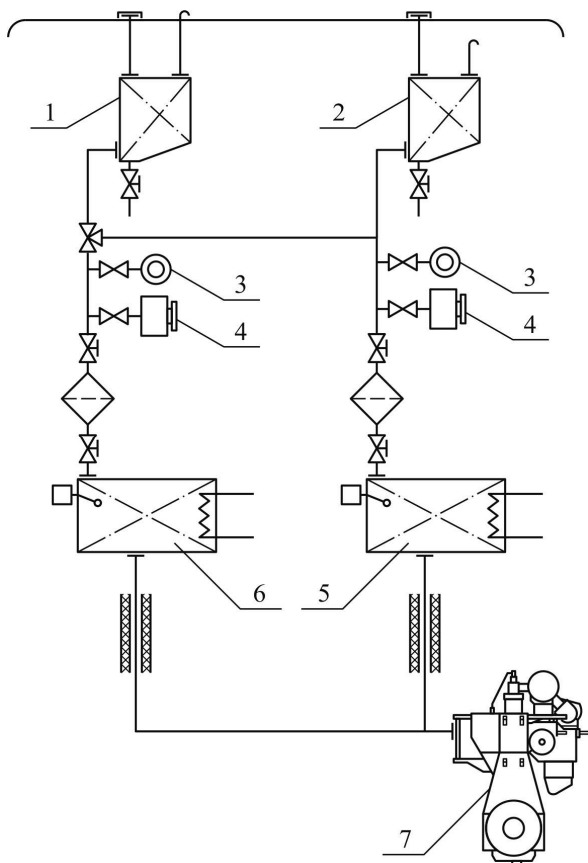


Рис. 2. Схема лубрикаторної системи мащення суднового дизеля 6S60ME-C9:
1, 2 – танк лубрикаторного мастила;
3 – витратомір; 4 – контролер;
5, 6 – витратна цистерна; 7 – дизель

Наявність двох цистерн моторного мастила (позиції 1 і 2) давало можливість використання різних мастил для різних груп циліндрів. Експерименти виконувались під час океанського переходу судна тривалістю 11 ... 12 днів тільки на усталених режимах роботи дизеля. Постійність навантаження на дизель визначалося незмінною частотою обертання колінчастого валу та постійною цикловою подачею палива. Протягом усього експерименту судновий дизель 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo працював на одному сорті палива RMC350 (з вмістом сірки 0,37 %). Подача мастила Castrol CL 40 здійснювалася в циліндри 1-3, а мастила Texaco Special HT 40 – в циліндри 4-6. Попередніми дослідженнями з визначення структурних характеристик моторних мастил було встановлено,

що товщина впорядкованого (граничного) мастильного шару для мастила Texaco Special HT 40 складає 13,6 мкм, для мастила Castrol CL 40 – 15,4 мкм.

Непряму оцінку режимів тертя та мащення, що перебігають у трибологічній системі втулка циліндра – мастильний шар – поршневе кільце, можна виконати за аналізом відпрацьованого мастила, що надходить у підпоршковий простір дизеля. Циліндрова група дизелів відноситься до об'єктів постійного контролю технічного стану. Виконання візуальних інспекцій циліндрових втулок не завжди є можливим. Насамперед, це пов'язано з періодом безперервної роботи головних двигунів морських суден (наприклад, тривалість океанських переходів може досягати 20 ... 30 діб), і також з великими витратами на їх виконання. Тому для діагностування технічного стану циліндрових втулок застосовуються непрямі методи. Найпоширенішим і доступним для умов морського судна є визначення залишкового лужного числа (base number – BN) і кількості металевих домішок в мастилі. Відбір проб мастила та їх подальший аналіз виконувався в судновій технічній лабораторії фірми Cylinder Scrape-Down Oil Analysis через кожні 20 годин роботи дизеля відповідно до рекомендованих технологій та послідовності. При цьому для кожного циліндра дизеля встановлювалося своє значення подачі циліндрового мастила. Відхилення її величини за циліндрами не перевищувало 5 % від середнього значення. З підпоршневого простору кожного циліндра виконувався відбір проб відпрацьованого мастила з наступним

визначенням в судновій технічній лабораторії вмісту в мастилі наступних компонентів: PQI (Particle Quantity Index), Fe (Iron), V (Vanadium), Ni (Nickel), Si (Silicon) та BN. Результати досліджень узагальнено на рис. 3.

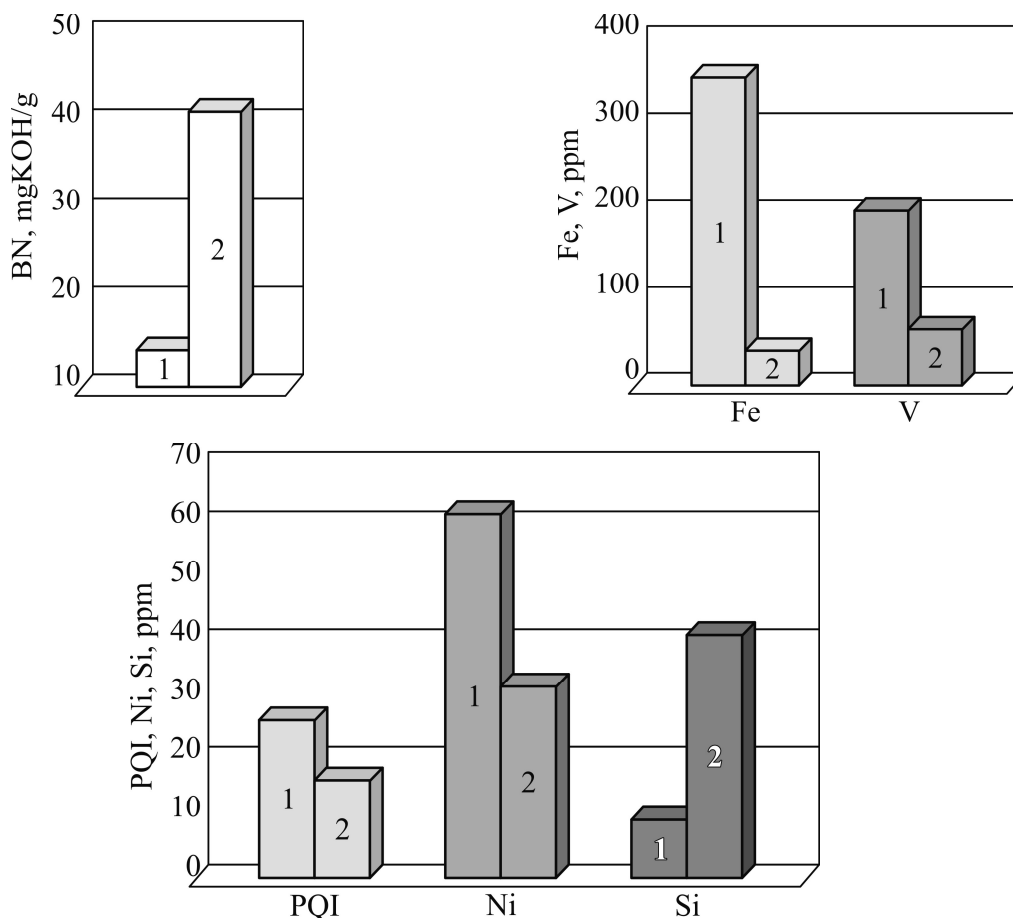


Рис. 3. Значення BN (base number), Fe (Iron), V (Vanadium), PQI (Particle Quantity Index), Ni (Nickel), Si (Silicon) в пробах відпрацьованого мастила суднового дизеля 6S60ME-C9:

1 – під час використання моторного мастила Texaco Special HT 40;

2 – під час використання моторного мастила Castrol CL 40

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

Тонкі шари моторних масел (які поділяють поверхні тертя та забезпечують гідродинамічний або граничний режим мащення трибологічних систем суднових дизелів) характеризуються впорядкованою структурою молекул. Показником цієї структури є товщина впорядкованого (граничного) мастильного шару.

Структурна впорядкованість граничних шарів моторних мастил пов'язана з механічними втратами енергії суднових дизелів і зношуванням деталей, змащування яких забезпечується цими мастилами (наприклад, циліндрової групи).

Оцінку зносу деталей циліндрової групи доцільно виконувати за кількістю механічних домішок, які надходять у моторне мастило, і залишковим лужним числом моторного мастила. За допомогою експериментальних досліджень, виконаних на судновому дизелі 6S60ME-C9 MAN-Diesel&Turbo, було встановлено, що моторні мастила, структура граничних шарів, які характеризуються більшою товщиною граничного шару, забезпечують менший знос деталей дизеля.

Для моторного мастила Castrol CL 40 (з товщиною граничного шару 15,4 мкм) забезпечується 7,5 ... 8,3 кратне зниження домішок заліза, 3,5 ... 3,8 кратне зниження домішок ванадію, 1,6 ... 1,8 кратне зниження домішок нікелю в порівнянні з моторним мастилом Техасо Special HT 40 (з товщиною граничного шару 13,6 мкм).

Таким чином, гідродинамічний режим змащування в трибологічних системах судових дизелів (зокрема циліндрової групи) можливо забезпечити за рахунок керованого впливу на граничний шар моторного мастила, який розділяє поверхні, що контактують.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сагін С.В., Кривий М.О. Визначення розподілу тиску в шарі неньютонівських мастил у судових енергетичних установках / Вісник Одеськ. нац. морск. ун-ту : зб. наук. праць. – 2020. – № 2(62). – С. 160 - 170.
2. Поповский Ю. М., Сагин С. В., Ханмамедов С. А., Гребенюк М. Н., Терегеря В. В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения // Вестник машиностроения. – 1996. – № 6. – С. 7 - 11.
3. Мацкевич Д. В., Сагин С. В., Ханмамедов С. А. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2010. – Вып. 25. – Одесса : ОНМА. – С.109 - 118.
4. Сагин С. В., Заблоцкий Ю. В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей // Проблемы техники : наук.-виробн. журнал. – 2012. – № 4. – Одесса : ОНМУ. – С. 68 - 81.
5. Сагин С. В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей // Вісник Одеськ. нац. морск. ун-ту. : зб. наук. праць. – 2019. – Вип. 1(58). – С. 89 - 100.
6. Сагин С. В. Реология моторных масел при режимах пуска и реверса судовых малооборотных дизелей // Universum. Технические науки. – 2018. – Вып. 3(48). – С. 67 - 71.

УДК 621.43.06

Бу Дик Чионг, Сагін С.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення екологічних показників судових середньооборотних дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Постійне зростання споживання копалин енергії, особливо на транспорті, є однією з основних причин локального забруднення повітря та глобального потепління клімату. Більшість промислово розвинених країн світу давно обмежують шкідливі викиди транспортних засобів та двигунів екологічними стандартами. Мета цих стандартів захистити та покращити здоров'я людей та якості навколишнього середовища. Одним із основних джерел шкідливих викидів транспортних засобів є випускні

гази двигуна внутрішнього згоряння. Шкідливі викиди ділять на дві категорії – які впливають на людини і довкілля. До першої категорії відносять оксид вуглецю (CO), оксиди азоту (NO_x), ряд вуглеводнів (CH), дисперсні частинки, сполуки свинцю та сірки. До другої категорії – діоксид вуглецю (CO₂), метан (CH₄), озон (O₃), утворення яких призводить до глобального потепління, фотохімічного зміг у тропосфері та озонових «дірок» у стратосфері [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Протягом останніх років було різко посилено вимоги з боку міжнародних організацій щодо екологічності роботи морських суден та їх енергетичних установок. Насамперед це стосується дизелів – найпоширенішого теплового двигуна, що використовується на морському транспорті, а також до емісії оксидів азоту, що потрапляють в атмосферу з випускними газами. Забезпечення екологічних параметрів роботи є особливо актуальним для середньообертових дизелів, що виконують функції головних та допоміжних двигунів. В даний час пропонується широкий спектр розв'язків цієї проблеми: підвищення якості організації робочого процесу; підвищення якості традиційних видів палива, використання присадок та застосування альтернативних видів палива; застосування систем очищення випускних газів; використання конструкційних доробок; управління процесом випуску газів (рециркуляцією та перепуском); проте ступінь їхньої ефективності неоднозначна [2, 3].

Постановка завдання. Завданням дослідження було визначення оптимальних режимів експлуатації системи перепуску випускних газів – як одного із способів забезпечення екологічних показників роботи суднових середньообертових дизелів.

Виклад основного матеріалу дослідження. Дослідження проводилися на трьох однотипних суднових середньообертових дизелях 6L26 фірми Wartsila з електронною системою управління фазами паливоподачі, повітро- та газорозподілу. Номінальна потужність дизелів становила $N_{\text{снм}}=1200$ кВт за частотою обертання валу 1000 хв^{-1} . Дизелі входили до складу суднової електростанції та передавали свою потужність на електрогенератор. Дизелі мали однаковий моторесурс роботи та експлуатувалися на рівновеликих навантаженнях. Як система управління випускними газами на цих дизелях встановлено систему перепуску випускних газів (Exhaust gas wastegate – EWG). Згідно з проектною документацією, система EWG забезпечує перепуск газів у діапазоні 0 ... 10 %. Принципова схема системи EWG суднового дизеля 6L26 фірми Wartsila показана на рис. 1.

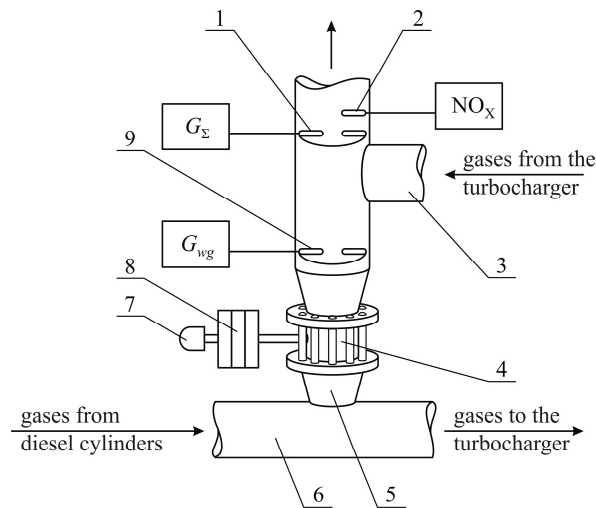


Рис. 1. Принципова схема суднового середньооборотного дизеля 6L26 Wartsila із системою керування випускними газами EWG: 1, 9 – точки контролю витрати газів; 2 – точка контролю емісії NO_x; 3, 6 – основний потік газів; 4 – перепускний клапан (wastegate); 5 – перепуск газів; 7 – контролер; 8 – сервомотор перепускного клапана

Під час проведення дослідження контролювалися та вимірювалися параметри, що дозволяють визначити емісію NO_x, питому ефективну витрату палива b_e , а також ефективну потужність дизеля [9-11]. Ступінь перепуску випускних газів δ_{EWG} змінювалася в межах 0 ... 10 % і визначалася за виразом

$$\delta_{EWG} = \frac{G_{wg}}{G_{\Sigma}} \cdot 100\%,$$

де G_{wg} – кількість випускних газів, що пройшло через перепускний клапан, кг/с (вимірювалося в точці 9 витратоміром MT100S) [4];

G_{Σ} – сумарна кількість випускних газів, що надходять у газовипускную магістраль від газотурбонагнетача при повністю закритому перепускному клапані, кг/с (вимірювалося у точці 1 витратоміром MT100S) [1].

Концентрація NO_x у випускних газах визначалася в точці 2 (рис. 1) за допомогою газоаналізатора Testo350XL, який забезпечував швидкодію визначення 30 ... 90 с та можливість отримання як поточного, так і середнього (за результатами до 1000 вимірювань) значення. Крім того, виконувався контроль температури випускних газів (як щодо окремих циліндрів, так і її неузгодженість від середнього значення). Похибка у вимірюванні витрати газів, що визначається витратоміром MT100S, не перевищувала $\pm 0,5\%$, похибка у вимірюванні емісії NO_x у випускних газах газоаналізатором Testo350XL становила $\pm 3,5\%$, похибка у визначенні питомої ефективної витрати палива не перевищувала $\pm 2,5\%$. Результати експерименту наведено у таблиці 1.

Зниження емісії NO_x під час використання системи EWG показано на рис. 2.

Ефективність використання системи EWG для кожного з режимів роботи дизеля оцінювалася площею під кривою $NO_x = f(\delta_{EWG})$, яка визначалася методом трапецій як визначний інтеграл

$$\int_a^b f(x) dx \approx \frac{h}{2} [f(x_0) + 2f(x_1) + \dots + 2f(x_{n-1}) + f(x_n)] \quad (1)$$

де $f(x)$ – безперервна функція з аргументом x ;

a, b – межі інтегрування ($a \leq x \leq b$);

$h = (b - a)/n$ – шаг інтегрування;

$x_0, x_1, \dots, x_{n-1}, x_n$ – значення аргументу з кроком збільшення h в інтервалі інтегрування $[a, b]$;

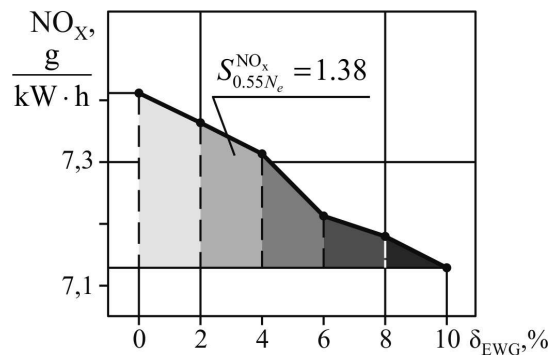
n – кількість площ [3].

Таблиця 2. Результати експерименту

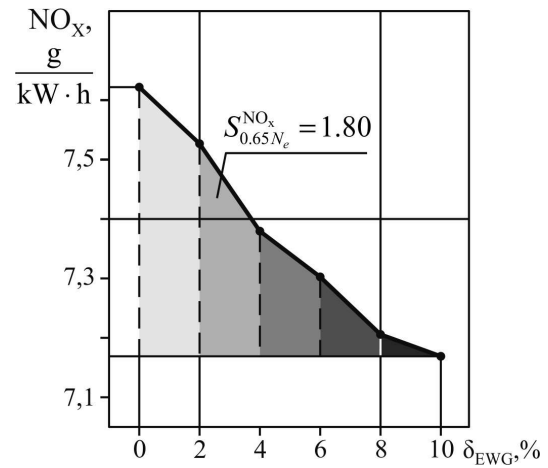
Навантаження на дизель, %	Ступінь перепуску випускних газів, δ_{EWG} , %					
	0	2	4	6	8	10
	емісія NO_x , g/(kW·h)					
55	7,41	7,36	7,31	7,22	7,18	7,13
65	7,62	7,52	7,38	7,29	7,21	7,18
75	7,93	7,77	7,53	7,45	7,32	7,23
85	8,46	8,10	8,01	7,68	7,57	7,31
	питома ефективна витрата палива, b_e , g/(kW·h)					
	55	196,6	203,0	204,0	204,7	204,8
	65	195,3	200,5	202,7	203,2	203,3
75	193,7	196,8	197,3	197,5	197,6	197,7
85	189,2	190,6	190,9	191,2	191,3	191,4
	температура випускних газів t_g , °C					
	55	283	285	291	298	308
	65	276	277	280	285	298
75	276	278	279	283	288	297
85	273	275	277	281	287	292

Враховуючи значення NO_x , які наведені в таблиці й, були отримані такі значення інтеграла (1), що визначає площу під кривою $NO_x=f(\delta_{EWG})$: $S_{0.55N_e}^{NO_x} = 1.38$; $S_{0.65N_e}^{NO_x} = 1.80$; $S_{0.75N_e}^{NO_x} = 3.00$; $S_{0.85N_e}^{NO_x} = 5.39$. Площа під кривою $NO_x=f(\delta_{EWG})$ може бути прийнята як критерій екологічної ефективності використання системи EWG. Збільшення цієї площі свідчить про більшу екологічну ефективність режиму перепуску газів. Таким чином, збільшення ступеня перепуску випускних газів на всіх режимах роботи дизеля сприяє підвищенню його екологічної ефективності.

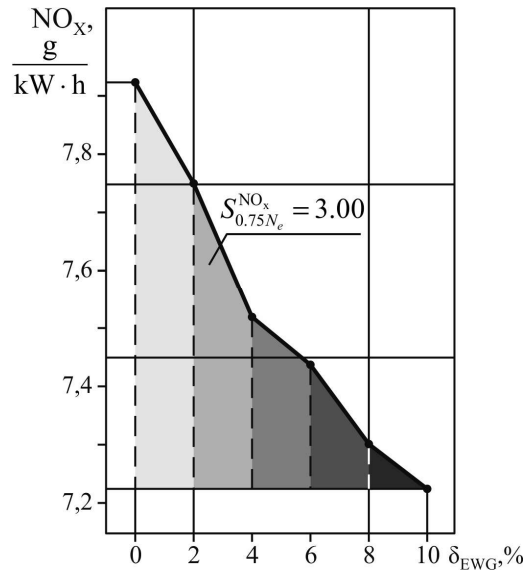
Екологічну ефективність режимів системи EWG також можна оцінити за запасом екологічної стійкості роботи дизеля ΔNO_x^+ , %, на вибраному режимі роботи, який визначається за виразом



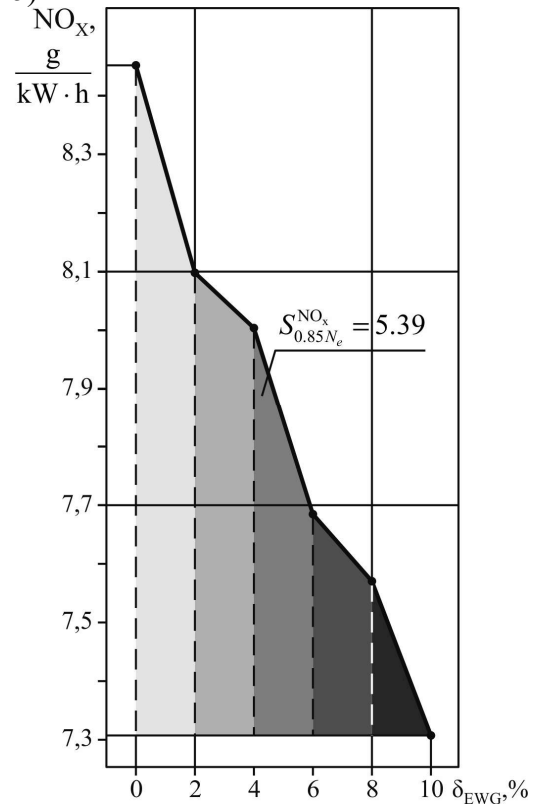
a)



б)



в)



г)

Рис. 2. Зміна емісії NO_x залежно від ступеня перепуску δ_{EWG} при різних навантаженнях дизеля 6L26 Wartsila: а – 55 %; б – 65 %; в – 75 %; г – 85 %

$$\Delta \text{NO}_x^+ = \frac{\text{NO}_x^{\text{Tier}} - \text{NO}_x^{\text{work}}}{\text{NO}_x^{\text{Tier}}} \cdot 100\% \quad (2)$$

де $\text{NO}_x^{\text{Tier}}$ – граничне значення концентрації оксидів азоту в випускних газах (визначається для відповідного стандарту Tier залежно від характеристик дизеля), г/(кВт·год);

$\text{NO}_x^{\text{work}}$ – концентрації оксидів азоту в випускних газах на вибраному режимі роботи дизеля, г/(кВт·год).

Концентрація оксидів азоту у випускних газах суднових дизелів регламентується вимогами Annex VI MARPOL. Згідно з цими вимогами концентрація NO_x у випускних газах для дизелів, що відносяться до рівню Tier II, не повинні перевищувати значення

$$\text{NO}_x^{\text{Tier}} = \text{NO}_x^{\text{TierII}} = 44n^{-0.23}, \quad (3)$$

де n – частота обертання вала дизеля, хв^{-1} .

Для суднового дизеля 6L26 Wartsila (частота обертання колінчатого вала якого $n=1000 \text{ хв}^{-1}$) отримаємо:

$$\text{NO}_x^{\text{Tier}} = 44 \cdot 1000^{-0.23} = 8,98 \text{ г/(\кВт} \cdot \text{год)}.$$

Додатково визначимо, що на всіх експлуатаційних режимах (за будь-яким навантаженням на дизель та за будь-яким ступенем перепуску випускних газів) емісія оксидів азоту не перевищувала значення, визначеного за виразом (3), що забезпечувало роботу дизелів відповідно до вимог, що висуваються Annex VI MARPOL [1, 3].

Для відповідних значень таблиці 2 за виразом (2) визначимо величини екологічної стійкості роботи дизеля ΔNO_x^+ , які в залежності від навантаження та ступеня перепуску узагальнено у вигляді таблиці 3.

Таблиця 3. Екологічна стійкість роботи дизеля 6L26 Wartsila, %, для різних умов експерименту

Навантаження на дизель, %	Ступінь перепуску випускних газів, δ_{EWG} , %					
	0	2	4	6	8	10
55	17,5	18,0	18,6	19,6	20,0	20,6
65	15,1	16,3	17,8	18,8	19,7	20,0
75	11,7	13,5	16,1	17,0	18,5	19,5
85	5,8	9,8	10,8	14,5	15,7	18,6

Номограма, що відображає значення екологічної стійкості роботи дизеля 6L26 Wartsila для різних умов експлуатації, наведено на рис. 3.

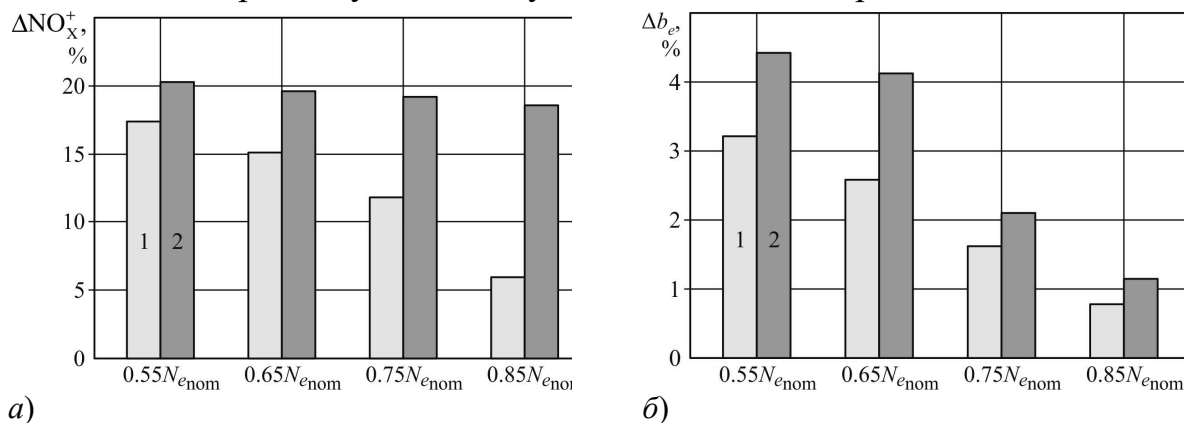


Рис. 3. Діапазон збільшення екологічної стійкості (а) та питомої витрати палива (б) для час різних умов роботи дизеля 6L26 Wartsila:

1 – без EWG; 2 – $\delta_{\text{EWG}}=10\%$

Використання системи EWG зменшує кількість випускних газів, що надходять до турбокомпресора. При цьому пропорційно зменшується кількість повітря, що надходить у циліндри дизеля, що призводить до погіршення згоряння палива та збільшення питомої ефективної витрати палива (таблиця 2). Це збільшення може бути визначене як

$$\Delta b_e = \frac{b_e^{\text{EWG}} - b_e}{b_e} \cdot 100\%, \quad (3)$$

де b_e^{EWG} – питома ефективна витрата палива на вибраному режимі роботи дизеля під час використання системи EWG, г/(кВт·год);

b_e – питома ефективна витрата палива без використання системи EWG, г/(кВт·год).

Відносне збільшення питомої витрати палива Δb_e для різних режимів роботи дизеля наведено у таблиці 4.

Таблиця 4. Збільшення питомої витрати палива Δb_e %, під час використання системи перепуску випускних газів

Навантаження на дизель, %	Ступінь перепуску випускних газів, δ_{EWG} , %				
	2	4	6	8	10
55	3,25	3,78	4,12	4,17	4,43
65	2,66	3,78	4,05	4,08	4,15
75	1,62	1,88	1,95	1,98	2,07
85	0,75	0,88	1,07	1,12	1,17

Номограма, що відображає діапазон збільшення питомої витрати палива Δb_e в залежності від навантаження дизеля для різного ступеня перепуску випускних газів δ_{EWG} показано на рис. 3, б.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Дослідження, що були виконані, та результати, що отримані, дозволяють зробити наступні висновки.

1. Використання перепуску випускних газів сприяє поліпшенню екологічних показників роботи суднових середньооборотних дизелів, зокрема у діапазоні експлуатаційних навантажень (0,55...0,85) $N_{\text{ном}}$ на 3,33 ... 15,42 % знижується рівень емісії NOX у випускних газах.

2. Використання системи EWG зменшує кількість випускних газів, що надходять до газової турбіни, це призводить до зниження продуктивності турбокомпресора, зменшення кількості повітря, що надходить у циліндр дизеля, і зростання питомої ефективної витрати палива. При цьому для режимів, що відповідають 55 ... 65% навантаження, зростання цього показника збільшується пропорційно ступеню перепуску випускних газів δ_{EWG} і становить 2,66...4,43 % (в діапазоні $\delta_{\text{EWG}}=2 \dots 10\%$). Для навантажень близьких до номінальної потужності – 0,85 $N_{\text{ном}}$ збільшення питомої витрати палива складає 1,2 % (для максимальної величини перепуску $\delta_{\text{EWG}}=10 \%$).

3. Оцінка ефективності використання системи EWG, як одного із способів забезпечення вимог Annex VI MARPOL щодо обмеження емісії NOX, повинна проводитись шляхом комплексної оцінки наступних параметрів роботи дизеля:

кількість оксидів азоту у випускних газах, збільшення питомої ефективної витрати палива, температура випускних газів. В якості оптимального ступеня перепуску газів слід приймати значення, яким відповідає максимальне зниження емісії NOX при мінімальному підвищенні витрат палива та одночасному підтримці температури випускних газів у межах, що не перевищують допустимий рівень теплової напруженості.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАННОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Kuropyatnyk O.A., Sagin S.V. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NOx Emissions from Marine Diesel Engines // Naše more. – 2019. – Vol. 66. – № 1. – P. 1 - 9. <https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1>.
2. Likhanov V.A., Lopatin O.P. Dynamics of soot formation and burnout in a gas diesel cylinder // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020 – 862 (2020) 062033. doi:10.1088/1757-899X/862/6/062033.
3. Kuropyatnyk O. A. The use of bypass exhaust gases to ensure the environmental performance of marine diesel engines // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – С. 217 -228.
4. Куропятник А. А., Сагин С. В. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сборник. – 2018. – Вып. 24. – С. 72 - 80.

УДК 621.431

Липін Д.А., Сагін С.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Зниження емісії оксидів азоту судових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. В даний час найбільшою мірою навколишнє середовище забруднюють випускні гази двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) автомобільного, залізничного та водного (морського та річкового) транспорту. Саме тому до специфічних завдань експлуатації судових енергетичних установок відносяться запобігання утворенню і нейтралізація екологічно небезпечних речовин, що утворюються при використанні нафтових палив.

ДВЗ, виробляючи корисну механічну енергію за рахунок окислення палива повітрям, в процесі здійснення робочого циклу виконує безперервний тепло-масообмін з довкіллям. Він забирає повітря і споживає паливо, потім викидає випускні гази (ВГ), 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 ВГ – складну газову суміш з безліччю компонентів. Чотири компоненти N_2 , O_2 , CO_2 і H_2O цієї суміші складають понад 99 ... 99,9 % обсягу газу, решта 0,1 ... 1,0 % обсягу ВГ складають домішки, які не представляють ін-

тересу з технічної точки зору, але є шкідливими для довкілля, живої природи і людини.

Під час потрапляння в атмосферу ВГ 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. Під час використання вуглеводневих палив нафтового походження, які спалюють в циліндрі з надлишком кисню, приблизно 80 ... 95% загальної маси токсичних домішок ВГ припадає на частку п'яти основних токсичних компонентів: CO, NO_x, SO₂, альдегідів і вуглеводнів. У зв'язку з цим останнім часом велика увага приділяється зниженню в продуктах згоряння шкідливих речовин, особливо оксидів азоту NO_x [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Оксиди азоту займають перше місце серед шкідливих викидів практично на всіх режимах роботи дизелів, незалежно від їх типу, класу, розмірів та конструктивних особливостей. Частка оксидів азоту в сумарних викидах становить 30 ... 80 % за масою і 60 ... 95 % за еквівалентною токсичністю. Окису азоту, що викидається в атмосферу, поряд з аерозолями і хлорорганічними сполуками руйнують озоновий шар, який знаходиться на висоті 25 км і поглинає 99 % сонячних і ультрафіолетових променів [2].

Відповідно до вимог Annex VI MARPOL 73/78 максимальне значення NO_x у ВГ щодо суднових малообертових дизелів (МОД) не повинне перебільшувати:

для дизелів, що встановлені на суднах, які побудовані до 2000 р. – 17,0 г/(кВт·год);

для дизелів, що встановлені на суднах, які побудовані до 2011 р. – 14,4 г/(кВт·год);

для дизелів, що встановлені на суднах, які побудовані після 2016 р., а також у разі роботи дизелів в зонах додаткового контролю викидів NO_x (так званих NO_x Emission Control Areas) – 3,4 г/(кВт·год);

Способи зниження концентрації NO_x у ВГ поділяються на первинні та вторинні. До первинних відносяться заходи щодо оптимізації процесу сумішоутворення, подачі та горіння палива, а також удосконалення конструкції паливної апаратури. Вторинні способи (селективне або неселективне каталітичне відновлення) мають на увазі очищення ВГ перед їх випуском в атмосферу в додатково встановлених спеціальних пристроях (реакторах) [3].

Найбільшого поширення серед первинних методів зниження емісії NO_x набули: зволоження повітря наддуву; застосування водо-паливних емульсій; використання прямого упорскування води в циліндр дизеля; модернізація конструкції паливної апаратури; використання системи рециркуляції ВГ – Exhaust gas recirculation (EGR). В останнє десятиліття системи рециркуляції ВГ все ширше застосовуються як в стаціонарній, так і в судновій енергетиці для зниження емісії NO_x. Розробка даних систем та їх встановлення виконуються для новопроектованих суден. Широкого досвіду технічної експлуатації цих систем в да-

ний час не існує, а рекомендації щодо їх використання в основному базуються на теоретичних дослідженнях і моделюванні процесів, що відбуваються при цьому [4].

Постановка завдання. Метою дослідження було визначення впливу системи рециркуляції ВГ на емісію оксидів азоту суднових дизелів, а також на їх економічні та енергетичні показники.

Виклад основного матеріалу дослідження. Дослідження виконувались на судновому МОД 7UEC60LS фірми Mitsubishi, система рециркуляції ВГ якого надана та зрозуміла з рис. 1.

Моніторинг концентрації оксидів азоту у ВГ виконувався за допомогою газоаналізатора Testo350XL та визначався в $\text{гNO}_x/(\text{кВт}\cdot\text{год})$.

Ступінь рециркуляції газів під час експериментів змінювалася в межах 5 ... 15 %.

Як економічний показник під час оцінки ефективності системи EGR приймалась питома витрата палива – b_e , що визначалась в $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$.

Енергетичні показники оцінювались через відносні зміну ефективної потужності без та під час використання системи EGR [4, 5].

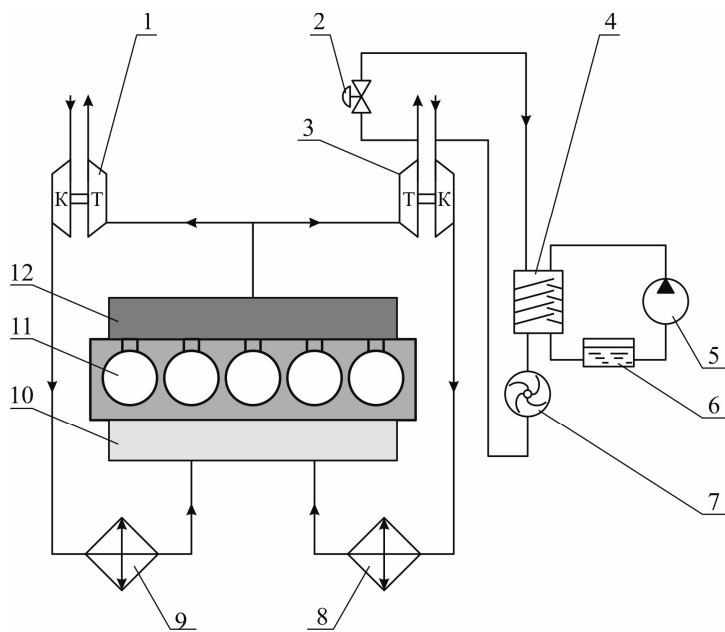


Рис. 1. Принципова схема системи рециркуляції ВГ суднового МОД 7UEC60LS фірми Mitsubishi:

- 1, 3 – ГТН; 2 – керуючий клапан системи рециркуляції випускних газів; 4 – скруббер;
5 – водяний насос; 6 – водяна цистерна; 7 – газовий нагнітач з електричним приводом;
8, 9 – охолоджувач наддувочного повітря; 10 – повітряний ресивер; 11 – циліндри дизеля;
12 – випускний колектор; Т, К – газова турбіна і повітряний компресор ГТН

Експерименти виконувались для наступних швидкісних режимів роботи дизеля: 55, 65, 75 та 80 об/хв, що відповідало значенням відносної потужності дизеля: $0,3N_{\text{енном}}$, $0,5N_{\text{енном}}$, $0,75N_{\text{енном}}$ та $0,95N_{\text{енном}}$.

Результати випробувань наведені на рис. 1-3.

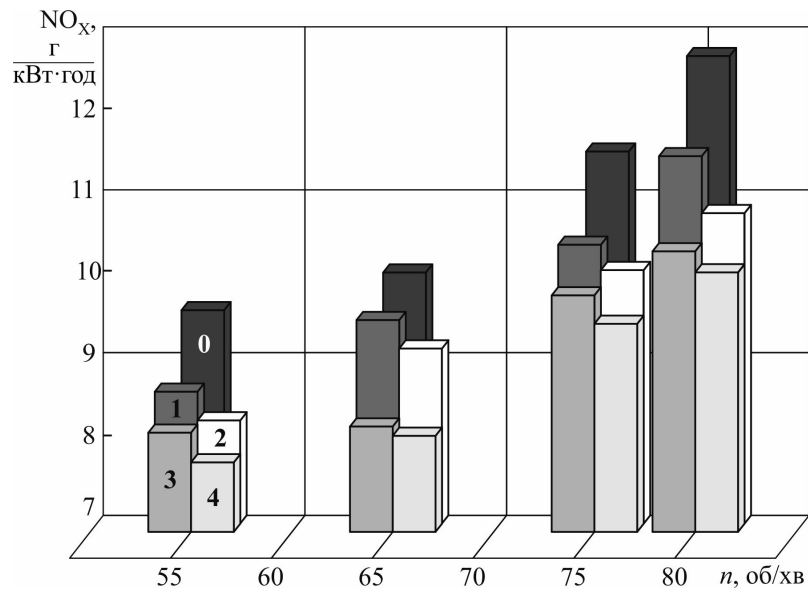


Рис. 1. Емісія оксидів азоту NO_x , г/(кВт·год) у ВГ суднового МОД 7UEC60LS залежно від частоти обертання n , об/хв для різного ступеня рециркуляції газів δ_{EGR} , %:
 0 – робота без рециркуляції, $\delta_{\text{EGR}}=0$ %; 1 – $\delta_{\text{EGR}}=5$ %; 2 – $\delta_{\text{EGR}}=10$ %;
 3 – $\delta_{\text{EGR}}=15$ %; 4 – $\delta_{\text{EGR}}=20$ %

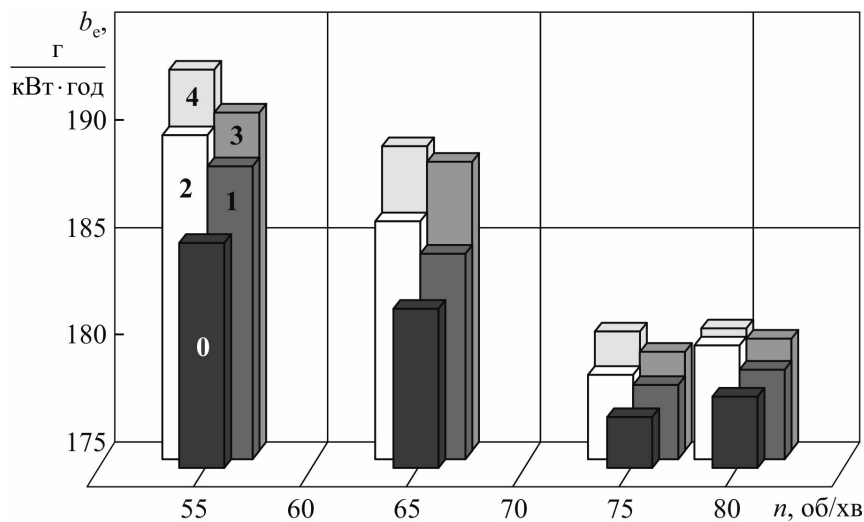


Рис. 2. Зміна питомої ефективної витрати палива b_e , г/(кВт·год) суднового МОД 7UEC60LS залежно від частоти обертання n , об/хв для різного ступеня рециркуляції газів δ_{EGR} , %:
 0 – робота без рециркуляції, $\delta_{\text{EGR}}=0$ %; 1 – $\delta_{\text{EGR}}=5$ %; 2 – $\delta_{\text{EGR}}=10$ %; 3 – $\delta_{\text{EGR}}=15$ %; 4 – $\delta_{\text{EGR}}=20$ %

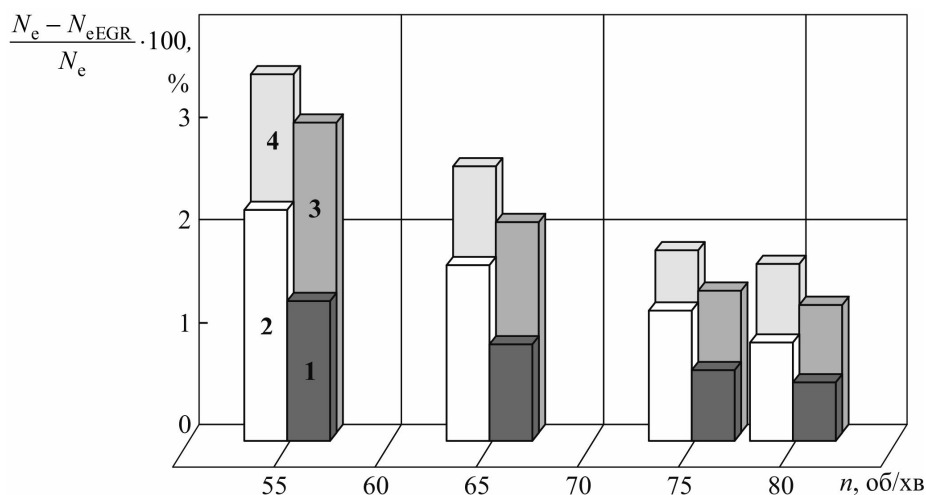


Рис. 3. Відносне зниження ефективної потужності $\frac{N_e - N_{eEGR}}{N_e} \cdot 100, \%$,

суднового МОД 7UEC60LS залежно від частоти обертання n , об/хв для різного ступеня рециркуляції газів δ_{EGR} , %:

0 – робота без рециркуляції, $\delta_{EGR}=0$ %; 1 – $\delta_{EGR}=5$ %; 2 – $\delta_{EGR}=10$ %; 3 – $\delta_{EGR}=15$ %; 4 – $\delta_{EGR}=20$ %

Висновки і перспективи подальших досліджень. В даний час такий спосіб зниження рівня емісії NO_x суднових дизелів як застосування рециркуляції випускних газів є найбільш оптимальним насамперед з точки зору його технологічного виконання та забезпечує виконання міжнародних норм захисту навколишнього середовища. Система EGR забезпечує примусову подачу випускних газів у циліндр дизеля, при цьому в циліндрі змінюється співвідношення між горючими компонентами палива (вуглецем, воднем та сіркою) та окислювачем (киснем, що міститься у повітрі). Це (при постійній кількості палива, що подається в циліндр) погіршує процес згоряння, знижує максимальну температуру в циліндрі і зменшує кількість оксидів азоту.

Рівень емісії NO_x залежить від ступеня рециркуляції системи EGR. Розв'язання завдань із забезпечення екологічних параметрів роботи суднових дизелів пов'язане з підтриманням необхідної економічності та ефективності роботи дизеля.

Використання додаткових методів, що сприяють зниженню емісії оксидів азоту у випускних газах, одночасно призводить до підвищення питомої ефективної витрати палива та зниження потужності дизеля. Зниження потужності дизеля у цьому випадку пов'язане зі зменшенням кількості ВГ, що надходять до газотурбонагнітач, і одночасним пропорційним збільшенням кількості ВГ, що надходять в циліндр дизеля (через систему рециркуляції). Перше знижує потужність газотурбонагнітачів, а друге призводить до зниження коефіцієнта наповнення циліндра свіжим повітрям. В обох випадках є прямо-пропорційна залежність потужності дизеля від зазначених параметрів, що обумовлює падіння ефективної потужності при зростанні ступеня EGR.

Будь яка експлуатація суднових ДВЗ повинна виконуватися з суворим забезпеченням екологічних вимог міжнародних та національних конвенцій, спрямованих на захист довкілля.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Kuropyatnyk O. A. Reduction of NO_x emission in the exhaust gases of low-speed marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Vienna-2018. – № 7-8 (July-August). – P. 37-42. doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-37-42.
2. Куропятник А. А. Снижение концентрации оксидов азота в выпускных газах судовых дизелей // Universum: Технические науки. – 2018. – Вып. 3(48). – С. 63-66.
3. Sagin S. V., Kuropyatnyk O. A. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3
4. Куропятник А. А., Сагин С. В. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сборник. – 2018. – Вып. 24. – С. 72-80.
5. Kuropyatnyk O. A. The use of bypass exhaust gases to ensure the environmental performance of marine diesel engines // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – С. 217-228.

УДК 621.432

Савченко А.М., Сагін С.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності роботи паливної апаратури високого тиску суднових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Основною причиною відмов плунжерних пар паливних насосів високого тиску (ПНВТ) суднових дизелів є втрата гідравлічної щільності через підвищення зазору між плунжером та втулкою із-за абразивного зношування поверхонь тертя, а також гідроабразивного, кавітаційного та ерозійного зношування. Дослідження стану робочих поверхонь плунжерних пар свідчить за наступний розподіл зносу або пошкоджень: абразивний знос плунжера та втулки – 74 %; гідроабразивний знос відсічної кромки – 16 %; кавітаційно-ерозійний знос у районі відсічного отвору втулки – 7 %; кавітаційно-ерозійний знос у районі відсічної кромки плунжера – 2 %; задири (заклинювання) – 1 %. Серед видів зношування домінує абразивне. В паливі завжди є тверді механічні частки, переважно розміром 1 ... 5 мкм – окисли кремнію, алюмінію, заліза та цинку, які здійснюють найбільш суттєву абразивну дію на поверхні прецизійних деталей паливної апаратури [1].

Для прецизійних деталей найбільшу небезпеку утворюють частки розміром 2 ... 10 мкм, які сумірні з зазором, тому що при неякісному очищенні палива вони потрапляють до зазору та викликають знос поверхонь. Механічні домішки, що опинились в зазорі між плунжером та втулкою, інтенсивне зношують верхню частину плунжера та відповідну частину втулки. При цьому більшому зносу піддається плунжер, величина його зносу в золотникової частині в 2 ...

2,5 рази перевищує величину зносу втулки в верхній частині. Саме тому, будь-які технологічні рішення, що спрямовані на зменшення контактних взаємодій між поверхнями ПНВТ та завдяки цьому сприяють підвищенню ефективності роботи паливної апаратури високого тиску судових дизелів є затребуваними та актуальними.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одним із найбільш перспективних шляхів підвищення ефективності роботи паливної апаратури судових дизелів є збільшення зносостійкості поверхонь тертя їх деталей. Зносостійкість трибосполучення визначається фізичними параметрами процесу та механічними властивостями матеріалів. У зв'язку з тим, що немає можливості суттєво впливати на фізичні параметри процесу зношування, керувати цим процесом можливо шляхом отримання оптимальних параметрів фізико-механічних властивостей і мікрогеометрії поверхонь тертя. До таких методів відносяться:

використання надміцних матеріалів та виготовлення прецизійних пар з зазором, що не перевищує 1 мкм;

нанесення на поверхні тертя регулярної мікрорельєфної геометрії;

забезпечення додаткового провертання плунжера під час поворотного ходу після закінчення нагнітання та відсічки палива [2].

Основним недоліком цих методів є неможливість їх застосування для будь-якого ПНВТ, а також необхідність в складному технологічному обладнанні, яке не завжди можливо встановити або використовувати на морських судах.

В даний час радикальне підвищення зносостійкості вузлів тертя машин, механізмів та обладнання може бути досягнуте шляхом формування зносостійкого металоорганічного покриття. Нанесення такого покриття можливо за рахунок використання спеціальних фтор-, або кремній органічних сполук, розчинених у речовині, що швидко випаровується за звичайної температури.

Постановка завдання. З огляду на викладене, метою дослідження було визначення впливу спеціальних фторорганічних покриттів на експлуатаційні показники та ефективність роботи паливної апаратури високого тиску судових дизелів.

Виклад основного матеріалу дослідження. Через високий тиск, що створюється ПНВТ, тріада тертя втулка-паливо-плунжер працює в граничному режимі тертя. При цьому паливо, що поділяє контактні поверхні, можливо розглядати як мастильний матеріал. В умовах граничного тертя та граничного навантаження здійснюється формування тонких граничних мастильних шарів, які характеризуються орієнтаційною впорядкованістю молекул та товщиною. Саме ці показники сприяють виникненню додаткових пружно-демпфуючих властивостей палива та забезпечують зниження контактних взаємодій між плунжером та втулкою ПНВТ.

У дослідженнях [1, 3], було доведено, що нанесення на металеві поверхні покриттів, що містять у своєму складі фторорганічні компоненти, забезпечує підвищення впорядкованості молекул граничного шару палива або мастило, що відображається, зокрема, в підвищенні товщини граничного шару d_s . Наочно це відображено на рис. 1.



Рис. 1. Орієнтаційна впорядкованість молекул та механізм утворення граничного шару для різних поверхонь:

а) звичайні умови експлуатації; б) поверхня, на яку нанесене фторорганічне покриття

Однією з найважливіших переваг фторорганічних покриттів є те, що вони не змінюють структуру металевої поверхні, що обробляється, а лише модифікують її, надаючи поверхні антифрикційні, захисні та інші корисні властивості. Взаємодія фторорганічних покриттів з поверхнею металу відбувається таким чином: при їх нанесенні формується шар орієнтованих молекул, що радикально змінюють енергетичні дії поверхні твердого тіла. Молекули, що закріплюються до поверхні за допомогою сил хемосорбції, утворюють структури Ленгмюра як спіралей з нормально спрямованими до поверхні матеріалу осями. При покритті металевих поверхонь фторорганічним розчином, його спіралеподібні молекули можуть захоплювати електрони в тих місцях поверхні, де особливо висока електронна щільність, і тим самим «висаджуватися» на поверхню. Місця з підвищеною електронною щільністю утворюються на тих ділянках металевої поверхні, де є порушення кристалічних ґрат. Молекули фторорганічних покриттів вступають у взаємодію з цими електронами, утворюючи спільну електронну структуру, що зумовлює їх особливо високе зчеплення з поверхнею. Постійно діють й інші (слабші) сили зчеплення, наприклад, у вигляді Ван-дер-Ваальсівських сил тощо. Враховуючи, що товщина захисного шару фторорганічних покриттів становить $\sim 0,01 \dots 0,015$ мкм, вважатимуться, що геометричні розміри оброблюваних деталей після їх нанесення залишаються незмінними.

Основна технологічна функція фторорганічних компонентів полягає в утриманні технічної рідини (мастила або палива) в зоні контакту енергетичним бар'єром безпосередньо на металевої поверхні. Це досягається за рахунок збільшення крайових кутів змочування рідини, що знаходиться біля поверхні металу, покритого шаром фторорганічного покриття (рис. 2), а також за рахунок переспрямованості вектора дії сили поверхневого натягу рідини. Саме це забезпечує збільшення товщини граничного мастильного шару, його пружно-демпфуючих властивостей та несучої здатності.

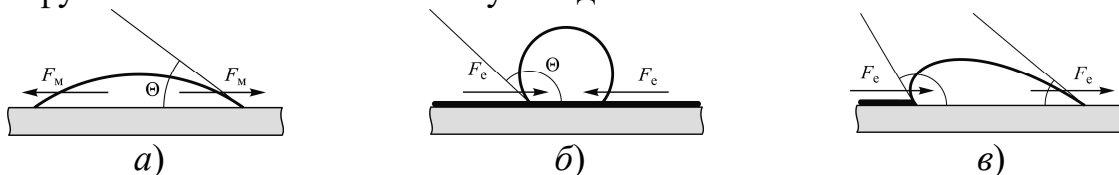


Рис. 2. Механізм зміни крайового куту змочування та напрямку дії вектору сили поверхневого натягу рідини для різних поверхонь:

а) рідина на поверхні металу; б) рідина на поверхні, на яку нанесене фторорганічне покриття; в) рідина на межі поверхня металу - фторорганічне покриття;

Θ – крайовий кут змочування; F_M , F_c – сили поверхневого натягу рідини на поверхні металу та на поверхні з фторорганічним покриттям, відповідно

Застосування методу нанесення фторорганічних покриттів на контактні поверхні судових дизелів (прецизійних пар плунжер-втулка ПНВТ, голка-розпилювач форсунки, вал-вкладиш підшипника) не отримало широкого розповсюдження. Це, в тому числі, пов'язано з консервативністю судової енергетики як науки та прагненням судового екіпажу уникнути додаткових ризиків, що виникають під час впровадження інноваційних ідей. Також необхідно визначити, що енергетичне обладнання машинних відділень та корпус морських суден обов'язкове знаходяться під контролем одного, а іноді декількох класифікаційних товариств (регістрів), що змушує погоджувати всі технологічні рішення, що впроваджуються на судах, з їх технічними департаментами. Особливо це стосується таких відповідальних вузлів, як паливна апаратура високого тиску, відмова в роботі яких може призвести до зупинки не лише головного двигуна, але також судна. Однак, при якісних попередніх дослідженнях, а також за умови дотримання технології нанесення фторорганічних покриттів на поверхні елементів паливної апаратури високого тиску, можливо створити умови, що сприяють підвищенню їх експлуатаційних характеристик і економічності роботи дизелів [4].

Випробування виконувались з використанням фторорганічних покриттів Polisam з різними технічними характеристиками, але кожне з них дозволяло тривале використання в умовах температур в зоні тертя до 450 °С з короткочасним підвищенням температури до 700 °С. За допомогою попередніх лабораторних досліджень (які виконувались за допомогою оптичного методу еліпсометрії [8]), було встановлено, що товщина шару фторорганічних покриттів на металевій поверхні (склад якої відповідає металевому сплаву з якого виробляються плунжери ПНВТ) складає $0,012 \pm 0,001$ мкм. Це забезпечує підвищення товщини граничного шару палива, якій утворюють біля металевій поверхні (таблиця 1).

Таблиця 1.

Товщина граничного шару палива за різних характеристиках поверхні плунжера

	Без покриття	Polisam 1	Polisam 2	Polisam 3	Polisam 4	Polisam 5
Товщина граничного шару, мкм	7,8	9,6	11,8	11,3	10,7	10,2

Як свідчать результати, що наведені в таблиці 1, використання фторорганічних покриттів сприяє 1,23...1,51 кратному збільшенню товщина граничного шару палива, що утворюється біля поверхні плунжеру ПНВТ.

Ефективність роботи паливної апаратури високого тиску судових дизелів пов'язана з технічним станом плунжерів ПНВТ. Тому, подальші дослідження полягали у визначенні зносу поверхонь плунжерів, які знаходились у різному стані, а саме: були оброблені та покриті шаром фторорганічних покриттів, а також тих, що знаходяться в звичайному стані. Дослідження виконувались на судовому дизелі 6D16 Volvo Penta з наступними основними характеристиками: діаметр циліндру 0,144 м; хід поршню 0,165 м; частота обертання 1900 хв⁻¹; номінальна потужність 540 кВт.

На плунжера ПНВТ, що забезпечують подачу палива в циліндри №№ 1 і 4, не наносилось фторорганічного покриття. Як покриття поверхонь інших плунжерів використовувалася фторорганічні рідини Polisam 2 (яка наносилась на плунжера ПНВТ №№ 2 і 5) та Polisam 3 (яка наносилась на плунжера ПНВТ №№ 3 і 6). Саме ці покриття забезпечували утворення граничних шарів з найбільшою товщиною (табл. 1).

Через проміжки часу, що відповідали 390, 810, 1220, 1620 і 2150 годинам роботи дизеля (тривалість яких обумовлювалася умовами експлуатації, що дозволяють виконати зупинку дизеля і ревізію його ПНВТ) виконувалося визначення площі зносу поверхні плунжерів (таких, що були покриті шаром фторорганічної рідини Polisam 2 або Polisam 3, а також таких, що працюють без нанесення фторорганічного покриття). Після чого отримані значення для кожної групи плунжерів усереднювалися, а дизелі знову вводилися в експлуатаційний режим роботи. Результати досліджень наведені в таблиці 2 та узагальнені у вигляді номограми на рис. 3.

Таблиця 2

Площа зносу поверхні плунжера ПНВТ, мм ²			
Час експлуатації дизеля, години	Без фторорганічного покриття	З нанесенням Polisam 2	З нанесенням Polisam 3
390	134	97	93
810	158	105	98
1220	182	116	118
1620	212	122	127
2150	227	127	129

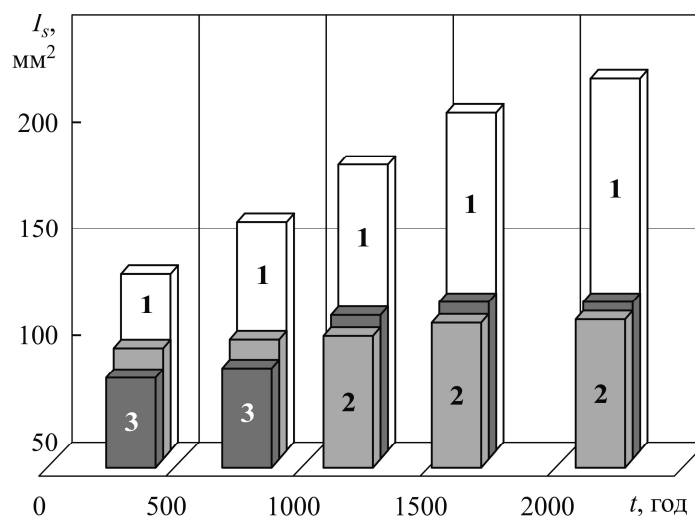


Рис. 3. Залежність зносу I_s плунжерів ПНВТ від часу роботи t суднового дизеля 6D16 Volvo Penta:

1 – для плунжера без використання фторорганічного покриття; 2 – для плунжера з нанесеним шаром фторорганічного покриття Polisam 2; 3 – для плунжера з нанесеним шаром фторорганічного покриття Polisam 3

Під час проведення експериментів через кожні 100 годин роботи дизеля 6D16 Volvo Penta проводилося його індиціювання. При цьому циліндри з однотипним станом плунжерів ПНВТ (без використання фторорганічного покриття, з нанесеним шаром фторорганічного покриття Polisam 2, з нанесеним шаром

фторорганічного покриття Polisam 3) по черзі відключалися, та по закиду частоти обертання виконувалася оцінка розподілу навантаження по циліндрах дизеля. В результаті було встановлено, що під час зміни стану поверхонь плунжерів за рахунок використання фторорганічного покриття навантаження на різні циліндри дизеля не змінюється.

Результати випробувань, що наведені на рис. 3, свідчать реалізація в граничних шарах палива орієнтованої структури молекул і управління його товщиною за рахунок додаткового нанесення фторорганічного покриття на поверхні плунжерів ПНВТ дозволяє в значній мірі знизити зношування цих елементів, підвищивши, таким чином ефективність роботи паливної апаратури високого тиску судових дизелів

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

Експлуатація трибологічної систем плунжер-втулка ПНВТ відбувається в режимі граничного тертя, а шар палива, що розділяє їх поверхні, виконує функції мастильного матеріалу.

Для прецизійної пари паливної апаратури високого тиску плунжер-втулка як метод, що сприяє зниженню контактних навантажень, які виникають на їх поверхнях, може бути використано нанесення фторорганічних покриттів, що сприяє 22,5...44,5%-му зниженні зносу плунжерів та підвищує ефективність роботи паливної апаратури високого тиску судових дизелів.

Нанесення фторорганічних покриттів на контактні поверхні судових дизелів (зокрема на поверхні плунжерів ПНВТ) відноситься до категорії сучасних нанотехнологічних методів, вимагає попередніх досліджень щодо визначення оптимальних видів органічних покриттів і часу їх нанесення на прецизійні поверхні, але при цьому не викликає додаткових трудовитрат під час його використання на судах річкового та морського транспорту.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Кучеров В.Н., Леонтьев Л.Б., Леонтьев А.Л. Влияние износа плунжерных пар ТНВД на эксплуатационные показатели судовых дизелей // Вестник инженерной школы ДВФУ. – 2021. – № 1(46). – С. 49 - 62.
2. Заблоцкий Ю.В. Исследование влияния органических покрытий на работу элементов топливной аппаратуры высокого давления судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 35. – С. 83 - 92.
3. Сагін С. В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури судових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб., 2018. – Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 132 - 142.
4. Sagin A. S., Zablotskyi Yu. V. Reliability maintenance of fuel equipment on marine and inland navigation vessels // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7-8. – P. 14 - 17.

Зниження втрат енергії на подолання сил тертя в суднових дизелях

Постановка проблеми в загальному вигляді. Механічні втрати, що розглядаються в теорії двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) як незворотна частина енергії, що підводиться під час згоряння палива на подолання внутрішнього і зовнішнього тертя в рухомих поєднаннях і механізмах, складають значну частку в енергетичному балансі двигуна. На номінальному режимі роботи механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) у більшості дизелів, що серійно випускаються, рідко перевищує 92 ... 93,5 %. Розвиток ДВЗ супроводжують негативні з трибологічної точки зору фактори: більший рівень навантаження, швидкостей згоряння та температури та відповідні їм втрати механічної (через виникнення контактних взаємодій та сил тертя) та теплової (через обов'язкове нагрівання та охолодження деталей дизеля) енергії. Найбільший рівень механічних втрат у ДВЗ припадає на трибосистему, що включає взаємодію між поршневими кільцями та циліндром. Зростання циліндрової потужності внаслідок форсування суднових дизелів призводить до зростання механічної та температурної напруженості в деталях циліндропоршневої групи (ЦПГ), у тому числі і у втулці циліндра.

Досягнуті до теперішнього часу значення технічного рівня сучасних і перспективних суднових дизелів базуються на високих і надвисоких значеннях показників робочого процесу, конструктивних і технологічних рішеннях щодо елементів остова, ЦПГ, системи паливоподачі та за застосовуваними матеріалами [1, 2]. Такий підхід зумовлює високий рівень витрат на дослідження, проектування та виробництво дизелів і є характерним для принципово нових машин, а досягнуті показники, по суті, є граничними на значну перспективу через конструктивні, технологічні, матеріалознавчі та економічні обмеження. У зв'язку з цим дуже раціональним є напрям поліпшення функціональних показників, що базується на впровадженні у виробництво серійних або модернізованих двигунів відомих або нових технічних рішень.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Найбільш перспективними або поширеними технологічними методами зниження втрат енергії на подолання сил тертя є:

- створення нових матеріалів для виготовлення циліндрових втулок, поршневих кілець, колінчастого валу та вкладишів підшипників;

- формування оптимальних параметрів макро- та мікроструктури поверхні методом хонінгування;

- лазерне загартування робочої поверхні;

- нанесення антифрикційних покриттів полум'яним напиленням та гальванічним хромуванням;

- формування зносостійких тонкоплівкових покриттів шляхом використання триботехнічних матеріалів [3-5].

До одного з маловивчених, але ефективних методів зниження механічних втрат енергії в суднових дизелях відноситься використання поверхнево-

активних речовин (ПАР), які додаються в мастильний матеріал та подальшому сприяють зменшенню контактних навантажень у циліндровій групі та підшипниках ковзання.

Постановка завдання. Завданням дослідження було визначення впливу ПАР на механічні втрати в суднових дизелях, які, у свою чергу, пов'язані з подоланням сил тертя між контактуючими поверхнями.

Виклад основного матеріалу дослідження. Дослідження виконувались на суднових середньообертових дизелях Volvo Penta TMDA 163A (з номінальною потужністю 480 кВт та частотою обертання 1500 хв^{-1}), що у кількості двох штук входили до складу енергетичної установки спеціалізованого судна дедвейтом 10850 тонн, виконували функції допоміжних дизелів та забезпечували потреби судна в електричній енергії.

Як критерій, за яким визначались втрати енергії на подолання сил тертя, приймалось значення механічного ККД. Найбільш доступним методом отримання значення цього показника для суднових дизелів є метод постійної витрати палива. Під час його використання витрата палива вимірювалась за допомогою електронного витратоміра, встановленого в паливній системі, навантаження на дизель – ватметром, що визначав потужність електричного генератора, який був споживачем енергії.

Як ПАР використовувалась присадка, дисперсним середовищем якої було мінеральне мастило (здатне до змішування з іншими мастилами подібного походження), дисперсними компонентами, що забезпечують зниження контактних напружень та сил тертя, – солі міді та олеїнова кислота. ПАР додавалась до моторного мастила шляхом поступового дозування в загальний обсяг циркуляційної системи мащення. Оптимальний вміст ПАР визначався попередніми дослідженнями, шляхом вивчення структурних характеристик моторного мастила з розчиненої в її обсязі присадкою [6].

Кожен з двигунів мав автономну систему мащення і передавав потужність на свій генератор. Це дозволяло виконувати одночасні випробування для різних умов експлуатації дизелів. Один з дизелів експлуатувався з використанням в циркуляційній системі мащення моторного мастила без додавання присадки, інший – з використанням моторного мастила до обсягу якого додавалась присадка з оптимальним вмістом [7, 8].

Обидва дизеля під час проведення випробувань експлуатувалися на однакових навантаженнях, що досягалось шляхом підключення різних груп споживачів енергії. Навантаження на дизелі змінювалось в діапазоні $(0,35 \dots 0,8)N_{\text{ен}} \text{ом}$ з відхиленням, що не перевищує $\pm(1,5 \dots 2,5) \%$. Як паливо в усіх дизелях використовувалося паливо DMB (з в'язкістю 6 сСт і вмістом сірки 0,08 %). Як моторне мастило – малолужне моторне мастило з Castrol TPL 303, призначене для тронкових двигунів під час їх роботи на паливі з в'язкістю до 180 сСт. Основним завданням дослідження було визначення впливу моторних мастил з різними характеристиками на втрати на тертя (що визначались величиною механічного ККД). Результати досліджень наведені в таблиці 1 і відображені на рис. 1.

Таблиця 1

Зміна механічного ККД суднових дизелів Volvo Penta TMDA 163A при різних умовах експлуатації

Умови експлуатації	Навантаження на дизель			
	$0,35N_{\text{ном}}$	$0,5N_{\text{ном}}$	$0,65N_{\text{ном}}$	$0,8N_{\text{ном}}$
Робота з використанням моторного мастила Castrol TPL 303	0,692	0,761	0,804	0,823
Робота з використанням моторного мастила Castrol TPL 303 та ПАР (з оптимальною концентрацією 0,1 % по масі)	0,776	0,783	0,822	0,836

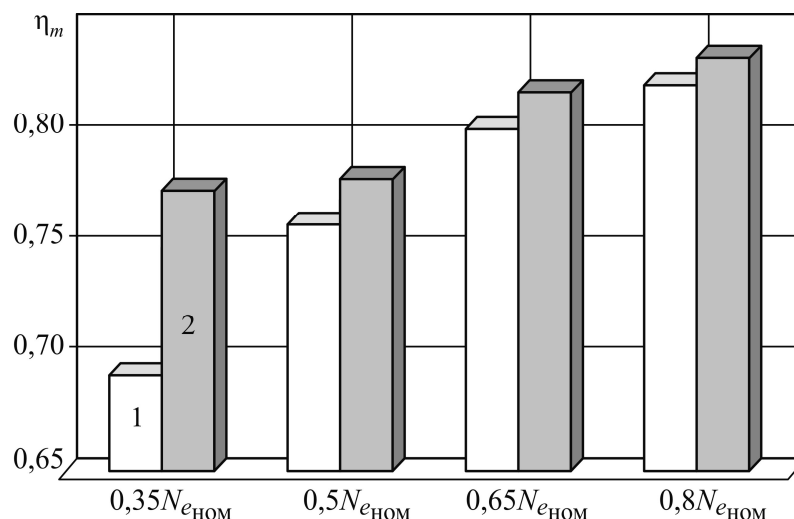


Рис. 1. Зміна механічного ККД суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A під час різних умов експлуатації:

1 – використання моторного мастила без присадки; 2 – використання моторного мастила з оптимальною концентрацією присадки

Результати, що наведені в таблиці 1 і на рис. 1 підтверджують зміну втрат на подолання сил тертя (які визначаються механічним ККД) під час використання моторних масел з різними структурними характеристиками.

В комплекс викладених вище досліджень було включено визначення і розрахунок і ряду інших показників, до яких належали:

1) витрата моторного мастила на вигар (розраховувалась через зміну обсягу мастила в картері дизеля після його зупинки, значення сумарної потужності споживачів енергії та часу експлуатації дизеля);

2) питома ефективна витрата палива (розраховувалась за рекомендованою заводом-будівельником методикою на базі прямих вимірювань кількості палива в витратній цистерні, потужності, що споживана електрогенератором, та часу експлуатації дизеля);

3) температура випускних газів (визначалася шляхом термометрування газів в випускному колекторі).

Результати випробувань наведені в таблиці 2.

Таблиця 2

Визначення енергетичних і економічних показників дизелю Volvo Penta TMDA 163A під час різних умов експлуатації

	Витрата моторного мастила на вигар, г/(кВт·год)	Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год)	Температура випускних газів, °С	Механічний ККД, %
Навантаження на дизель 50 %				
Моторне мастило Castrol TPL 303	1,81±0,03	212±0,5	373 ... 395	76,1±0,05
Моторне мастило Castrol TPL 303 та ПАР	1,28±0,02	203±0,5	358 ... 371	78,3±0,05
Навантаження на дизель 80 %				
Моторне мастило Castrol TPL 303	1,93±0,03	205±0,5	352 ... 368	82,3±0,05
Моторне мастило Castrol TPL 303 та ПАР	1,32±0,02	201±0,2	334 ... 345	83,6±0,05

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

Серед багатьох методів, що сприяють зниженню втрат на тертя в судових дизелях одним з найбільш доступним з точки зору технічного забезпечення в умовах автономної експлуатації морських суден є використання поверхнево-активних речовин, які з оптимальною концентрацією (значення якої визначаються попередніми дослідженнями) вводять до складу моторного мастила.

Як критерій, що дозволяє виконати оцінку механічних втрат на подолання сил тертя в судових дизелях, доцільно використовувати механічний ККД.

Використання моторного мастила, в обсяг якого шляхом поступового дозування додавалась ПАР, призводить до підвищення механічного ККД судового дизеля, значення якого в діапазоні експлуатаційних навантажень 35 ... 80 % зростає на 12,1 ... 1,6 % відповідно (тобто найбільш підвищення ККД спостерігається на малих навантаженнях, саме на них можлива зупинка дизеля через критичне збільшення втрат на тертя).

Додавання в моторне мастило поверхнево-активних компонентів також сприяє покращенню енергетичних та економічних показників роботи дизеля, при цьому (в діапазоні експлуатаційних навантажень 50 ... 80 %) забезпечується:

- 4,2 ... 1,9 % зниження питомої ефективної витрати палива;
- 29,3 ... 31,6 % зниження витрати моторного мастила на вигар;
- зниження температури випускних газів на 14 ... 21 °С.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Заблоцький Ю.В. Підвищення паливної економічності суднових дизельних установок // Вісник Одеськ. нац. морск. ун-ту. : зб. наук. праць. – 2020. – № 2(62). – С. 106 - 119. DOI 10.47049/2226-1893-2020-1-106-119.
2. Popovskii A.Yu, Altoiz B.A., Butenko V.F. Structural Properties and Model Rheological Parameters of an ELC Layer of Hexadecane // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 2019. – № 92(3). – Р. 703 - 709.
3. Слободянюк Д.И., Колегаев М.А., Слободянюк И.М. Расклинивающее давление в тонких пленках цилиндрического масла на чугунных поршневых кольцах судовых дизелей // Проблемы техники: наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 2. – Одесса: ОНМУ. – С. 43 - 51.
4. Заблоцький Ю.В. Использование регулярного микрорельефа для оптимизации работы топливной аппаратуры высокого давления судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 65 - 73.
5. Поповский Ю.М., Сагин С.В., Ханмамедов С.А., Гребенюк М.Н., Терегеря В.В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения // Вестник машиностроения. – 1996. – № 6. – С. 7 - 11.
6. Заблоцький Ю.В., Солодовников В.Г. Снижение энергетических потерь в топливной аппаратуре судовых дизелей // Проблемы техники: наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 3. – Одесса: ОНМУ. – С. 46 - 56.
7. Сагин С. В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей // Вісник Одеськ. нац. морск. ун-ту. : зб. наук. праць. – 2019. – Вип. 1(58). – С. 89 - 101.
8. Сагин С. В., Заблоцький Ю. В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей // Проблемы техники : наук.-виробн. журнал. – 2012. – № 4. – Одесса : ОНМУ. – С. 68 - 81.

УДК 621.432

Сосновський Д.О., Сагін С.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Зниження механічних втрат в суднових дизелях

Постановка проблеми в загальному вигляді. Енергетичні комплекси річкових і морських засобів транспорту є багатокомпонентними структурними об'єктами, при цьому:

їх функціонування починається з прийому на борт судна робочих рідин (палива, мастила, води);

їх основним експлуатаційним завданням є перетворення потенційної енергії робочих рідин на корисну роботу, що забезпечує або рух судна, або вироблення теплової та електричної енергії;

завершальним етапом їх виробничого циклу є видалення відпрацьованих газів і охолоджувальних рідин у довкілля [1].

При цьому необхідно забезпечувати не тільки вимоги щодо отримання ефективної потужності і підтримки екологічних параметрів, але й мінімальний рівень механічних втрат при перетворенні вхідної енергії на корисну роботу.

Механічні втрати енергії при передачі корисної (індикаторної) потужності від суднового 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. [2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Конструкційні та технологічні заходи, що забезпечують зниження механічних втрат енергії під час експлуатації суднових ДВЗ, розглядалися в різних роботах. При цьому увага приділялася модифікації поверхонь циліндро-поршневої групи [3], забезпеченню мінімальної витрати палива [4], загальній методології оцінки енергетичних витрат [5], регенерації властивостей робочих поверхонь основних елементів дизеля [6].

Постановка завдання. Аналіз досвіду проектування та експлуатації суднових пропульсивних комплексів, що забезпечують мінімальний рівень механічних втрат, показує, що їх вдосконалення доцільно вести за наступними напрямками: підвищення стійкості роботи деталей кривошипно-шатунного механізму (КШМ) і підшипників руху; зниження втрат енергії за рахунок підвищення пружнодемпфуючих властивостей мастильного матеріалу, що забезпечує процеси змащування і охолодження КШМ і підшипників, а також працездатний стан колінчастого валу і лінії валопроводу; мінімізація гідравлічних втрат і контактних навантажень у паливній апаратурі високого тиску; розвиток методів діагностики технічного стану вузлів і деталей дизеля, а також функціональних характеристик робочих рідин, що забезпечують отримання корисної роботи; удосконалення методів, що сприяють зниженню термічних і динамічних навантажень на рухомі і нерухомі деталі дизеля і валопроводу. Найбільшим доступним в умовах експлуатації вже існуючого енергетичного обладнання є оптимізація роботи циркуляційних систем мащення.

Виклад основного матеріалу дослідження. З цілого ряду методів, що є найбільш прийнятними для суднових умов (з технологічної та фінансової точки зору), є використання оптимального доливання мастила в систему.

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 ($0,35N_{\text{енорм}}$, $0,5N_{\text{енорм}}$, $0,65N_{\text{енорм}}$, $0,8N_{\text{енорм}}$) 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.

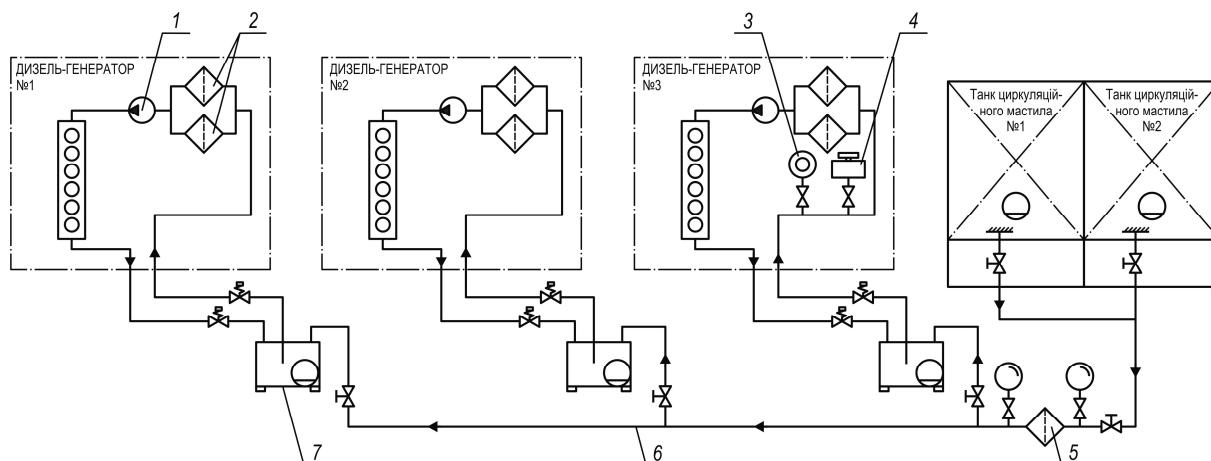


Рис. 1. Схема модернізації циркуляційної системи мащення суднових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar під час проведення експерименту:

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.

Таблиця 1

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

Умови експлуатації	Навантаження на двигун			
	$0,35N_{еном}$	$0,5N_{еном}$	$0,65N_{еном}$	$0,8N_{еном}$
Двигун № 1 (поповнення через 100 годин)	0,743	0,803	0,842	0,872
Двигун № 2 (поповнення через 25 годин)	0,806	0,821	0,862	0,882
Двигун № 3 (поповнення через 10 годин)	0,823	0,837	0,873	0,891

Наведені в таблиці 1 і на рис. 2 результати підтверджують зниження механічних втрат енергії при скороченні часу між доливанням мастила в обсяг циркуляційної системи.

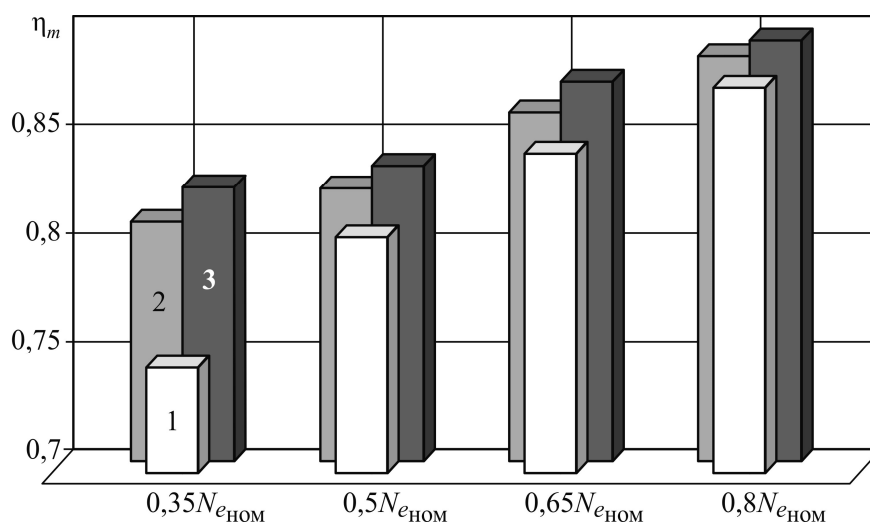


Рис. 2. Зміна механічного ККД суднового дизеля 6EY22AW фірми Yanmar за різної інтенсивності доливання мастила:
1 – через 100 годин; 2 – через 25 годин; 3 – через 10 годин

Висновки і перспективи подальших досліджень. Із цілого ряду методів зниження механічних втрат у суднових середньообертових дизелях найбільш прийнятними для суднових умов (з технологічної та фінансової точки зору) є використання оптимального доливання мастила в систему циркуляційного мащення. Доливання мастил) рекомендовано заводом-виготовлювачем, але, як правило, розроблено для номінального режиму роботи дизеля за умови його експлуатації за стандартних умов.

Зниження механічних втрат оцінюється прямо пропорційним зростанням механічного ККД дизеля. Цей параметр при роботі дизеля 6EY22AW фірми Yanmar при нормативному терміні поповнення системи мастилом дорівнює $80,3 \pm 0,2$ %. Вибір оптимального режиму поповнення циркуляційної системи сприяє збільшенню механічного ККД дизеля – тобто зниженню механічних втрат та збільшенню ефективної потужності.

При оптимальному поповненні циркуляційної системи (яке відповідно до експериментальних досліджень складає 10 годин) можливо 5,8 ... 11,1 %-е зниження механічних втрат, що для суднового дизеля 6EY22AW фірми Yanmar (на якому виконувалися експериментальні дослідження) забезпечує досягнення значення механічного ККД на рівні $89,1 \pm 0,2$ %.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Kuropyatnyk O. A. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NOx 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.
2. Голіков В. А. Розвиток сучасної теорії і практики технічної експлуатації морського і річкового флоту: концепції, методи, технології / В. А. Голіков, О. А. Онищенко // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2017. – № 37. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 13-27.

3. 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.

4. 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.

5. 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.

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

УДК 621.436

Антонов А.С., Заблоцкий Ю.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності роботи судових дизелів під час використання присадок до палива

Постановка проблеми в загальному вигляді. Суднові двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) є найбільшими споживачами рідкого палива. Потужність головних і допоміжних двигунів судових енергетичних установок лежить в діапазоні від декількох сотень до десятків тисяч кіловат. При середньому питомій ефективній витраті палива 180...185 кг/(кВт·год) добова витрата палива головним двигуном може становити 50 тонн/добу, а допоміжними двигунами, кількість яких на сучасних суднах до чотирьох, а число паралельно працюючих до трьох, 10...12 тонн/добу. В таких умовах навіть мінімальне зниження витрати палива на 3...4 кг/(кВт·год) призводить до суттєвої економії палива і скорочення експлуатаційних витрат.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відповідно до стандарту на паливо DIS DP-8217, розробленого міжнародною організацією по стандартизації ISO, в судових двигунах внутрішнього згоряння використовуються два сорти дистильного палива – чисте дизельне паливо DMB і змішане паливо DMC, а також очищене паливо RM. Діапазон в'язкості палив класу DMB і DMC при 100°C лежить в межах 5...10 сСт, а їх густина при 15°C становить 820...850 кг/м³. В зв'язку з цим дані сорти палива називають легкими. Палива класу RM (RMG, RMH, RMC) мають в'язкість при 100°C 35...55 сСт і густину при 15°C 990...1010 кг/м³ і називаються важкими. Важкі сорти мають більш низьку вартість в порівнянні з легкими, що визначає їх використання в судових дизелях для скорочення фінансових витрат на придбання палива. Також необхідно відзначити, що важкі сорти палив застосовуються для забезпечення роботи судно-

вих дизелів на всіх режимах роботи, в тому числі на режимах пуску та реверсування [1]. Якісне згоряння палива неможливо без їх попередньої обробки. З цією метою використовують різні способи. Деякі з них (наприклад, сепарація та фільтрація) призводять до втрати теплотворної здатності палива, деякі (гомогенізація, гідродинамічне очищення) вимагають додаткових затрат енергії [2].

Постановка завдання. Різноманіття способів підготовки палива повністю не вирішує основної мети цього процесу – забезпечення якісного очищення палива з одночасною мінімальною витратою енергії на цей процес. Одним зі способів, що забезпечує ці вимоги, є хімічна обробка палива.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для покращення якості підготовки палива та паливної економічності на багатьох морських судах використовується хімічна обробка палива, при якій в паливну систему за допомогою спеціальних дозуючих пристроїв вводяться спеціальні реагенти (присадки), які сприяють активації різноманітних властивостей палива. Однією з таких присадок є паливна присадка Yunic555D, яка додається в паливо підвищеної в'язкості з максимально можливим вмістом сірки. Саме тому вона використовувалась в паливній системі суднового мало-обертового двигуна 5S50MC фірми MAN Diesel [2].

Вказана присадка має наступні характеристики. Yunic555D містить у своєму складі поверхнево-активний агент, який запобігає агломерації асфальтенів, тому забезпечує відсутність осаду у витратній цистерні, а також адсорбцію парафінових фракцій на поверхнях паливної апаратури як системи низького, так і високого тиску. Підвищує диспергування складових часток палива на дуже дрібні частинки (до декількох десятків нанометрів) у його обсязі, що призводить до кращого розпилення та сумішоутворення з повітрям і покращує згоряння [3].

Рівень дозування присадок варіюється в широких межах і залежить від призначення присадки і характеристик паливної системи, в якій вона використовується. Присадки, які вводяться в паливні цистерни або окремі ділянки паливних магістралей для біологічного впливу на паливо або для зниження гідравлічних втрат, дозуються в співвідношенні 1:8000...1:12500. Присадки, що забезпечують поліпшення процесу згоряння палива, вводяться в нього в пропорції 1:1000...1:8000. І в тому, і в іншому випадку дозування може змінюватися в залежності від конструкції двигуна, експлуатаційного стану паливної системи, рівня забруднення палива в цистернах, елементарного складу палива (в залежності від вмісту домішок ванадію, натрію і сірки) [4].

Оптимальна концентрація присадки Yunic555D визначалась співвідношенням 1:6000. При використанні цієї присадки в паливній системі дизеля 5S50MC фірми MAN Diesel та його індиціюванні була отримана індикаторна діаграма, що наведена на рис. 1.

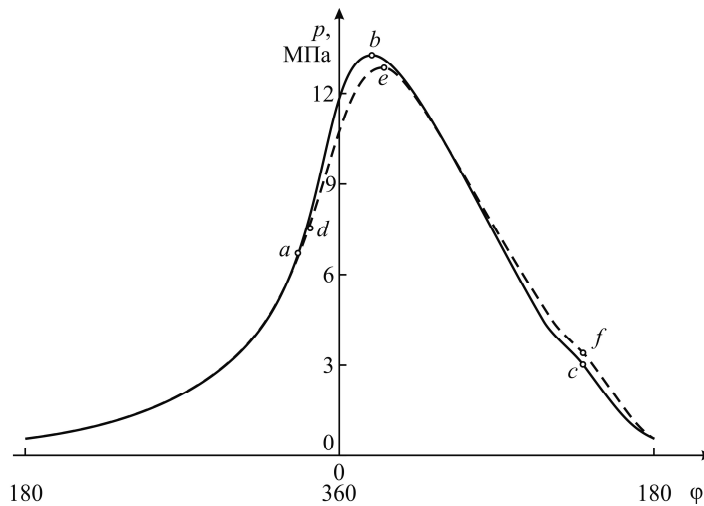


Рис. 1. Результати індиціювання суднового дизеля 5S50MC MAN Diesel:
 — — без використання присадки до палива Yunic555D;
 - - - - при використанні присадки до палива Yunic555D

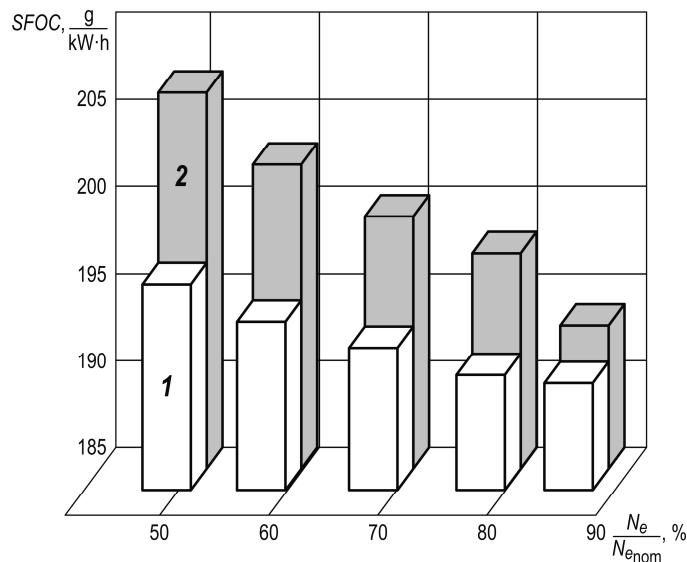


Рис. 2. Залежності питомої витрати палива SFOC дизеля 5S50MC MAN Diesel від його відносної потужності $N_e/N_{e_{nom}}$:
 1 – при використанні присадки до палива Yunic555D;
 2 – без використання присадки до палива Yunic555D

Наведені дані свідчать про покращення процесу згоряння палива, зокрема зниженню період затримки запалювання (яке у разі використання присадки Yunic555D здійснюється у точки *a*, порівняно з точкою *d*, коли дизель працює на паливі без присадки), зміщенню згоряння в бік ізохорного процесу (крива *a–b* на індикаторній діаграмі при використанні присадки Yunic555D, та крива *d–e* на індикаторній діаграмі без використання присадки), та скороченню періоду догоряння палива на лінії розширення (крива *b–c* на індикаторній діаграмі при використанні присадки Yunic555D, та крива *e–f* на індикаторній діаграмі без використання присадки). Вказане сприяє зниженню питомої витрати палива на всьому діапазоні експлуатаційних навантажень дизеля (рис. 2).

Також при експериментальних випробуваннях визначався вплив присадки до палива на екологічні показники роботи суднового дизеля – вміст NO_x в ви-

пускних газах. Результати цих досліджень наведені на рис. 3 та свідчать про поліпшення екологічних параметрів роботи дизеля, при цьому найбільше зниження рівня шкідливих викидів спостерігається в діапазоні навантажень 65...80 % – найбільш характерних для експлуатації ДВЗ морських суден [5].

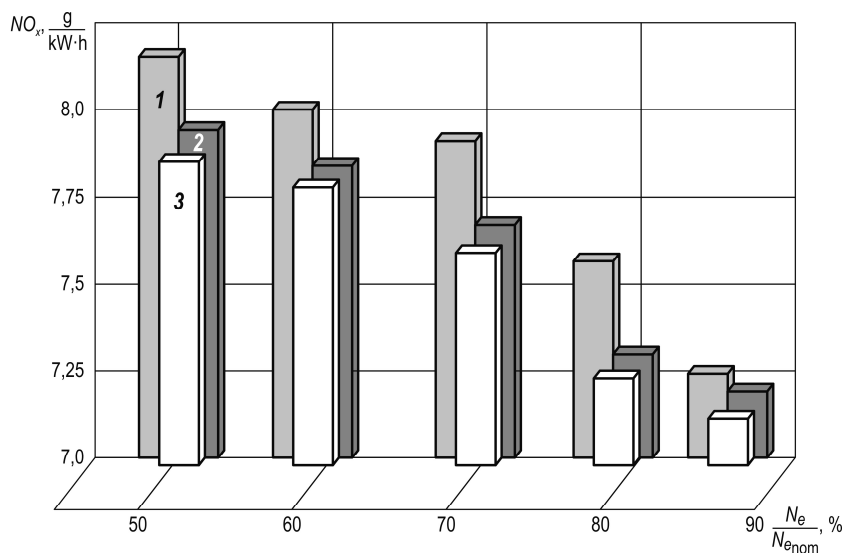


Рис. 3. Зміна концентрації NO_x в випускних газах суднового дизеля 5S50MC фірми MAN Diesel від його відносної потужності N_e/N_{enom} :

1 – робота на паливі без присадки; 2 – робота на паливі з концентрацією присадки 1:4000;
3 – робота на паливі з концентрацією присадки 1:6000

Висновки і перспективи подальших досліджень. Дослідження, що були виконані, та результаті, що отримані, дозволяють зробити наступні висновки.

1. Одним з методів покращення експлуатаційних властивостей палива є використання паливних присадок, які можуть вводитися в паливну систему в різних точках: відстійному танку, витратному танку, паливних магістралях, а також перед його безпосередньою подачею в циліндр дизеля (перед паливними насосами високого тиску).

2. Використання присадок до палива призводить до підвищення паливної економічності суднового дизеля – зниженню питомої витрати палива від 3,5 до 5,8 %. При цьому максимальне підвищення паливної економічності відбувається в діапазоні 50 ... 60 % навантаження дизеля, тобто режимів, що характеризуються найбільшим експлуатаційним періодом роботи, а також підвищеною тепловою напруженістю.

3. У разі застосування присадок до палива суттєво поліпшуються екологічні показники роботи дизеля. При цьому досягається зниження на 1,4 ... 4,3% концентрації NO_x в випускних газах, а також на 15,6 ... 22,9% знижується концентрація SO_x в випускних газах. Наведені факти особливо важливі в розрізі виконання вимог AnnexIV MARPOL73/78 та найбільш актуальні для чотиритактних дизелів, що тривалий час працюють у прибережних акваторіях і акваторіях морських портів.

4. Концентрація присадки має оптимальне значення, визначається експериментально і залежить від характеристик дизеля і палива, яке використовується при роботі дизеля.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Солодовников В. Г. Обеспечение требований энергетической эффективности при подготовке тяжелых топлив для судовых двигателей внутреннего сгорания / В. Г. Солодовников // *Austria-science*. – 2017. – № 7. – С. 33-37.
2. Sagin S. V. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // *Modern Applied Science*. – 2015. – Vol. 9. – № 5. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269
3. Zablotsky Yu. V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives / Yu. V. Zablotsky, S. V. Sagin // *Indian Journal of Science and Technology*. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353-362. DOI: [10.17485/ijst/2016/v9i46/107516](https://doi.org/10.17485/ijst/2016/v9i46/107516).
4. Zablotsky Yu. V. Reducing of thermal factor of exit-gas system of marine medium-speed diesel engine due to the usage of fuel additives / Yu. V. Zablotsky // *Science and Education : material of the XIII international research and practice conference, Munich, November 2nd – 3rd, 2016*. – Munich : Vela Verlag Waldkraiburg. – 2016. – P. 96-103.
5. Zabloysky Yu. V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines / Yu. V. Zabloysky, S. V. Sagin // *Indian Journal of Science and Technology*. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 20. – P. 208-216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.

УДК 621.43.06

Василенко Д.В., Заблоцький Ю.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Поширення екологічної стійкості суднових дизелів шляхом управління випускними газами

Постановка проблеми в загальному вигляді. Теплові двигуни, що забезпечують автомобільні, залізничні, річкові та морські транспортні перевезення, є джерелами шкідливих викидів у довкілля. Найпоширенішим тепловим двигуном, що використовується на морських та річкових суднах, є дизель [1, 2]. Його коефіцієнт корисної дії більший, а питома ефективна витрата палива менша в порівнянні з іншими типами енергетичних установок (газотурбінних та паротурбінних – також застосовуваних на морському транспорті). Здійснення термодинамічного циклу дизеля неможливе без утворення випускних газів, до складу яких входять токсичні компоненти: вуглекислий газ CO_2 , вуглеводні C_nH_m , сажа C , оксиди азоту NO_x , оксиди сірки SO_x , а також з'єднання важких металів, що знаходяться у паливі. Оксиди азоту NO_x є одними з найбільш токсичних компонентів випускних газів [3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Норми викидів оксидів азоту дизелями морських і річкових суден регламентуються вимогами Annex VI MARPOL і залежить від року побудови судна і частоти обертання валу дизеля – таблиця 1.

Забезпечення вимог стандартів Tier I та Tier II можливе за рахунок регулювання дизелів (шляхом зміни фаз подачі палива, випуску газів та продування), за рахунок зміни характеристик палива (у тому числі шляхом використання газового палива та паливних сумішей), а також вибору оптимальних режимів роботи [4, 5]. Забезпечення вимог стандарту Tier III можна досягти тільки шляхом використання додаткового обладнання, яке забезпечує очищення випускних газів від оксидів азоту (методи селективного відновлення – SCR, електролізу газів – CSNO_x), зволоження повітря – HAM. Усі методи, що спрямовані на зниження емісії оксидів азоту, погіршують процес згоряння палива та знижують економічність роботи дизеля (збільшують питому ефективну витрату палива). Одним із додаткових методів, використання якого забезпечує виконання вимог стандарту Tier II, є управління випускними газами, яке реалізується у вигляді рециркуляції газів (Exhaust gas recirculation – EGR) або перепуск/скидання випускних газів (Exhaust gas wastegate – EWG) [7].

Таблиця 1. Граничні викиди оксидів азоту суднових дизелів, г/(кВт·год)

Year of building	Standard	Speed range, min ⁻¹		
		$n < 130$	$130 < n < 2000$	$n > 2000$
2000	Tier I	17	$45n^{-0,2}$	9,8
2011	Tier II	14,4	$44n^{-0,23}$	7,7
2016	Tier III	3,4	$9n^{-0,2}$	2,0

Постановка завдання. Метою дослідження було визначення зміни концентрації NO_x у випускних газах для різного ступеня рециркуляції випускних газів.

Виклад основного матеріалу дослідження. В останнє десятиліття системи рециркуляції газів, що відпрацювали, все ширше застосовуються як в стаціонарній, так і в судновій енергетиці для зниження концентрації оксидів азоту NO_x у випускних газах дизелів. Розробка даних систем та їх встановлення виконуються для суден що проектується або будуються. Широкого досвіду технічної експлуатації цих систем в даний час не існує, а рекомендації щодо їх використання в основному базуються на теоретичних дослідженнях і моделюванні процесів, що відбуваються при цьому.

Експериментальні дослідження щодо впливу системи рециркуляції випускних газів на екологічні, енергетичні та економічні показники роботи двигуна внутрішнього згоряння виконувались на судовому малообертовому дизелі 7UEC60LS фірми Mitsubishi, що працює за двотактним циклом та обладнаним штатною системою ERG. Основні характеристики дизеля: діаметр циліндра – 600 мм; хід поршня – 2400 мм; кількість циліндрів – 7; номінальна потужність – 12600 кВт; частота обертання, що відповідає номінальній потужності – 82 об/хв. Принципова схема дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi із системою ERG показана на рис. 1.

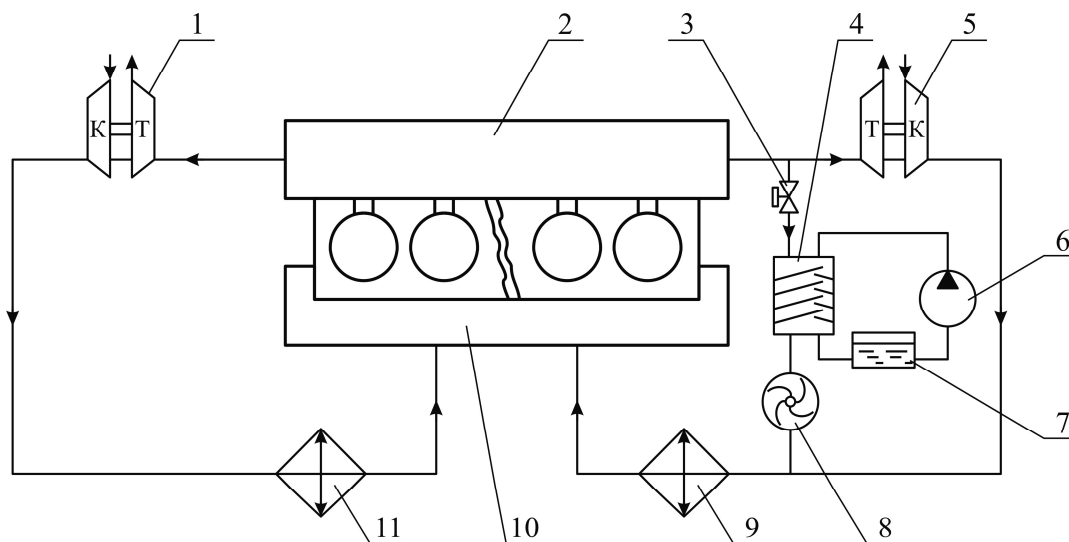


Рис. 1. Принципова схема системи рециркуляції випускних газів для малообертового суднового дизеля:

- 1, 5 – газотурбонагнітач; 2 – випускний колектор; 3 – керуючий клапан системи рециркуляції випускних газів; 4 – скруббер; 6 – водяний насос; 7 – водяна цистерна;
8 – газовий нагнітач із електричним приводом; 9, 11 – охолоджувач наддувного повітря;
10 – повітряний ресивер

Випускні гази з циліндрів дизеля надходять у загальний випускний колектор 2 і далі до газотурбонагнетчів 1 і 5, після чого через газувипускную трубу видаляються в атмосферу. Газотурбонагнітачі забирають повітря з машинного відділення і після стиснення направляють його через охолоджувачі 9 і 11 в повітряний (продувний) ресивер 10. При цьому газотурбонагнітач 5 обладнаний системою рециркуляції випускних газів, яка складається з керуючого клапана 3, скрубера очищення газів 4, цистерни 7 і водяного насоса 6. У разі використання системи рециркуляції випускних газів їх кількість регулюється клапаном 3. Випускні гази очищаються і попередньо охолоджуються в скруббері 4, після чого додатковим нагнітачем 8 подаються на змішування з повітрям (що надходить з газотурбонагнітача 5) та потрапляють до охолоджувача 9, повітряного ресиверу 10 і далі в циліндр дизеля.

Ступінь рециркуляції газів під час експериментів змінювалася в наступних значеннях: EGR=4,7 %, EGR=9,8 %, EGR=14,6 %, EGR=18,8 % і розраховувалася за виразом

$$EGR = \frac{\alpha_{EGR}}{\alpha},$$

де α – поточне значення коефіцієнта надлишку повітря залежно від навантаження дизеля;

α_{EGR} – коефіцієнт надлишку повітря при використанні системи рециркуляції випускних газів.

Для визначення ступеня EGR коефіцієнт надлишку повітря α визначався з урахуванням об'ємних концентрацій $O_{2,Gas}$ та $N_{2,Gas}$ у випускних газах (вимірюваних за допомогою газоаналізатора Testo350XL) за виразом

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{O_{2, \text{Gas}}}{N_{2, \text{Gas}}}}.$$

Експерименти виконувалися для наступних швидкісних режимів роботи дизеля: 55, 65, 75 і 80 об/хв, що відповідало значенням відносної потужності дизеля: $0,3N_{\text{енном}}$, $0,5N_{\text{енном}}$, $0,77N_{\text{енном}}$ і $0,93N_{\text{енном}}$, яка вимірювалася в кВт. Як $N_{\text{енном}}$ приймалася номінальна потужність, яка відповідала своїм значенням коефіцієнта надлишку повітря α . Для визначення потужності дизеля виконувалось його індиціювання за допомогою суднової системи діагностики Doctor, що дозволяє визначити ефективну потужність дизеля на будь-якому з режимів, що розглядаються.

Результати досліджень наведено на рис. 2 у вигляді номограми зміни емісії NO_x функції частоти обертання колінчастого валу для різного ступеня рециркуляції випускних газів.

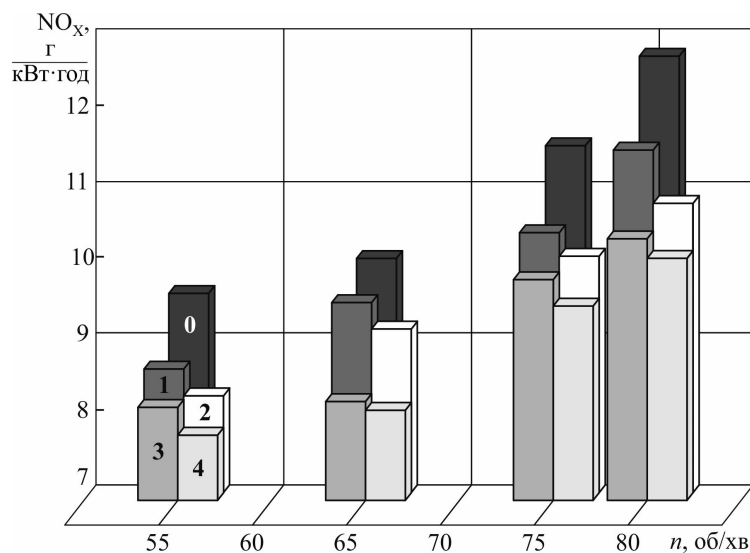


Рис. 2. Зміна концентрації NO_x , г/(кВт·год) у випускних газах суднового дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi залежно від частоти обертання n , об/хв та ступеня EGR, %: 0 – робота без рециркуляції (EGR=0 %); 1 – EGR=4,7 %; 2 – EGR=9,8 %; 3 – EGR=14,6 %; 4 – EGR=18,8 %

Висновки і перспективи подальших досліджень. В результаті досліджень зробимо такі висновки.

Необхідність забезпечення необхідних екологічних параметрів роботи суднових дизелів (зокрема емісії NO_x випускних газів) змушує використовувати додаткові технологічні рішення. Одним із таких варіантів є управління випускними газами, що досягається шляхом комплектації суднових дизелів системами EGR, які забезпечують примусову подачу в циліндр частини випускних газів із газовипускної системи. Система EGR знижує кількість повітря, призначеного для згоряння палива, тому кількість випускних газів, що повертаються в цилін-

ндр дизеля, повинна підтримувати надійне самозаймання та подальше згоряння палива.

Використання системи рециркуляції випускних газів покращує екологічні параметри роботи суднового дизеля, зокрема, знижує рівень емісії NO_x . Експериментально встановлено, що зміна ступеня рециркуляції випускних газів у діапазоні 4,7 ... 18,8 % забезпечує зниження концентрації NO_x у випускних газах відповідно зі значень 9,65 ... 12,83 г NO_x /(кВт·год) – у разі відсутності рециркуляції, до значень 7,65 ... 10,23 г NO_x /(кВт·год) залежно від частоти обертання і навантаження дизеля, які в експериментах змінювалися в інтервалі $n_{\text{реж}}=(0,67 \dots 0,975)n_{\text{ном}}$ і $N_{\text{ереж}}=(0,3 \dots 0,93)N_{\text{енорм}}$.

Зниження концентрації NO_x у випускних газах у відсотковому відношенні знаходиться в межах 19,5 ... 48,8 %, причому великі значення відповідають інтервалу навантажень $(0,77 \dots 0,93)N_{\text{енорм}}$, тобто. найпоширенішим з експлуатаційних режимів роботи дизеля.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

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

2. Kuropyatnyk O. A. Selection of optimal operating modes of exhaust gas recirculation system for marine low-speed diesel engines // 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.

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

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

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

6. Kuropyatnyk O.A., Sagin S.V. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NO_x Emissions from Marine Diesel Engines // 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

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

Зниження токсичності випускних газів суднових двигунів внутрішнього згоряння

Постановка проблеми в загальному вигляді. Зростаюче забруднення атмосфери промисловими і транспортними викидами – одна з найбільш важливих і складних проблем сучасності. Особлива увага при цьому приділяється морському транспорту, шкідливі викиди якого відіграють значну роль як в глобальній проблемі, так і в регіональному і локальному забрудненні повітряного басейну. Постійне зростання кількості суден і потужності їх двигунів призводить до збільшення обсягу палива, що спалюється ними палива, а отже, до великих викидів токсичних компонентів з випускними газами (ВГ).

В даний час вплив морського транспорту на довкілля – одна з найбільш нагальних і актуальних проблем сучасного суспільства. Наслідки цього впливу позначаються не тільки на нинішньому поколінні, а й майбутньому, якщо не брати серйозні заходи по їх контролю, зниженню й усуненню [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. При використанні звичайних вуглеводневих палив нафтового походження і атмосферного повітря як окислювача ВГ суднових дизелів на 99,00...99,98 % складаються з продуктів повного згоряння палива (CO_2 і H_2O) і повітря зі зниженим вмістом кисню. Токсичність ВГ суднових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) визначається в основному іншими 0,02...1,00 % складовими із обсягу, куди входять речовини, які утворюються в результаті термічного синтезу з повітря при високих температурах (оксид азоту), а також продукти неповного згоряння палива (незгорілі вуглеводні, оксид вуглецю, сірчистий ангідрид, частинки вугілля і сажі). З метою зниження концентрації цих речовин, використовують різні методи та технології: впорскування води у повітряний та випускний колектор та безпосередньо у циліндр дизеля; водо-паливні емульсії (ВПЕ), утворення сумішей дизельного палива та діметилового ефіру (ДМЕ), додаткове згоряння у ВГ; рециркуляції випускних газів [2, 3].

Постановка завдання. Велике різноманіття способів, що забезпечують зниження токсичності ВГ суднових дизелів в повній мірі не вирішує проблему підтримання його екологічної ефективності, крім того окремі способи зниження токсичності ВГ можливо використовувати лише для вузького колу дизелів, або їх режимів роботи. Тому завданням дослідження було визначення сукупності методів, які з одного боку сприяють покращенню екологічних показників суднових дизелів, а з іншого – можуть використовуватися практичного для будь-яких типів дизелів.

Виклад основного матеріалу дослідження. Широке поширення в транспорті дизельних двигунів пояснюється тим, що вони працюють на порівняно дешевому паливі, відрізняються кращою паливною економічністю і меншою токсичністю вихлопних газів. Однак і вони не завжди відповідають сучасним вимогам по токсичності. Як вказувалося у попередніх розділах, існуючі технічні

рішення, спрямовані на зменшення шкідливих викидів в ВГ дизелів, можна розділити на три основні групи: 1) вплив на робочий процес двигуна; 2) очищення ВГ у випускній системі двигуна; 3) використання альтернативних палив.

Результати досліджень, виконаних у роботі, дозволяють висловлювати, що альтернативні палива є найбільш доцільним способом забезпечення екологічної ефективності морського судна. Найбільш оптимальним варіантом із альтернативних палив є використання водо-паливних емульсій, метанолу та діметилового ефіру, етаноло-паливних емульсій (ЕПЕ), які забезпечують найбільший рівень зниження токсичних компонентів у ВГ [3].

Використання ВПЕ у судових дизелях дає наступні результати:

- зниження концентрації оксидів азоту NO_x і сумарних вуглеводнів C_nH_m майже на всьому діапазоні навантажень, причому ступінь зниження в основному пропорційна величині навантаження;
- ВПЕ з меншим розміром крапель води забезпечує більше зниження концентрації токсичних складових в ВГ (рис. 1).

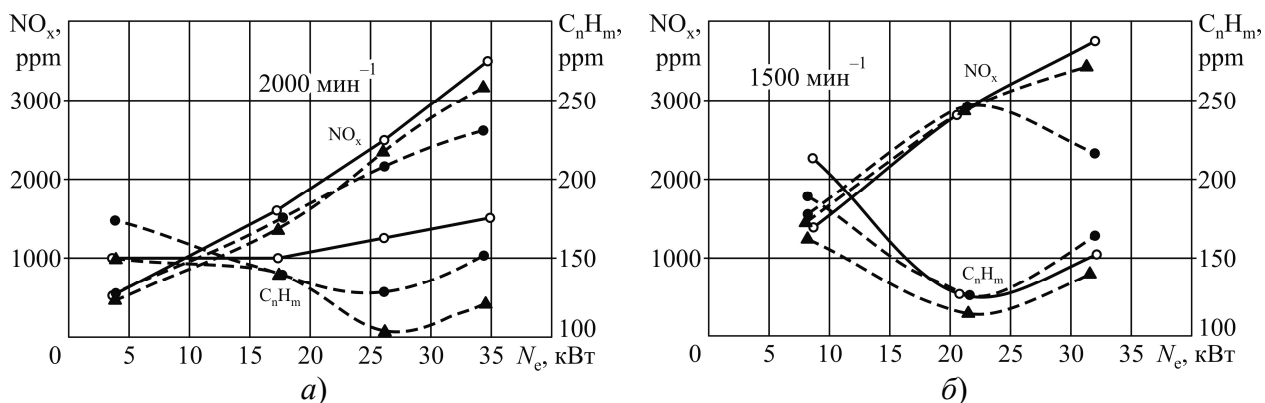


Рис. 1. Зміна концентрації оксидів азоту NO_x і вуглеводнів C_nH_m в залежності від потужності двигуна на різних швидкісних режимах:
а) 2000 хв^{-1} ; б) 1500 хв^{-1}

Під час використання як альтернативного палива метанолу та ДМЕ знижується концентрація наступних складових ВГ: оксидів азоту NO_x , двоокиси вуглецю CO , незгорілих вуглеводнів та твердих часток, при цьому ефективні показники роботи дизеля (зокрема коефіцієнт корисної дії) не змінюються (рис. 2).

Швидкісні характеристики і зміна вмісту токсичних компонентів в ВГ судового ДВЗ в залежності від зміни частоти обертання колінчастого валу при роботі на дизельному паливі та при використанні ЕПЕ представлені на рис. 3.

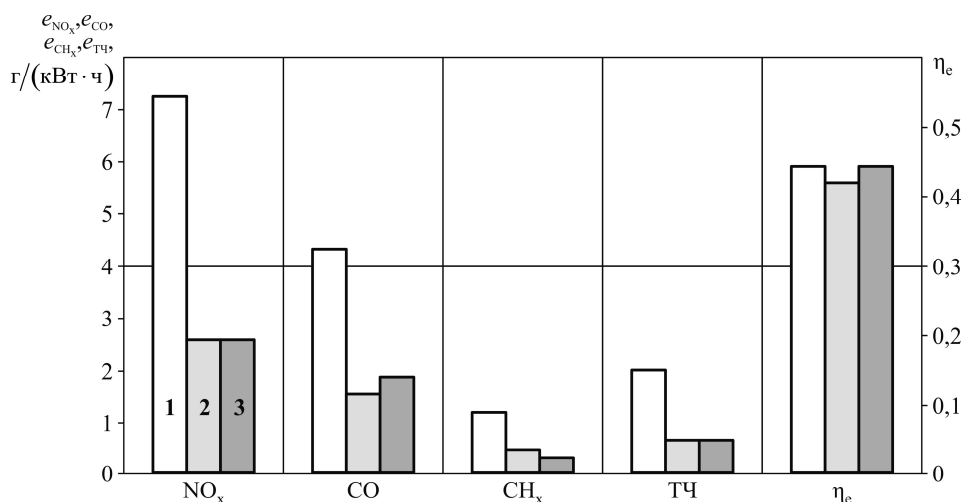


Рис. 2. Питомі масові викиди токсичних компонентів ВГ і ефективний ККД дизеля при роботі на різних видах палива: 1 – ДТ; 2 – метанол; 3 – ДМЕ

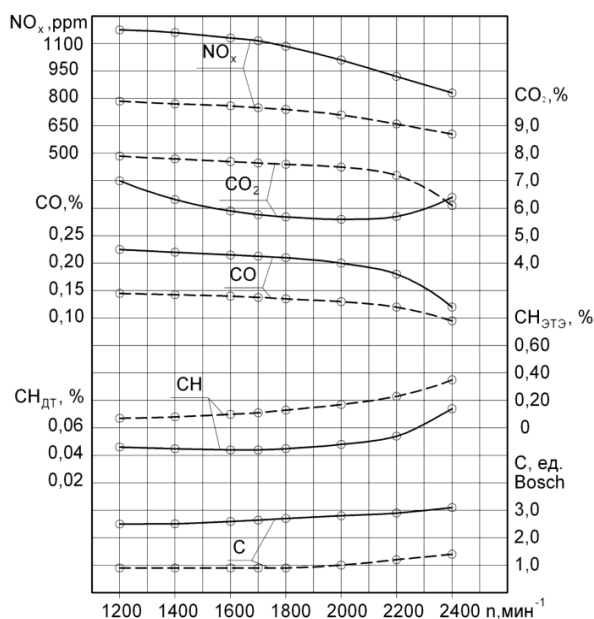


Рис. 3. Вплив застосування ЕПЕ на токсичні показники судового ДВЗ в залежності від зміни частоти обертання колінчастого вала:

— — дизельне паливо;
 - - - - - ЕПЕ

шкідливими і токсичними складовими продуктів згоряння палива.

Токсичність випускних газів дизелів визначається 0,02...1,00 % із загального обсягу, але у цю кількість входять речовини, які утворюються в результаті термічного синтезу з повітря при високих температурах (оксид азоту), а також продукти неповного згоряння палива (незгорілі вуглеводні, оксид вуглецю, спирти, кетони, кислоти, перекиси, сірчистий ангідрид, частинки вугілля і сажі, продукти конденсації і полімеризації). Крім продуктів згоряння палива, в випускних газах дизельних двигунів присутні продукти згоряння мастила – речовини, які утворюються з присадок до палива, а також тверді частинки.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Вагому роль у забрудненні навколишнього середовища з морських і річкових суден грають судові енергетичні установки та двигуни внутрішнього згоряння, які використовуються як головні та допоміжні дизелі. В результаті здійснення кругового робочого циклу, як будь-який тепловий двигун, ДВЗ викидає в атмосферу випускні гази, рівень шкідливих речовин в яких сприяє на екологічну ефективність судна.

Забезпечення необхідних екологічних показників роботи судових ДВЗ можливо шляхом використання альтернативних палив.

Експлуатація судових ДВЗ супроводжується гострою проблемою екологічного забруднення довкілля

Для зниження концентрації токсичних речовин у випускних газах ДВЗ доцільно використовувати наступні альтернативні палива :

застосування водо-паливних емульсій, що забезпечує зниження концентрації NO_x (до 15,6 %) та C_nH_m (до 45,7 %) в випускних газах, а також рівня димності випускних газів (до 2,3 разу) ;

використання етанолу та етаноло-паливних емульсій, це сприяє зменшенню вмісту NO_x на 29,4 %; зменшенню вмісту CO_2 на 8,6 %; зменшенню вмісту CO в 1,9 рази; але при цьому в 1,24 рази підвищується димність;

використання ДМЕ сприяє зниженню витрат палива, а найголовніше – забезпечує покращення екологічних показників роботи дизеля, зокрема забезпечує майже 3-х разове зниження емісії NO_x та 2,5-ої разове зниження емісії CO ;

при роботі дизеля на ЕПЕ на 23 % зменшується вміст NO_x в ВГ; на 34,5 % знижується вміст CO , але в 1,6 рази збільшується димність ВГ.

Під час вибору виду альтернативного палива необхідно виконувати комплексне оцінювання його впливу на токсичні показники роботи дизелю. Найбільш ефективним і економічно доцільним заходом щодо зниження токсичності ВГ ДВЗ є застосування їх комбінованої очистки [4].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

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

2. Иванченко А. А. Техника и технологии нейтрализации в отработавших газах СЭУ : учебное пособие / А. А. Иванченко. – СПб. : СПГУВК, 2012. – 112 с.

3. Лиханов В. А. Исследование эффективности и экологических показателей дизеля 4Ч11,0/12,5 при работе на природном газе с рециркуляцией отработавших газов, метано- и этано-топливных эмульсиях // В. А. Лиханов // *Международ. журн. прикладных и фундаментальных исследований*. – 2015. – №5. – С.22-25.

4. 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*. – June 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.

Коломійчук В.С., Заблоцький Ю.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності роботи суднових дизелів під час хімічної обробки палива

Постановка проблеми в загальному вигляді. Найважливішими напрямками вдосконалення суднових енергетичних установок, оснащених двигунами внутрішнього згоряння, є скорочення витрати палива, покращення екологічних характеристик (насамперед з викидів шкідливих речовин з впускними газами), при збереженні високих ресурсних показників. Зазначені завдання розв'язуються за рахунок удосконалення робочого циклу дизеля та утилізації відведеної від двигуна теплоти, оптимізації процесів паливоподачі та сумішоутворення, модернізації систем регулювання теплового стану двигуна та вибору найбільш раціональних режимів мащення та охолодження. Суттєвий вплив на показники надійності, економічності та екологічної безпеки надає також вид палива, що споживається судновою енергетичною установкою, та його якість. Морський та річковий транспорт є одним з основних споживачів рідкого палива, яке є продуктом переробки нафти. Якість палива надає суттєвий вплив на експлуатаційні показники суднових енергетичних установок: економічність; надійність; екологічну безпеку, що визначається за токсичністю та димністю впускних газів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В даний час якість суднового моторного палива регламентує стандарт на палива DIS DP-8217, що був розроблений та затверджений міжнародною організацією зі стандартизації ISO у 1987 році там переглядається кожні 5 років. Він призначений як керівництво для постачальників палива, суднового обладнання та судновласників. Цей стандарт встановлює значення фізико-хімічних показників, що визначають якість палива, таких як фракційний склад, кінематична в'язкість, температура застигання, помутніння, спалахи, масова частка сірки, вміст водорозчинних кислот і лугів, концентрація смол, кислотність, зольність та інші [1]. Для забезпечення необхідних значень окремих фізико-хімічних показників на завершальній стадії виробництва палива у суміш дистилятної газойлевої фракції та продуктів, отриманих в результаті каталітичного крекінгу та гідрокрекінгу, вводяться присадки, що покращують одне або декілька властивостей палива [2].

Постановка завдання. У зв'язку з вищевикладеною метою досліджень був порівняльний аналіз присадок до палива різних типів та оцінка перспектив використання присадок до палива з метою підвищення експлуатаційних показників суднових двигунів внутрішнього згоряння.

Виклад основного матеріалу дослідження. Посилення вимог до експлуатаційних показників суднових енергетичних установок при одночасному збереженні вимог стандарту DIS DP-8217 обумовлює необхідність підвищувати якість палива шляхом використання присадок не тільки в процесі виробництва палива, а й у процесі експлуатації дизелів. Саме тому продовжуються активні дослідження з розробки сучасних присадок до палива. Присадки для палива по-

діляються на такі групи: депресорно-диспергуючі; депресорні; диспергатори парафінів; протизносні (змащувальні); активатори займання; активатори горіння; багатофункціональні [3].

Механізм дії присадок «активаторів займання» полягає у легкому гомолітичному розпаді їх молекул по зв'язках О-О або О-N, у прискоренні передполум'яних реакцій, здатних до розгалуження окисних ланцюгів та утворення нових реакційних центрів. Присадки діють лише на початкових стадіях процесу горіння. В результаті збільшується здатність вуглеводнів до більш повного окислення (згоряння), та реакція протікає в умовах, близьких до ідеальних.

На відміну від «активаторів займання», «активатори (каталізатори) горіння» сприяють виникненню сил вільного переходу, послабленню міжмолекулярних зв'язків та спрощенню просторової структури вуглеводнів. Структура палива стає більш однорідною, з рівномірним просторовим розташуванням вуглеводнів у всьому займаному обсязі.

Аналіз науково-технічної та патентної літератури свідчить, що розробленню присадок до палива приділяється велика увага як науково-дослідними, так і виробничими організаціями. Як присадки «активатори займання» рекомендовані наступні хімічні речовини та їх композиції: алкіл(C_3 - C_{20})нітрат, полімер етилену або його сополімер з альфа-олефіном C_3 - C_4 ; ненасичені жирні кислоти (група олеїнової, лінолевої, ліноленової кислот) або їх амід; алкіл(C_1 - C_{25})сукцинімід, сополімер вищих ефірів C_6 - C_{27} акрилової або метакрилової кислоти з етиленонасиченим мономером; окис пропілену; окипропілований жирний спирт C_6 - C_{16} ; сульфонат лужно-земельного металу, наприклад кальцію, барію, магнію тощо; нітрат аліфатичного спирту C_3 - C_{18} ; парафінові вуглеводні нормальної будови із групи C_9 - C_{20} .

На відміну від опису присадок у науково-технічній та патентній літературі, інформація про товарні присадки (вітчизняних або імпорتنих), не містить даних щодо їх хімічного складу та фізико-хімічного механізму впливу на процес згоряння палива та інші експлуатаційні показники дизелів. Тому визначення оптимальної концентрації присадки у палива та режимів, та експлуатаційних режимів, на яких більш доцільно їх використання, виконується дослідницьким шляхом.

На ринку суднових нафтопродуктів отримали розповсюдження наступні присадки Paradyne-668 (фірма Exxon), Castrol TDA (Castrol), Kerobrizol EHN (BASF), Dodycet 5073 (Clariant), HiTec 4103W Ethyl (Ethyl), ADX 743 (Librizol), Difron H372 (Difron), BDC (Bardahl Diesel Combustion) та інші.

До однієї із сучасних присадок до палива відноситься компонент «NagroBoost», активною складовою якої є 3,5-диметилгептан, що має хімічну формулу C_9H_{20} – $CH_3CH_2CH(CH_3)CH_2CH(CH_3)CH_2CH_3$ та наступні основні характеристики: густина – 721 кг/м^3 ; теплота згоряння – 45560 кДж/кг ; температура спалаху – 53°C ; температура самозаймання – 287°C , які дозволяють її використання в складі суміші з судновим паливом (з дизельним, або важким після його відповідної підготовки).

Випробування присадки «NagroBoost», що були проведені на судновому дизелі 2Ч10,5/13, показали, що її введення в дизельне паливо в концентрації

0,15 ... 0,3 % за масою призводить до зниження питомої ефективної витрати палива на 2,5 ... 8,7 % під час роботи двигуна на різних режимах навантажувальної характеристики. Заміри токсичності випускних газів (зокрема вмісту оксидів азоту NO_x та вуглецю CO) показали, що використання присадки «NagroBoost» не призводить до збільшення викидів шкідливих речовин з випускними газами дизеля.

Висновки і перспективи подальших досліджень. В результаті досліджень встановлено, що присадка до палива «NagroBoost» є перспективною для можливого використання у судових дизелях.

Для впровадження присадки «NagroBoost» на морському та річковому транспорті доцільно проведення комплексу випробувань, мета яких:

вибір оптимальних концентрацій присадки в залежності від ступеня форсування та номінальної частоти обертання колінчастого валу двигуна;

визначення впливу присадки на надійність елементів системи паливоподачі;

визначення складу випускних газів з точки зору забезпечення екологічних вимог;

вибір оптимального налаштування та регулювання паливної апаратури, що забезпечує впорскування суміші присадки та палива до циліндру дизеля.

Доцільним є також проведення експлуатаційних випробувань присадки на різних типах судових дизелів.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Солодовников В. Г. Применение двухступенчатой обработки топлива для улучшения рабочих параметров и эксплуатационных характеристик судового дизеля // Судові енергетичні установки: наук.-тех. сб. – 2014. – № 34. – Одеса: ОНМА. – С. 130-137.

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

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

УДК 629.18-9

Таранець Д.Ю., Заблоцький Ю. В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення режимів водопідготовки судових котельних установок

Постановка проблеми в загальному вигляді. Невід’ємними частинами енергетичної установки суден річкового та морського транспорту є двигуні внутрішнього згоряння та парові котли. Впровадження у судову енергетику котлів, що працюють на термічному мастилі, має поодинокий характер, тому у переважній більшості під поняттям «суднова котельна установка» розуміють

допоміжні котли, що виробляють насичену пару, робочою речовиною в яких є вода. Залежно від призначення та характеристик судна продуктивність $D_{\text{нп}}$ на параметри пари (насамперед тиск $p_{\text{нп}}$) котельної установки знаходяться у широких межах: від $D_{\text{нп}}=1000\ldots 2500$ кг/год та $p_{\text{нп}}=0,5\ldots 0,7$ МПа – для суден середньої водотоннажності, які забезпечують перевезення навалювальних вантажів; до $D_{\text{нп}}=15000\ldots 20000$ кг/год та $p_{\text{нп}}=1,5\ldots 2,0$ МПа – для морських танкерів, на яких пара використовується для підігріву вантажу. При цьому для всіх випадків до якості води та режимів її підготовки висуваються однакові суворі вимоги, забезпечення яких гарантує безаварійну та безупинну експлуатацію всієї суднової енергетичної установки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Прісна вода, що є робочою речовиною в котельних установках, завжди містить мінеральні і органічні домішки солей, а також розчинені гази. До найбільш небезпечних домішок відносяться катіони кальцію Ca^+ та магнію Mg^+ , оскільки в з'єднаннях з аніонами CO_3^{2-} , OH^- , SO_4^{2-} , SiO_3^{2-} обумовлюють інтенсивне утворення накипу. Утворення накипу обумовлює різке зниження інтенсивності теплопередачі і, як результат, суттєве збільшення витрати палива на сталому режимі. З метою зниження інтенсивності утворення накипу використовують різні способи: хімічне та електрохімічне очищення, магнітна та електромагнітна обробка води, ультразвукова обробка води, мембранне очищення, а також механічний спосіб очищення поверхонь нагріву [1, 2].

Постановка завдання. У практиці експлуатації судових парових котлів запобігання утворенню накипу здійснюється введенням до складу котельної води реагентів, що сприяють утворенню солей тимчасової жорсткості, які потім випадають в осад і видаляються з котла шляхом нижнього продування. Введення кількості протинакипних присадок, розрахованого на нормальні значення жорсткості води, в таких випадках не може запобігти утворенню накипу, тому вимагає додаткових методів боротьби з нею. Поряд з хімічною обробкою живильної води в останні роки знаходять все більш широке практичне застосування фізичні безреагентні методи запобігання утворення накипу, в тому числі, ультразвукової. Цей метод не потребує значних капітальних витрат, виключає використання хімічних реагентів, має невисоку трудомісткість і не викликає забруднення доквілля, що викликане видаленням води з хімічними присадками та реагентами. Завданням дослідження було виявлення впливу ультразвукової обробки живильної води на процес утворення накипу та загальні характеристики котельної води, що забезпечує процес утворення пари та роботу котла.

Виклад основного матеріалу дослідження. Принцип ультразвукової технології запобігання утворенню накипу заснований на впливі механічних коливань ультразвукової частоти на процеси утворення накипу, що протікають на зовнішньої та внутрішньої поверхнях нагріву (стінках пароводяного колектора та пароводяних трубах). За допомогою ультразвукової установки в металі котла і в воді, що заповнює його, порушуються малопотужні ультразвукові коливання. Під дією цих коливань солі жорсткості коагулюються безпосередньо в обсязі води, утворюючи дрібнодисперсний шлам, а коливання поверхні нагрівання перешкоджають осадженню шламу на поверхні теплообміну. Тому шлам

знаходиться у воді в підвішеному стані. Шлам видаляється з парогенератора при регулярному нижньому продуванні. Ультразвук, також завдає руйнівної дії на раніше утворену накип. Ультразвукові коливання, впливаючи на поверхню нагріву, створюють знакозмінні механічні зусилля, під впливом яких міцність зв'язку всередині накипу, а так само між накипом і металом, порушуються і утворюються тріщини. Вода під дією капілярних сил проникає через тріщини – капіляри до поверхні нагрівання, де вона миттєво випаровується, викликаючи спучування і відшарування накипу від металу. Вміщені в воді газові бульбашки, також потрапляючи в тріщини між накипом і металом, починають коливатися з ультразвуковою частотою, послаблюючи зчеплення накипу з металом. Відшарувалися дрібні частинки і лусочки накипу видаляються з котла при періодичних нижніх продувках, відбувається поступове очищення котла від накипу в процесі його роботи. Ультразвукові коливання збільшують теплопередачу гріючої поверхні за рахунок підвищення швидкості потоку води через зниження гідродинамічного опору труб з хитаються стінками. Під дією ультразвуку поліпшується відведення бульбашок пари від поверхні нагрівання і дегазація води внаслідок кращого перемішування пристенного шару рідини, що також сприяє збільшенню теплопередачі. Як правило труби поверхонь нагріву мають природні дефекти – вузькі мікронні щілини і тріщини, де в звичайних умовах (без ультразвуку) накопичується кисень повітря. Під дією ультразвукових коливань кисень легко виходить з цих щілин, в результаті цього виключається один з механізмів кисневої корозії металу елементів котла. Вказане відноситься до додаткових позитивних риз використання ультразвукової обробки живильної води судових парових котлів.

З огляду на це, як спосіб, що сприяє удосконаленню режимів водопідготовки допоміжних котлів морських суден, в живильної системі судової котельної установки безпосередньо перед пароводяним колектором встановлювався ультразвуковий генератор УЗГ-5М з фазовою корекцією та магнітострикційним випромінювачем. Під час роботи генератор дозволяє набирати модульне будь яку потужність у діапазоні 20...5000 кВт та забезпечити вихідну частоту ультразвукового сигналу в діапазоні 7...30 кГц [3]. Аналіз проб котлової води, виконувався через кожні дві години роботи котла, та наведено в таблиці 1.

Таблиця 1

Результати випробувань

Потужність генератору ультразвуку, кВт	Якісні показники котлової води					
	Водневий показник, рН		ЗАГАЛЬНА ЖОРСТКІСТЬ , мг-екв/л		ФОСФАТНЕ ЧИСЛО	
			1 режим	2 режим	1 режим	2 режим
0,5	10,35	6,25	3,37	2,08	50	35
0,75	10,43	6,18	3,42	1,63	52	26
1,0	10,28	6,15	3,41	0,75	50	18
1,25	10,32	6,03	3,48	0,69	51	13
1,5	10,33	5,89	3,42	0,68	50	12

Висновки і перспективи подальших досліджень. Наведені результати свідчать про доцільність використання ультразвукового методу обробки живильної води з метою удосконалення режимів водопідготовки допоміжних котлів морських суден.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАННОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Никонова Р. А. Водоподготовка на судах : подбор необходимого оборудования для подготовки воды для нужд судового котла // Наука, техника и образование. – 2019. – С. 66 - 69.
2. Бархударов Н. В. Использование ультразвука для обработки котельной воды // Материалы межвузовской научно-технической конференции. Калининградский гос. тех. ун-т, 2018. – С. 408 - 413.
3. Sagin S.V., Solodovnikov V G. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines // Modern Applied Science; Published by Canadian Center of Science and Education. – 2015. – Vol. 9. – № 5. – P. 269 - 278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269.

УДК 629.5.016

Алфьоров Д.О., Ткаченко І.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Використання палива біологічного походження в суднових дизелях середньої потужності

Постановка проблеми в загальному вигляді. Морський і річковий транспорт є невід'ємною складовою інфраструктури багатьох країн, пов'язаних між собою морськими і внутрішніми водними шляхами. Рух суден, а також функціонування суднової електростанції забезпечується дизелями – найпоширенішими тепловими двигунами, застосовуваними в суднових енергетичних установках. Специфіка роботи морських і річкових суден не дозволяє використовувати на них як джерела енергії акумуляторних або сонячних батарей, а також вітрогенераторів, які в даний час активно розробляються та впроваджуються в автомобільному транспорті, а також в стаціонарній енергетиці. Отримання ефективної потужності дизелів неможливо без використання палива нафтового походження, природні запаси якого щорічно знижуються. Одночасно з цим посилюються вимоги, що висуваються до екологічних показників роботи енергетичних установок суден морського і річкового транспорту. Це обумовлює впровадження в суднову енергетику альтернативних видів палива, інтенсивні дослідження можливості застосування якого ведуться в даний час [1, 2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Використання альтернативного палива на морських судах обмежується наступними причинами: автономністю плавання та неможливістю безперешкодного відновлення запасів палива (у тому числі альтернативного); високою потужністю суднової енергетичної установки та відповідно високими витратами палива; необхідністю в узгодженні всіх

робіт із удосконалення паливної системи з кваліфікаційними товариствами, що здійснюють технічний контроль над судном та енергетичною установкою [3, 4].

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

Постановка завдання. Завданням дослідження було визначення впливу палива біологічного походження на екологічні та економічні показники роботи суднового дизеля.

Виклад основного матеріалу дослідження. Дослідження виконувались на спеціалізованому судні дедвейтом 10820 тонн, що здійснювало короточасні (протягом 4 ... 6 днів) переходи між портами, в яких буда передбачена можливість поповнення запасів альтернативного палива. Як таке використовувалось біопаливо B99.9 FAME, що складається з 99,9 % біодизельного палива та 0,1 % дизельного палива класу Ultra-Low Sulfur Diesel fuel (з наднизьким вмістом сірки $S=0,03\%$). Як «базове» використовувалось паливо DMB, що рекомендовано для середньообертових дизелів, які виконують функції допоміжних двигунів. Вміст біопалива в паливній суміші змінювався в межах 5 ... 15 % від загального об'єму. Дослідження виконувались на суднових дизелях 5DC-17A Tier II Daihatsu Diesel з наступними основними характеристиками: діаметр циліндра 0,17 м; хід поршня 0,27 м; частота обертання 1000 хв^{-1} ; номінальна потужність $N_{\text{ен}}=490 \text{ кВт}$; кількість циліндрів 5, що у кількості трьох штук входили до складу суднової допоміжної енергетичної установки. Принципова схема паливної системи дизелів показана на рис. 1.

Паливна цистерна одного з дизелів не змінювалась та цей дизель експлуатувався на паливі DMB (з в'язкістю 8 сСт і вмістом сірки 0,08 %) та вважався «контрольним». До паливних систем двох інших дизелів додатково встановлювалось обладнання, що дозволяло використовувати в них біопаливо.

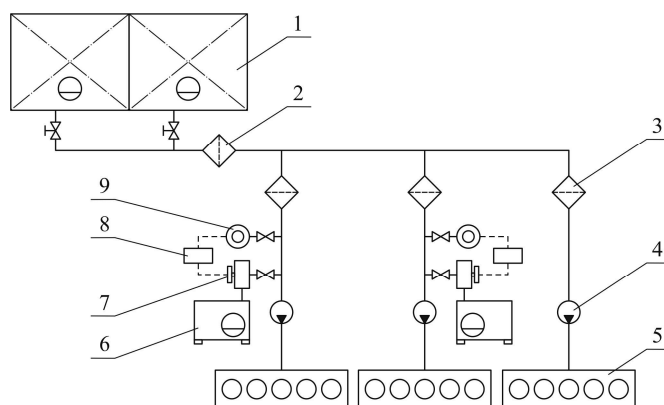


Рис. 1. Принципова схема паливної системи суднових дизелів 5DC-17A Daihatsu Diesel:

- 1 – витратна паливна цистерна; 2 – паливний фільтр грубого очищення; 3 – паливний фільтр тонкого очищення; 4 – паливний насос; 5 – дизель; 6 – цистерна біопалива; 7 – дозатор; 8 – мікроконтролер; 9 – витратомір

З витратної цистерни 1 паливо ДМВ через фільтр грубого очищення 2 прямувало до паливних насосів 4 дизелів 5. Додатково очищення палива забезпечувалось за допомогою фільтра 3. Контур подачі палива до першого дизеля не змінювався та дизель експлуатувався на паливі ДМВ. В'язкість палива дозволяє додавати в нього біопаливо (з в'язкістю 10 сСт). Вміст біопалива в паливній суміші змінювався в інтервалі 5 ... 20 %, паливна суміш подавалася до двох інших дизелів, в контур яких додатково встановлювалися цистерна біопалива 6, дозатор 7 і витратомір 9. Необхідна кількість біопалива в паливної суміші забезпечувалась за допомогою мікроконтролера 8, використання яких день від дня поширюється в суднових енергетичних установках.

Критерієм економічності роботи дизеля була обрана питома ефективна витрата палива b_e . Як екологічні показники роботи суднових дизелів приймалися концентрація оксидів азоту C_{NO_x} та об'ємний вміст оксиду вуглецю C_{CO_2} в випускних газах.

Під час проведення експериментів питома ефективна витрата палива b_e визначалась за допомогою суднових вимірювальних засобів, концентрація оксидів азоту NO_x , а також об'ємний вміст CO_2 в випускних газах контролювались за допомогою газоаналізатора Testo350XL. Аналіз випускних газів виконувався в газовипускній магістралі на відстані 10 м від місця виходу газів з газотурбоагнетача, що відповідало вимогам Технічного кодексу за NO_x .

Під час проведення дослідження для забезпечення споживачів енергією експлуатувався «контрольний» дизель (що використовував паливо ДМВ) та один, або два інших (в яких використовувалась суміш палива ДМВ та біопалива). Дизелі, на яких виконувалися експериментальні дослідження, забезпечували потужністю постійні групи споживачів. При цьому (залежно від досліджуваних режимів) їх потужність становила 270 кВт, 320 кВт, 365 кВт, 415 кВт, що відповідало навантаженню $0,55N_{еном}$, $0,65N_{еном}$, $0,75N_{еном}$, $0,85N_{еном}$. Похибка в навантаженні під час переходу дизеля з одного сталого режиму до іншого не перевищувала $\pm 1,5$ %.

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

Результати дослідження наведені в табл. 1-3.

Таблиця 1

Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год), для палива різного складу

Режим роботи дизеля	DMB	DMB+ 5 % біопалива	DMB+ 10 % біопалива	DMB+ 15 % біопалива	DMB+ 20 % біопалива
$0,55N_{\text{енорм}}$	208	212	215	218	225
$0,65N_{\text{енорм}}$	203	206	209	211	218
$0,75N_{\text{енорм}}$	198	201	203	206	212
$0,85N_{\text{енорм}}$	192	194	196	199	205

Таблиця 2

Концентрація оксидів азоту у випускних газах, г/(кВт·год), для палива різного складу

Режим роботи дизеля	DMB	DMB+ 5 % біопалива	DMB+ 10 % біопалива	DMB+ 15 % біопалива	DMB+ 20 % біопалива
$0,55N_{\text{енорм}}$	7,42	7,09	6,52	6,03	6,67
$0,65N_{\text{енорм}}$	7,83	7,35	6,78	6,18	6,84
$0,75N_{\text{енорм}}$	8,17	7,67	6,54	6,28	6,93
$0,85N_{\text{енорм}}$	8,35	7,82	6,36	6,32	7,08

Таблиця 3

Об'ємний вміст оксиду вуглецю в випускних газах, %, для палива різного складу

Режим роботи дизеля	DMB	DMB+ 5 % біопалива	DMB+ 10 % біопалива	DMB+ 15 % біопалива	DMB+ 20 % біопалива
$0,55N_{\text{енорм}}$	6,28	6,02	5,68	5,31	4,82
$0,65N_{\text{енорм}}$	6,42	6,11	5,73	5,41	4,87
$0,75N_{\text{енорм}}$	6,72	6,32	5,88	5,58	5,02
$0,85N_{\text{енорм}}$	6,85	6,44	5,95	5,63	5,11

За результатами таблиць 2-4 побудовані діаграми, що відображають зміни питомої ефективної витрати палива (рис. 2, а), емісії NO_x (рис. 2, б) та об'ємної концентрації CO_2 в випускних газах (рис. 2, в) для різних умов експлуатації суднового дизеля 5DC-17A Tier II Daihatsu Diesel.

Концентрація оксидів азоту у випускних газах суднових дизелів регламентується вимогами Annex VI MARPOL. Згідно з цими вимогами концентрація NO_x у випускних газах для дизелів, що відносяться до рівню Tier II, не повинні перевищувати значення

$$C_{\text{NO}_x} \leq 44n^{-0,23}, \quad (1)$$

де n – частота обертання вала дизеля, хв^{-1} .

Для суднового дизеля 5DC-17A Tier II Daihatsu Diesel отримаємо:

$$C_{\text{NO}_x} \leq 44 \cdot 1000^{-0,23} = 8,98 \text{ г/}(\text{кВт} \cdot \text{год}).$$

Зазначимо, що на всіх досліджуваних режимах і за будь-яких умов проведення експерименту концентрація оксидів азоту у випускних газах не перевищувала значення, визначеного за виразом (1), таким чином експлуатація дизелів проводилася із забезпеченням вимог Annex VI MARPOL [4].

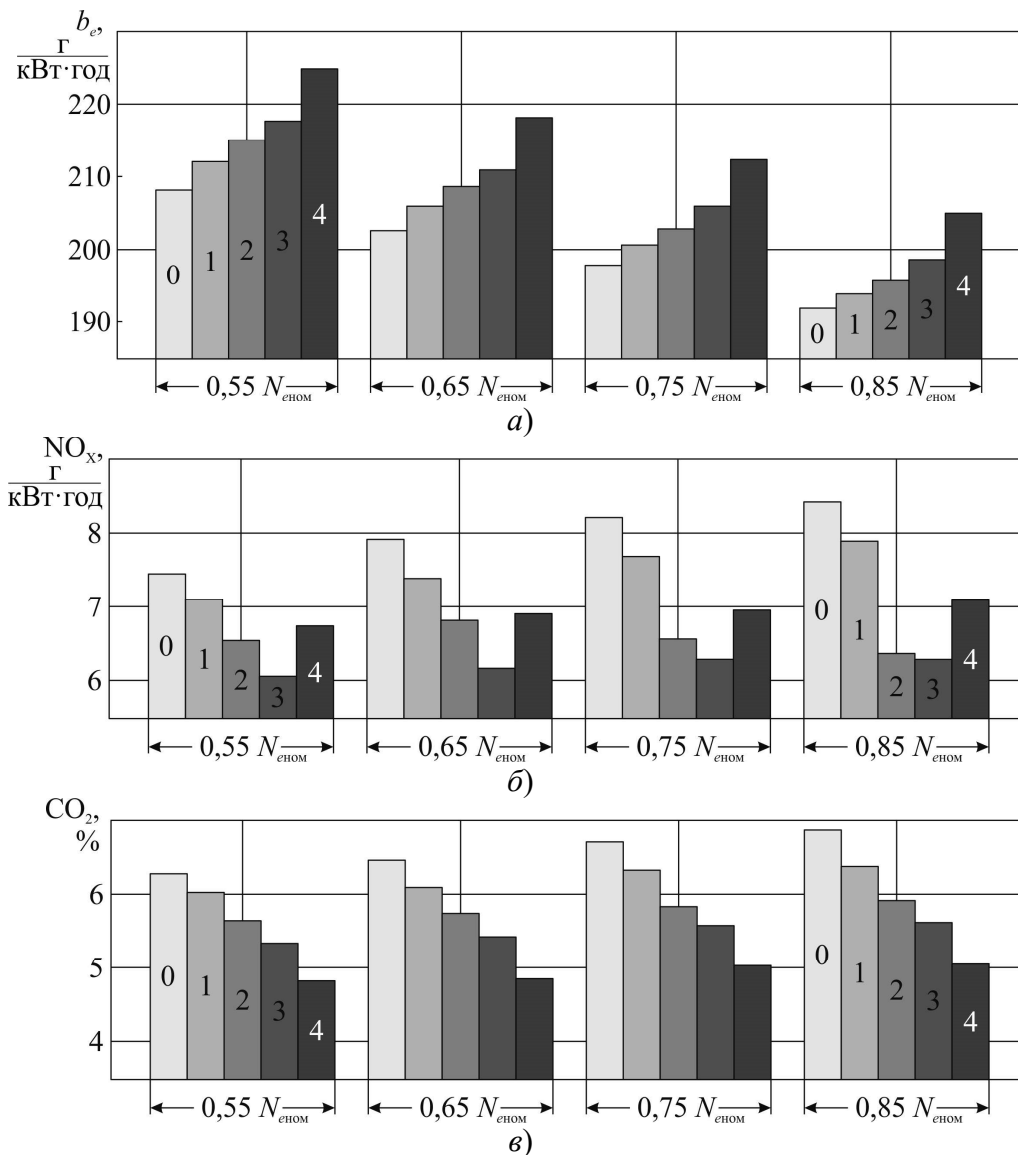


Рис. 2. Залежності показників роботи дизеля 5DC-17A від навантаження під час використання палива різного складу:
 а – питома витрата палива; б – емісія оксидів азоту; в – об’ємний вміст оксиду вуглецю в випускних газах;
 0 – DMB; 1 – DMB+5 % біопалива; 2 – DMB+10 % біопалива; 3 – DMB+15 % біопалива; 4 – DMB+20 % біопалива

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

В деяких теплових двигунах суднових енергетичних установок (насамперед дизелях, що виконують функції допоміжних двигунів) можливо використання паливних сумішей, основу яких (80 ... 95 %) складає дизельне паливо, решту – біопаливо.

Випробуваннями, що виконувались на суднових середньообертових дизелях 5DC-17A Tier II Daihatsu Diesel в діапазоні їх експлуатаційних навантажень 55 ... 85 % з паливної сумішшю, яка включала 80 ... 95 % дизельного палива DMB та 5 ... 20 % біопалива B99.9 FAME, встановлено:

на всьому діапазоні навантажень на вмісту біопалив в паливної суміші здійснюється збільшення питомої ефективної витрати палива; на експлуатаційних

режимах, що відповідають 55 ... 65 % номінального навантаження та 5 ... 10 % вмісту біопалива в суміші це збільшення складає 1,92 ... 2,96 %, на режимах 75 ... 85 % навантаження та під час використання суміші з вмістом 15 ... 20 % біопалива збільшення витрати палива досягає 4,04 ... 6,67 %; найбільш за всього економічність роботи дизеля погіршується під час його експлуатації на навантаженнях 55 ... 65 % з 15 ... 20 % вмістом біопалива в суміші, за таких умов підвищення питомої ефективної витрати палива досягає 7,39 ... 8,17 %;

під час експлуатації дизеля на діапазоні навантаженні 55 ... 85 % спостерігається зменшення емісії оксидів азоту, при цьому найбільший ефект (до 23,8 ... 24,3 %) відповідає 10 ... 15 % вмісту біопалива в суміші; з зростанням вмісту біопалива в складі суміші до 20 % зниження емісії оксидів азоту знаходиться в діапазоні 10,1 ... 15,2 %;

використання біопалива сприяє зменшенню об'ємної концентрації оксиду вуглецю у випускних газах; найбільша ефективність при цьому відповідає навантаженню 75 ... 85 % та використання паливної суміші, що містить 20 % біопалива, за таких умов зниження концентрації оксиду вуглецю досягає 25,4 %; додатково визначимо, що це сприяє підвищенню енергетичної ефективності морських суден.

Оптимальний склад паливної суміші, що містить біопаливо, доцільно визначати для кожного навантаження дизеля з урахуванням його екологічних (насамперед емісії оксидів азоту та об'ємної концентрації оксиду вуглецю у випускних газах), а також економічних показників роботи суднового дизеля.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАННОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Марков В.А., Девянин С.Н., Зыков С.А., Са Бовэнь. Вязкостные характеристики многокомпонентных смесевых биотоплив на основе растительных масел // Транспорт на альтернативном топливе. – 2016. – № 6. – С. 33-49.
2. Марченко О.О., Сагін С.В. Вдосконалення процесу очищення судових важких палив // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2020. – Одеса: НУ «ОМА». – Вип. 41. – С. 10-14.
3. Madey V.V. Usage of biodiesel in marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7–8 (July – August). – Р. 18-21. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-18-21>.
4. Побережний Р.В., Сагін С.В. Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2020. – Одеса: НУ «ОМА». – Вип. 41. – С. 5-9.

Забезпечення вимог міжнародних конвенцій щодо суднових вод, що містять нафту

Постановка проблеми в загальному вигляді. В даний час при експлуатації всіх типів суден виникає проблема виникнення, збору, зберігання і подальшої переробки вод, що містять нафту. Сепарація таких вод, до складу яких в основному входять невикористані в теплових двигунах (дизелях, котлах і турбінах) важкі фракції палива і масла, є складною технологічною задачею. Стосовно до морських суден слід зазначити, що води, які містять нафту в основному виникають при забезпеченні процесів підготовки та подачі палива, а також змащування і охолодження теплових двигунів, а для суден, що транспортують нафту або продукти нафтохімії, ще й при митті вантажних танків.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Всі відомі методи, які розроблені для очищення вод, що містять нафту та які використовують у густину стратифікацію і механічне розділення, характеризується невисокою якістю очищення і можуть застосовуватися тільки на стадії попередньої сепарації [1]. З іншого боку, методи, які забезпечують значення концентрації нафтопродуктів на виході менше 15 мг/л характеризуються одним загальним недоліком – складністю своєї технічної реалізації і великими витратами (економічними, трудовими, матеріальними) на поточне обслуговування [2].

Постановка завдання. Таким чином, незважаючи на велику кількість досліджень, та технологічних рішень, що забезпечують очищення вод, що містять нафту, існує невирішена проблема – відсутність метода очищення, за допомогою якого можливо забезпечити остаточну концентрацію нафтопродуктів менш ніж 15 мг/л при одночасної мінімальної витраті енергії на цю операцію.

Виклад основного матеріалу дослідження. Типовими складовими суднових вод, що містять нафту є нафта і її важкі складові [3]. У загальному випадку ці компоненти являють собою розчин високомолекулярних сполук в низькомолекулярних. У суміші з водою вони представляють собою звичайну дисперсних систем.

На процес розподілу суднових вод, що містять нафту у статичному режимі на складові впливає багато чинників – концентрація, розміри частинок, їх механізм взаємодії між собою. У такій дисперсній системі як судові води, що містять нафту дисипація енергії, яка викликається опором сил в'язкісного походження, зазвичай витрачається за такими трьома напрямками:

- зміна в'язкості, яка проявляється в дисперсному середовищі;
- компенсація взаємодії дисперсійного середовища, що рухається з зваженими частинками;
- компенсація структурних змін, які викликаються взаємодією частинок дисперсної фази [2].

Проведений аналіз головних компонент суднових вод, що містять нафту, їх основних реологічних властивостей, а також методів і пристроїв, застосовува-

них для їх зберігання, транспортування та переробки вказав на необхідність розробки принципово нової технології щодо їх відділення від основної водної компоненти. Одним з варіантів подібного підходу може бути використання і управління основними гідромеханічними характеристиками рухомого середовища. В даному випадку передбачається використання ефекту холодного кипіння рідини за рахунок використання гідромеханічного процесу суперкавітації всередині спеціально спрофільоване робочої камери, що є невід'ємною частиною судової системи сепарації вод, що містять нафту. Гідність пропонованого гідродинамічного підходу є перспективним і з економічної точки зору. Енергетичні витрати на гідромеханічне емульгування води з нафтопродуктами в 10...15 разів менше, ніж при використанні технології ультразвукової кавітації [4].

З метою вирішення зазначених проблем була розроблена установка, принципова схема якої показана на рис. 1. Принцип її роботи заснований на автоматичному контролі і регулювання основних гідродинамічних характеристик потоку судових вод, що містять нафту, які циркулюють по замкнутому контуру [5].

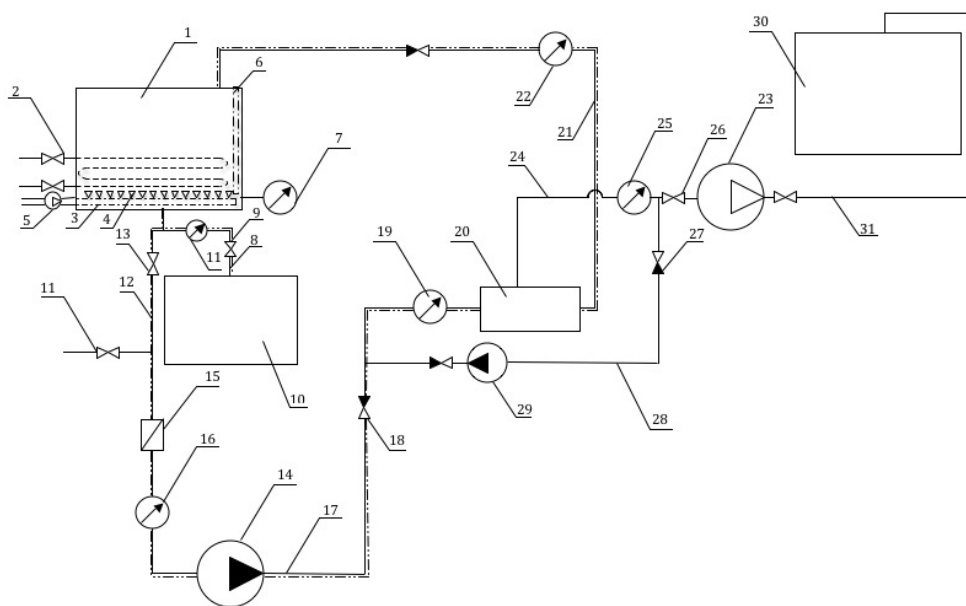


Рис. 1. Принципова схема судової установки з очищення забруднених нафтою вод:
 1 – сервісний танк; 2 – змієвиковий підігрівач; 3 – повітряний трубопровід; 4, 9, 13, 18, 26, 27 – автоматичний клапан; 5, 23 – компресор; 6 – поплавковий рівнемір; 7 – термометр; 8, 17, 21, 24, 28, 31 – трубопровід; 10 – збірний танк; 11 – вимірювач концентрації нафти; 12 – лінія основного контуру обробки судових вод, що містять нафту; 14 – відцентровий насос; 15 – система фільтрації сітка; 16 – вакуумметр; 19 – манометр; 20 – кавітатор; 22, 25 – датчик концентрації; 29 – шестерінчастий насос; 30 – конденсаційний танк

Установка працює в такий спосіб: в сервісний танк 1 судові воді, що містять нафту надходять з різних технологічних ділянок судна. До основного переліку таких ділянок відносяться: носові, кормові та центральні колодязі, різні танки для збору залишків палива і масла, а також танки збору промивної води (у разі її використання на судах, що перевозять нафтопродукти).

Сервісний танк 1 укомплектований змійовиковим підігрівачем 2. Цей підігрівач служить для розігріву або підтримки на постійному рівні температури суднових вод, що містять нафту. Зазвичай робочий діапазон температури складає 30...80°C. Підігрів здійснюється з метою проведення попередньої флотації, в результаті якої буде відбуватися густина стратифікація вод, що містять нафту. У цьому випадку буде мати місце поділ по висоті танку 1 вихідної суміші на її компоненти – освітлену воду і продукти нафтохімії. З метою інтенсифікації процесу попереднього розподілу в танку 1 використовується повітряна завісь, що створюється бульбашками, які рухається з прокладеного по дну танка 1 повітряного трубопроводу 3. Для автоматичної підтримки витрати повітря на постійному рівні на трубопроводі 3 встановлена серія автоматичних клапанів 4.

При експлуатації судна завжди має місце випадання твердого осаду з суднових вод, що містять нафту. Зазвичай висота відкладень в період між очищеннями танка (в середньому від 7 до 9 місяців) може досягати до 10 % від його висоти. З цієї причини магістраль подачі повітря 3 повинна встановлюватися на висоті 14...17 % висоти танка. Стисле повітря подається в повітряний трубопровід 3 за допомогою компресора 5. Для контролю за рівнем наповнення і температурою суднових вод, що містять нафту у танку 1 використовуються поплавковий рівнемір 6 і термометр 7.

Для відбору світлої води після попереднього процесу флотації на висоті 5...7% верхнього рівня танка 1 приєднується трубопровід 8. На ньому встановлюється автоматично керований клапан 9. По лінії 8 світла вода з малою концентрацією нафтопродуктів надходить в збірний танк 10. Для управління клапаном 9 на відповідній трубопроводі 8 встановлений вимірник концентрації нафти 11. При перевищенні встановленого граничного значення концентрації нафтопродуктів цей датчик подає сигнал на закриття клапана 9 і на відкриття встановленого, на лінії основного контуру обробки суднових вод, що містять нафту 12 автоматичного клапана 13.

З танка 1 судові води, що містять нафту відбираються за допомогою відцентрового насоса 14. На вході в насос встановлена фільтраційна сітка 15 і вакуумметр 16. Фільтраційна сітка 15 призначена для затримання великих забруднюючих речовин і предметів (бітуми, ганчір'я, папір, металева стружка і т.д.) і забезпечує безперебійну і тривалу експлуатацію насоса 14. За допомогою показань вакуумметра 16 можна судити про ступінь забруднення фільтраційної сітки 15 і контролювати вакуум, створюваний насосом 14 на лінії всмоктування.

На трубопроводі 17, тобто на лінії нагнітання за насосом 14, для управління витратними характеристиками оброблюваного потоку суднових вод, що містять нафту встановлено автоматично керований вентиль 18. Також, за насосом встановлений манометр 19, який в автоматичному режимі надає дані про величину тиску в робочому контурі сепараційної установки. На основному робочому трубопроводі 12 за допомогою фланцевого з'єднання встановлений основний технологічний елемент судовий сепараційної установки – кавітатор 20. Він являє собою спеціально спрофільоване камеру, усередині робочого каналу якій, за рахунок локального падіння тиску (локального зростання швидкості) виникає і в подальшому стаціонарно підтримується гідродинамічний процес суперкавіта-

ції. Технологічно кавітатор 20 виконаний у вигляді плоского каналу складається з плавно звужується сопла, прямолінійного вузької ділянки і плавно розширюється дифузора. Конструкція кавітатору забезпечує отримання високих швидкостей потоку і зменшення тиску, що є невід'ємною складовою процесу кавітації.

На виході з кавітатора 20 відокремлені продукти, що містять нафту потрапляють в трубопровід 21. На ньому встановлений блок вимірювання концентрації водної компоненти в продуктах, що містять нафту 22. По трубопроводу 21 суміш надходить назад в сервісний танк 1. При роботі установки датчик концентрації 22 показує ступінь очищення суднових вод, що містять нафту і контролює процес їх відділення. Якщо концентрація водної компоненти не знизилася до заданого рівня, то процес відділення триватиме за описаним замкнутим контуру обробки. Циркуляція суднових вод, що містять нафту повинна підтримуватися до тих пір, поки датчик 22 не покаже задану ступінь очищення води.

В результаті процесу холодного кипіння, що викликається кавітацією всередині кавітатора, виходить холодний водяний пар. З кавітатора 20 він відбирається за допомогою компресора 23 по трубопроводу 24. На лінії всмоктування 24 перед компресором 23 встановлений датчик вимірювання концентрації нафтопродуктів у водяній парі 25. Також, на лінії всмоктування, встановлений автоматично регульований клапан 26. Управління цього клапана здійснюється від датчика концентрації 25. Якщо концентрація нафтопродуктів в водяних парах перевищує задане значення, то датчик 25 подає сигнал на закриття автоматичного клапану 26 і він закривається. У цьому випадку її необхідно піддавати додатковій санітарно-гігієнічній обробці. Отримані продукти нафтохімії з збірного танка 1, можна також використовувати в енергетичних потребах судна в якості вторинних енергетичних ресурсів.

Для управління всією захисно-регулювальною автоматикою сепараційної установки передбачається установка електронного щита управління.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Виконані дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

1) розроблений новий метод сепарації дозволяє очищати судові води, що містять нафту з вихідною концентрацією води на рівні менше 5 млн^{-1} , що забезпечує міжнародні вимоги щодо запобігання забруднення морського середовища з суден;

2) нафтопродукти (паливо і моторне масло), які видаляються з суднових вод, що містять нафту розробленим способом суперкавітації, можуть використовуватися як вторинне паливо, яке направляється на енергетичні потреби судна (як правило, для роботи судової котельні установки);

3) розроблена установка для сепарування суднових вод, що містять нафту характеризується малими енергетичними затратами і забезпечується стандартними трудовитратами на технічну експлуатацію, технічне обслуговування та ремонт.

Подальші розробки методу суперкавітації доцільно спрямувати на розробку технології поділення та очищення нафто-водяних сумішей при температурі, що не перевищує 30°C (тобто безпосередньо з ллял машинного відділення). Це бу-

де сприяти подальшому зниженню витрат енергії на процес очищення вод, що містять нафту

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Малахов А.В., Ткаченко И. . Гидродинамика разделения многофазных смесей на основе воды / А. В. Малахов, // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 4 (51). – С. 34 - 38.
2. Ткаченко И.В. Метод отделения водной компоненты от нефтесодержащих примесей в судовых льяльных водах, основанный на гидродинамическом процессе суперкавитации // Проблемы техники: наук.-виробн. журнал. – 2010. – №3. – С. 59 - 70.
3. Ткаченко І. В. Використання в судових енергетичних установках технології гідродинамічної суперкавітації для розділення і очищення вод, що містять нафту // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. Наук. праць, 2020. – № 2(62). – С. 130 - 141. DOI 10.47049/2226-1893-2020-1-130-141.
4. Ткаченко И. В. Использование кавитационного эффекта для повышения степени сепарации нефтесодержащих вод морских судов // American Scientific Journal. – 2017. – № 15. – Iss. 2. – P. 62 - 66.
5. Ткаченко И.В. Очистка нефтесодержащих вод морских судов методом гидродинамической суперкавитации потока // Universum: Технические науки. – 2018. – Вып. 3(48). – С. 59 - 62.

УДК 629.542

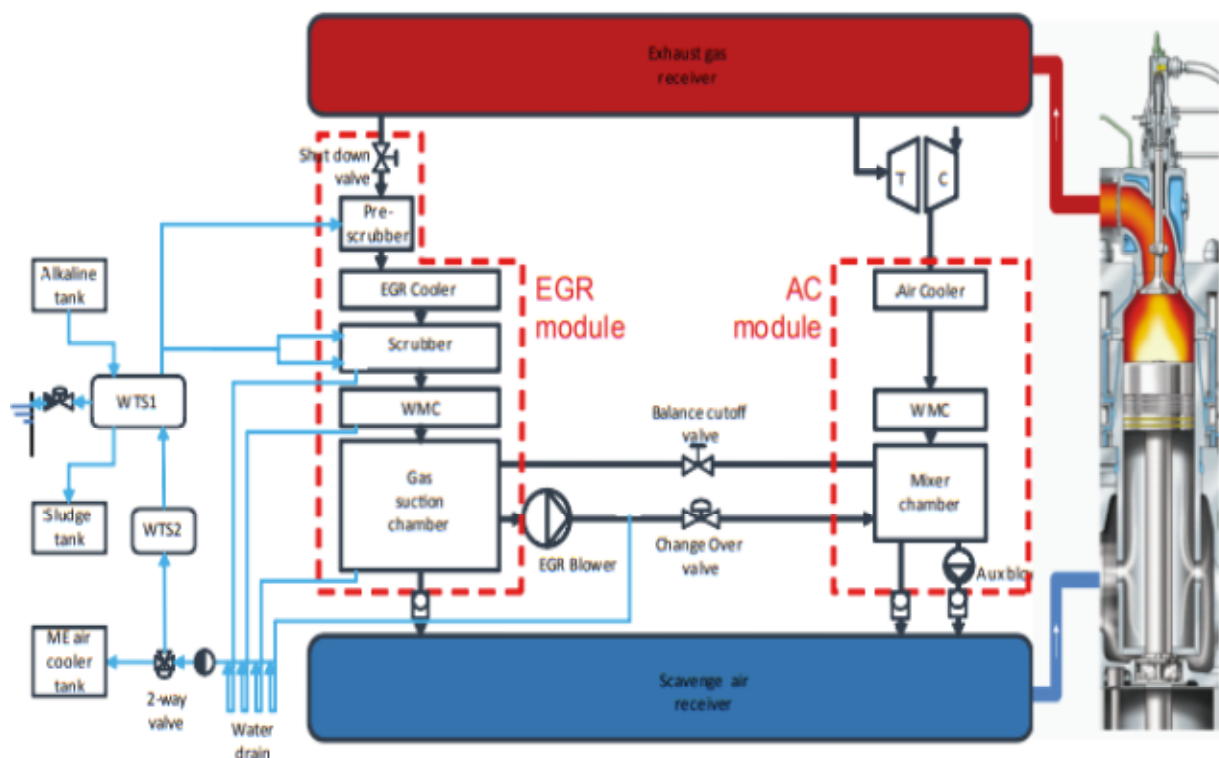
Шинкарук Д.В., Ткаченко І.В.

Національний Університет “Одеська Морська Академія”

Підвищення екологічності судових дизелів шляхом використання рециркуляції випускних газів

Чому рециркуляція випускних газів? Причиною розробки «Рециркуляції вихідних газів» було полегшення експлуатації двигунів суден, що працюють у зонах контролю викидів (ЗКВ). Рециркуляція вихідних газів (РВГ) – це метод значного зменшення викидів NO_x. Доведено, що РВГ здатна задовольнити III рівень вимог що до викидів NO_x, які будуть застосовується до всіх нових суден, які входять до NO_x Зони Контролю Викидів (ЗКВ) з 2016 року [1].

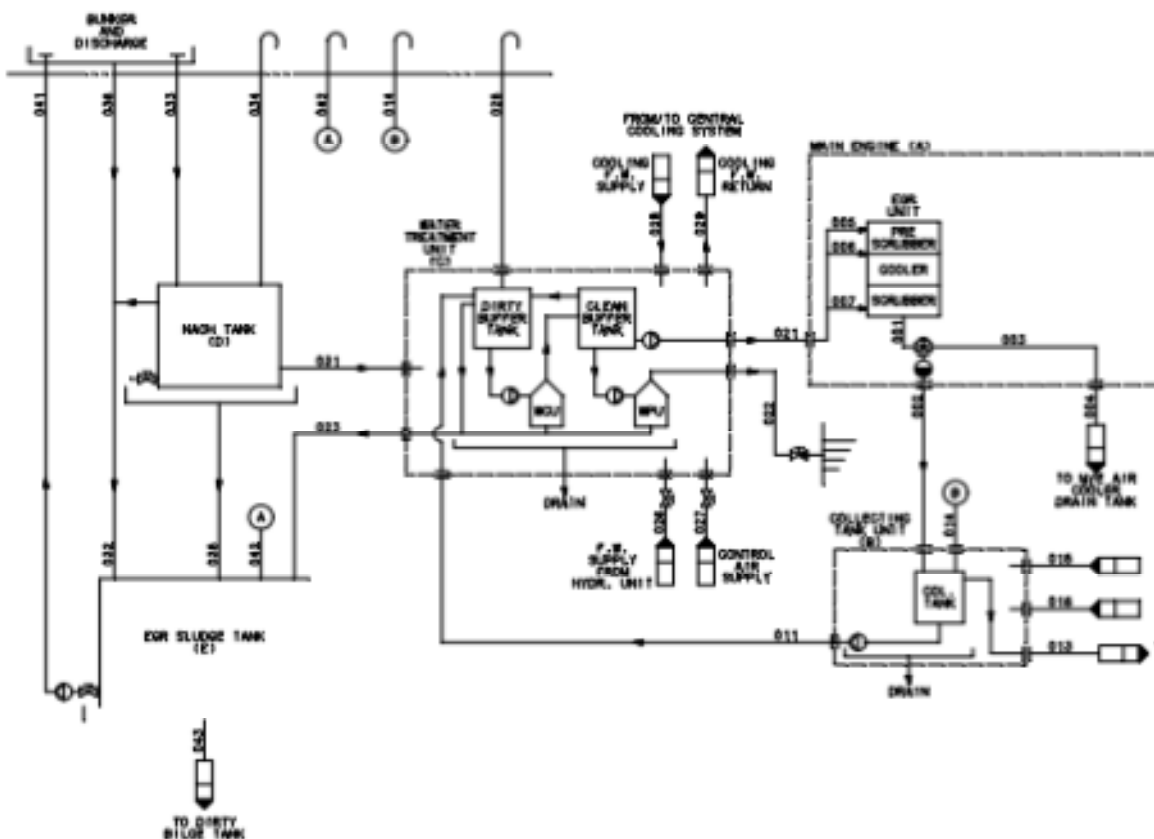
Основні компоненти РВГ показані на мал. 1.



Мал. 1. Основні компоненти системи рециркуляції випускних газів.

Вентилятор РВГ. Повітрорудка РВГ використовується для створення потоку від ресивера вихідних газів до ресивера надувного повітря до 40% від загальної кількості вихідних газів. Різниця тиску між ресиверами становить до 0,3 бар при 100% завантаженні двигуна і вентилятор РВГ повинен подолати цю різницю тиску, а також втрату тиску через скруббер, охолоджувач, труби, тощо, що становить приблизно 0,2-0,3 бар в залежності від навантаження двигуна. Швидкість вентилятора РВГ контролюється за допомогою частотного перетворювача двигуна вентилятора. Попередній скруббер. Відпрацьований газ промивають прісною або забортною водою з рециркуляцією з додаванням гідроксиду натрію (NaOH). NaOH нейтралізує сірчану кислоту, яка утворюється в воді скруббера від SOx у випускному газі. Близько в 95% скрубберів вода постійно циркулює. Відпрацьований газ охолоджується випаровуванням води, а для видалення SOx і особливе значення - вода скруббера впорскується в гарячі вихлопні гази за допомогою інжекційних форсунок. Частина води випаровується і температура вихідних газів знижується приблизно до 80-100°C. Після проходження попереднього скруббера суміш охолодженого випускного газу, пару та води скруббера надходять до РВГ охолоджувача. Охолоджувач РВГ. Для охолодження газу РВГ та перетворення ентальпії в газі РВГ в охолоджувальну воду. Вода, що випаровується в попередньому скруббері, конденсується в охолоджувачі РВГ. Охолоджувач EGR охолоджує газ до температури надувного повітря 35-40°C. Скруббер. Для видалення частинок і залишкового SO2 у відпрацьованих газах перед його введенням в ресивер надувного повітря і далі в камеру згоряння. Газ промивається водою з рециркуляційного скруббера, що подається з тієї самої труби яка живить попередній скруббер. Температура РВГ, що надходить в РВГ скруббер змінюється від 30-40°C у діапазоні навантаження. Дренажі

і Системи Очищення Води (СОВ). Для відділення води скруббера від газу РВГ перед змішуванням газу з звичайним потоком повітря, повітряного охолоджувача. Дренаж забезпечує лише скрубберну воду яка збирається від скруббера до СОВ без втрат газу в РВГ. Запірний клапан (S/D клапан). Для включення і вимкнення потоку в системі РВГ. Клапан газонепроникний і забезпечує відсутність зворотного потоку очищеного повітря у випускну систему, в той час як РВГ система не експлуатується. Клапан контролюється «ввімкнено/вимкнено». Перемикаючий клапан (C/O клапан). Для контролю кількості газу РВГ у співпраці зі швидкістю вентилятора РВГ. Клапан може працювати як дросельний клапан із змінним положенням. Кисневий датчик. Для вимірювання вмісту кисню в очисному повітроприймачі. РВГ кількість газу контролюється вмістом кисню в очисному повітроприймачі, який коливається від 16-21% залежно від роботи вентилятора РВГ. Система контролю РВГ. Для запуску та зупинки системи РВГ та для контролю кількості газу РВГ, що знову подається в ресивер надувального повітря, залежно від навантаження на двигун і режим двигуна. Безпека системи РВГ забезпечується контролем РВГ системи через відповідні сигнали тривоги та послідовність відключення РВГ, якщо це необхідно. Вхідним є концентрація O₂ в надувному повітрі, а контрольованими компонентами є клапан S/D, клапан C/O, вентилятор РВГ і система WTS (вкл./викл.), рециркуляційні клапани та запірні клапани. Компоненти системи, описані вище, є поточною конструкцією системи для двигунів з більш ніж одним турбокомпресором мал. 2.



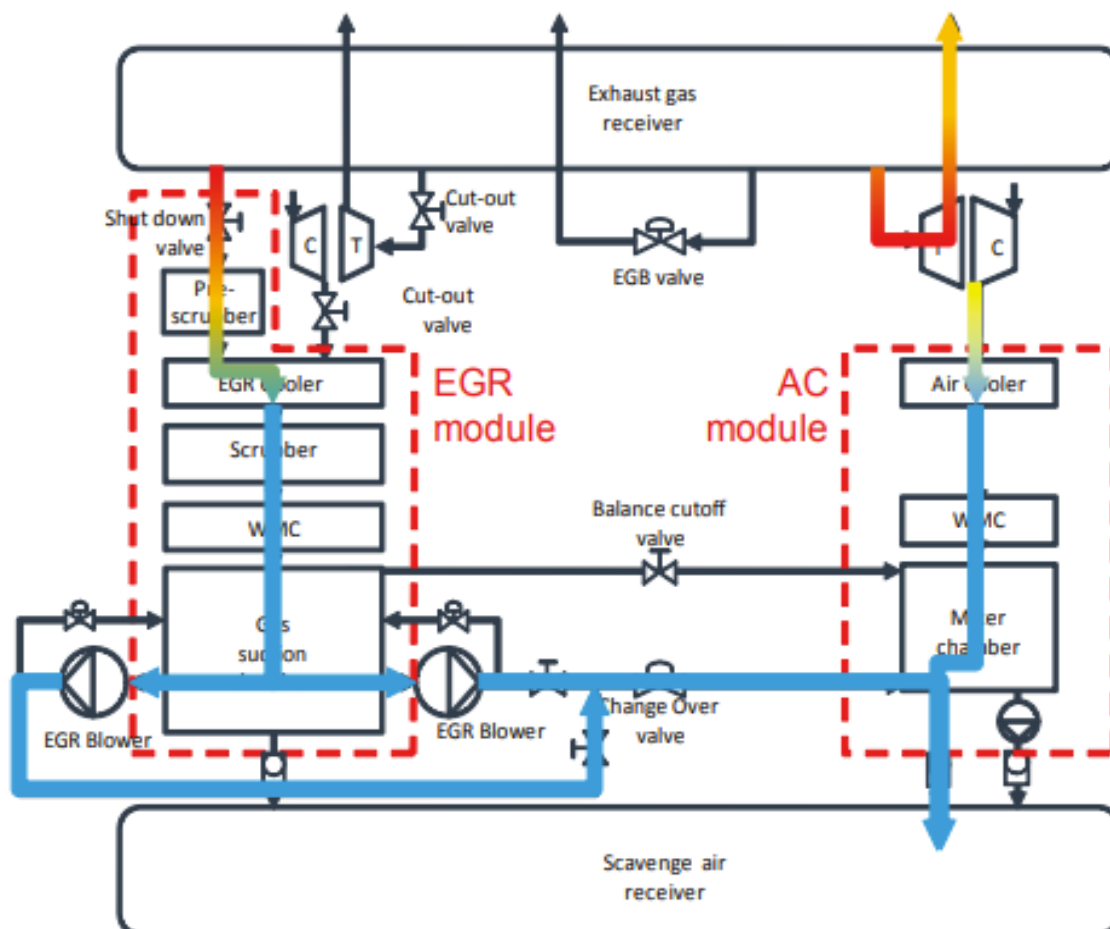
Мал. 2. Огляд системи рециркуляції вихідних газів.

Система очищення води (СОВ). Для обробки скрубберної води в системі. Система контролює подачу води в скруббер (якість і кількість) залежно від нава-

нтаження на двигун. Якість (рН, туманність і поліароматичні вуглеводні) скрубної води, для скидання в море, також контролюється СОВ. Якість вихідної води в море повинна відповідати критеріям ІМО щодо критеріїв скидання води. Система очищення води повинна бути встановлена в сусідньому приміщенні поблизу двигуна. Лужний резервуар. Для бункерування та зберігання лугу. Розмір лужного резервуара залежить від

розміру двигуна, схеми плавання, бункерування та концентрацію лужних речовин. Орієнтовний розмір для контейнера становить приблизно 2,0 м³/МВт (від потужності встановленого двигуна) на основі нафти НFO 3,5% сірки. Резервуар для шламу. Для збору осаду із СОВ. Розмір шламового резервуара залежить від розміру двигуна, схеми плавання та засоби утилізації. Орієнтовний розмір для контейнерного судна приблизно 1,5 м³/МВт (від потужності встановленого двигуна) [2].

Принцип дії. Принцип РВГ заснований на обміні кисню в циліндрі (O₂) з вуглекислим газом (CO₂) з вихлопного газу (який повторно циркулює в надувне повітря). Обмін O₂ з CO₂ призводить до зменшення швидкості горіння, що призводить до нижчих пікових температур під час згоряння. Крім того обмін O₂ з CO₂ призводить до підвищення теплоємності газу в циліндрі, що також знижує температуру горіння. Нижчі температури горіння і особливо нижчі пікові температури призводять до меншого утворення термічних NO_x під час процесу горіння. Схема потоку газу при роботі двигуна в режимі РВГ показана на мал. 3. [3].



Мал. 3. Схема потоку газу в системі рециркуляції випускних газів.

Вимоги МАРПОЛ 73/78 Глава VI. Після довготривалої підготовки в 1997 році 27 листопада пройшла Міжнародна Конференція, на якій був прийнятий Протокол, який доповнює Конвенцію новою Главою VI – правила запобігання забруднення атмосфери з суден яка складається з 19 правил. Правила позбавляють склад сірки в судновому паливі до 4,5 % (через декілька років до 0,1%), забороняють будь який викид в атмосферу озоноруйнівних речовин та запобігають викид окисі азоту. Технічний кодекс по контролю за викидами окисі азоту, прийнятий Конференцією містить вимоги до суднових дизельних установок з видачою відповідального свідоцтва.

Ціль Кодексу являється установка обов'язкових процедур випробувань, свідоцтва і сертифікації суднових дизелів, які пропонують можливість виготовленням двигунів судновласникам і Адміністраціям зобов'язати, щоб всі суднові дизельні двигуни які використовуються забезпечували викид NO_x згідно до норм, які установленні в Главі VI МАРПОЛ – 73/78. Адміністраціям рекомендується оцінювати характеристики викидів головних та допоміжних дизельних двигунів на спеціальному випробовуючому стенді.

Правила, які включені в ньому торкаються наступних основних напрямків:

- викиди від суднових дизельних двигунів;
- спалювання на судні (суднові інсинератори);
- якість рідкого палива;
- озоноруйнівні речовини;
- прийомні споруди;

Згідно з вимогами цієї Глави судна повинні мати Міжнародне свідоцтво про запобігання забруднення повітряного середовища (IAPP) прийнятої форми.

Для прийняття такого Свідоцтва судно повинно бути пред'явленим до сертифікації Адміністрації Прапора або організації, яка діє від її імені (як правило – Класифікаційному суспільству).

Свідоцтво видається на термін, установлений Адміністрацією прапора, але не перевищуючий п'яти років від дати його видачі [4].

Викиди від суднових дизельних двигунів. Вводиться контроль за складом окисі азоту і сірки в випускних газах дизелів.

Вимоги по вмісту окисі азоту використовуються не для всіх двигунів.

Вони відносяться до дизельних двигунів з вихідною потужністю більше 130 кВт, які встановленні або призначенні для установки на борту будь якого судна, на яке розповсюджується дія Глави VI.

Вимоги не діють для аварійних двигунів, для двигунів рятівних шлюпок і для інших двигунів, призначених виключно для використання в аварійних ситуаціях.

Норми вимог по викидам окисі азоту з двигунів знаходяться в залежності від числа обертів в хвилину. Наприклад, для двигуна з числом обертів менше 130 об/хв., норма викиду складає не більш ніж 17 г/кВт/г; для дизелів з кількістю обертів більше 2000 норма викиду складає 9,8 г/кВт/г.

Не зважаючи на ці вимоги, експлуатація дизельного двигуна може бути дозволена, якщо використовується система очищення випускних газів, підтверджена Адміністрацією згідно з Технічним кодексом по NOx., або використовується інший еквівалентний підтверджений метод.

Запобігання викидів окисів сірки з двигунів виконується з допомогою зменшення вмісту сірки в паливі до 4,5 % за кордонами районів контролю викидів SOx. В теперішній час таким районом являється район Балтійського моря.

При знаходженні судна в рамках району контролю повинно виконуватись одне з вимог:

- склад сірки в рідкому паливі не перевищує 1,5 %;
- використовується підтверджена Адміністрацією прапору система очищення випускних газів, попереджуюча викид до 6,0 г SOx/кВт/г.

Ведеться контроль стоків відходів від використання такого обладнання.

На суднах, які використовують різні сорти палива, повинно бути передбачений час, необхідний для промивання системи від надлишок палива з складом сірки вище 4,5 %.

Кожен двигун, до якого використовуються вище перелічені вимоги, повинен бути сертифікат і свідоцтво від відповідного Технічного Кодексу [4].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. MAN Diesel & Turbo Exhaust Gas Recirculation – 2014. – Debmak.
2. Exhaust Gas Recirculation operation manual ME Engines – 2014. – Branch of MAN Diesel & Turbo SE – Technical documentation low – speed (LSM3).
3. Exhaust Gas Recirculation operation manual MC/ME Engines – 2014. Branch of MAN Diesel & Turbo SE – Technical documentation low – speed (LSM3).
4. MARPOL // МАРПОЛ 73/78 ЦНІІМФ. – 2017.

УДК 621.431.74

Коровкін В.В., Веретеннік О.М.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності систем наддуву суднових дизельних установок

Робота дизеля на часткових та змінних режимах, зміна технічного стану його й турбокомпресора (ТК) у процесі експлуатації приводить до помітних змін їх техніко-економічних характеристик: знижується ефективність і надійність експлуатації, як дизеля, так і ТК. Це приводить до того, що виникає необхідність додаткового узгодження параметрів ТК і дизеля, заміни штатного ТК, або змінити систему наддува її регулювання, що забезпечує більш ефективну експлуатацію дизеля.

Необхідно вивчити механізм утворення заміни й створення методу узгодження характеристик суднових дизелів і турбокомпресорів для підвищення ефективності їх спільної роботи з урахуванням експлуатаційних факторів.

Сукупність спеціальних вимог, що висуваються до суднових двигунів, щодо забезпечення ефективних і екологічних показників роботи у широкому діапазоні навантажень може бути виконана будь-якої однієї обраної системою турбонаддува, у зв'язку з ніж необхідний аналіз ефективності різних типів систем.

Поєднання необхідності досягнення високого середнього ефективного тиску та широкого діапазону навантажень вимагає пошуку компромісного рішення між вимогами високого тиску наддуву та ККД, достатньої надійності турбоагрегатів та допустимих ефективних параметрів роботи двигуна.

Розглянуто такі варіанти систем турбонаддуву:

- система з вільним турбокомпресором;
- система з паралельно працюючими турбокомпресорами;
- система із силовою турбіною;
- система з регенеративним перепуском повітря.

Для збільшення діапазону зміни тиску наддуву знадобиться схема з використанням двох паралельно працюючих турбокомпресорів. На повній потужності та близьких до неї режимах паралельно працюють два турбоагрегати. На знижених оборотах двигуна один турбокомпресор відключається і працює лише один турбоагрегат (рис.1,2).

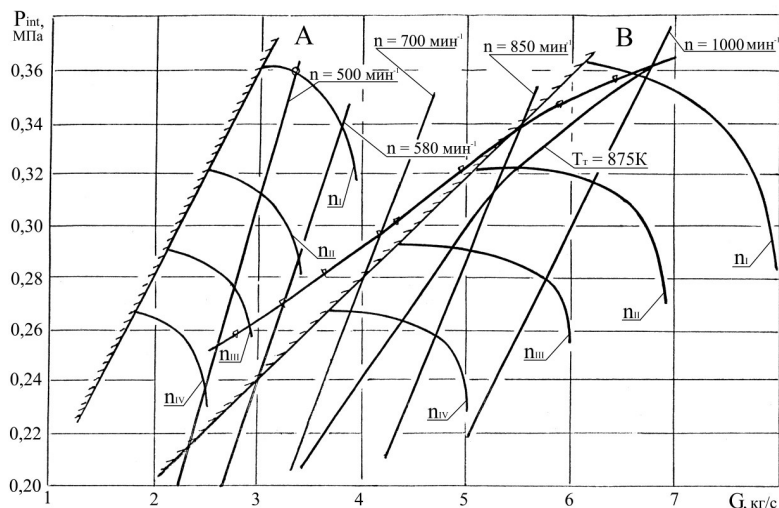


Рис.1 Діаграма характеристик двигуна та системи турбонаддуву з відключенням одного ТК.

А сфера роботи з одним ТК; В сфера роботи з двома ТК; $P_{me}=2,12$ МПа.

При посиленні норм емісії шкідливих викидів, з метою досягнення компромісного рішення між способами забезпечення екологічних та економічних показників, що потребує нових якісних рішень щодо повітропостачання, паливоподачі та управління процесами, а також суттєве поліпшення характеристик турбоагрегатів сучасних конструкцій, слід віддати перевагу в основному двом типам систем повітропостачання:

- ▮ керованої системі з вільним одним ТК;
- ▮ керованої системі із двома ТК.

Виконані дослідження, моделювання та випробування систем повітропостачання стосовно суднових та дизельних установок дозволило визначити доцільність використання проаналізованих систем, з модернізацією конструкцій си-

стем, введенням електронного управління перепуском повітря та газів, газодинамічної підкрутки роторів турбокомпресорів та відключенням турбокомпресора при малих навантаженнях.

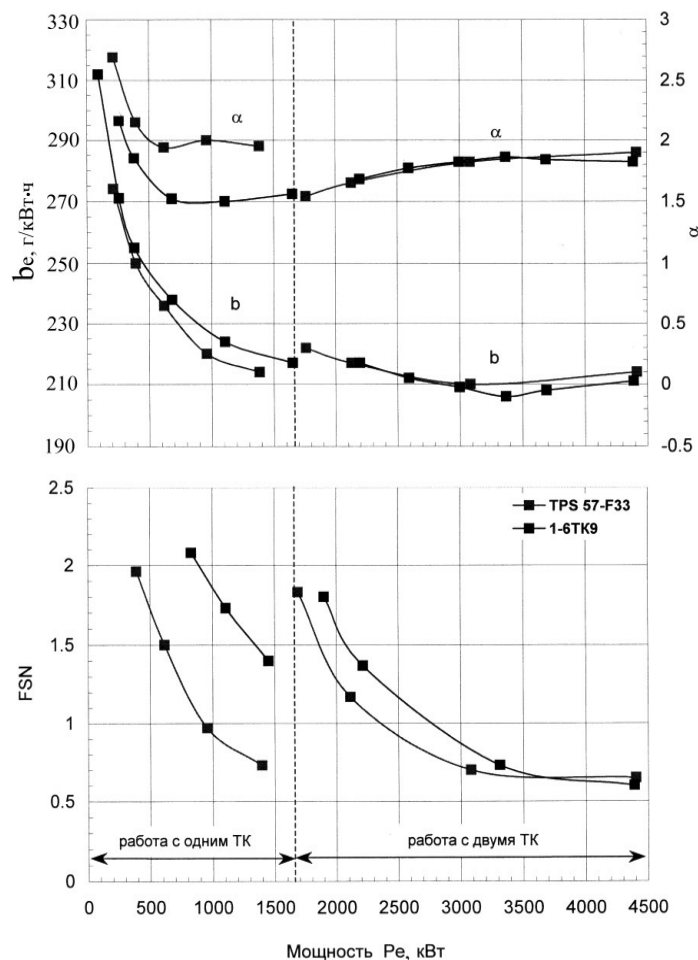


Рис.2 Вплив повітропостачання на економічність і димність на режимах гвинтової характеристики

ЛИТЕРАТУРА

1. Межерицкий А.Д. Турбокомпрессоры систем наддува судовых дизелей. Л.: Судостроение, 1986. 248 с.
2. Межеретский А.Д. Турбокомпрессоры судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1971. – 192 с.
3. Васильев-Южин Р.М. Исследование совместной работы дизеля и агрегатов воздухообеспечения при изменении внешних условий // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: Высшая школа, 1977. – Вып. 25. – С. 42-49.
4. Рогалев Б.М., Смолин Ю.И. Эксплуатация и ремонт газотурбонагнетателей судовых дизелей. М.: Транспорт, 1975. 192 с.

Негрієнко Д.М., Веретенник О.М.
Національний університет «Одеська морська академія»
Навчально-науковий інститут інженерії

Вплив процесу паливоподачі на робочий процес дизеля

На основі виконаного аналізу виробників судових генераторів механічної енергії [1,2,3] можна зробити висновок, що основними напрямками розвитку сучасного двигунобудування є підвищення паливної економічності, потужності, моторесурсу та покращення екологічних показників поршневих двигунів. Вказані вище напрями розвитку двигунобудування значною мірою залежать від досконалості окремих процесів у робочому циклі двигунів.

Напрямок досліджень щодо підвищення потужності енергетичного обладнання [4] відповідно до вимог зростання енергонасиченості та продуктивності транспортних та тягових машин, що висувуються розробниками сучасних транспортних суден, лімітується ресурсом та надійністю роботи двигуна у зв'язку зі збільшенням теплової та механічної напруженості основних деталей. Розширення сфери застосування обмежується підвищеними викидами шкідливих речовин з відпрацьованими газами, рівнями шумності та вібрації працюючого двигуна [5]. Споживання у зростаючих кількостях рідкого палива вимагає подальших досліджень підвищення паливної економічності ДВС. Ось далеко не повний перелік найважливіших проблем, стимулюючих розвиток двигунів транспортних і тягових генераторів механічної енергії.[6]

Основними параметрами паливоподачі, які мають найбільший суттєвий вплив на робочий процес дизеля: якість розпилювання палива, характеристика впорскування, спосіб сумішоутворення і т. д. [7]. Однак у той же час для організації робочого процесу вкрай важливими є не тільки кількісні та якісні показники процесу паливоподачі, але і прив'язка процесу паливоподачі до положення поршня в робочому циліндрі двигуна на такті стиснення.

Істотний вплив на весь процес згоряння палива в робочому циліндрі надає початковий етап надходження палива до камери згоряння до його займання та згоряння. Цей період отримав назву періоду затримки самозаймання палива, у практиці опису процесу надходження палива до камери згоряння, цей період прийнято позначати " τ " [8].

На розгорнутій індикаторній діаграмі робочого процесу дизеля тривалість цього періоду визначається як кутовий проміжок від моменту надходження перших порцій палива в робочий циліндр і до відриву лінії згоряння від лінії стиснення. Під лінією стиснення мається на увазі крива зміни тиску в робочому циліндрі за відсутності подачі палива, під лінією згоряння крива зміни тиску при згорянні палива (див. рис. 1).

Протягом періоду затримки самозаймання протікає ряд послідовно-паралельних фізико-хімічних процесів, що отримали назву передполум'яних [9].

При попаданні в робочий циліндр перших порцій палива частина теплоти заряду витрачається на їх прогрів та випаровування. В результаті температура і

тиск у циліндрі дещо знижуються, крива згоряння йде нижче за криву стиснення (Рис. 1).

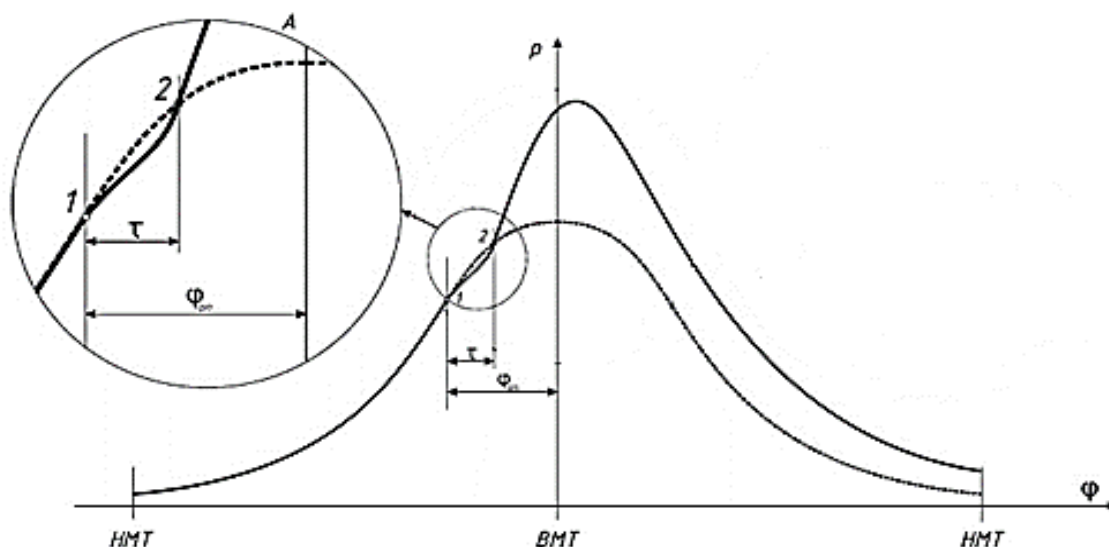


Рис.1. Період затримки самозаймання та його вплив на робочий процес двигуна:

1. Момент початку подачі; 2. Момент відриву лінії згоряння від лінії стиснення

У міру випаровування палива починаються хімічні реакції утворення первинних комплексів, що отримали назву передполум'яних реакцій. Ці реакції можуть мати як екзо-, так і ендотермічний характер. Тільки після накопичення в камері згоряння продуктів первинних реакцій починається їхня взаємодія з киснем повітря, що носить, як правило, ланцюговий характер і супроводжуються виділенням великої кількості тепла. Підвищення температури заряду призводить до підвищення тиску, внаслідок чого крива згоряння перетинає криву стиснення, що відповідає моменту закінчення періоду затримки самозаймання.

Тривалість періоду затримки самозаймання в основному визначається температурою заряду на момент уприскування палива, властивостями самого палива, якістю розпилювання. Останнє значною мірою залежить від показників роботи паливної апаратури [10].

Для отримання заданого характеру зміни тиску в робочому циліндрі потрібно враховувати час, необхідний на передполум'яні процеси. Для цього момент початку подачі палива встановлюють раніше теоретично визначеного моменту початку тепловиділення на величину затримки самозаймання. Насправді вплив періоду затримки самозаймання на робочий процес враховується шляхом встановлення кута випередження подачі палива фоп.

Зі збільшенням фоп паливо в циліндр уприскується раніше, що призводить до його раннього займання. В результаті більша кількість теплоти виділяється ще до приходу поршня у ВМТ, що призводить до більш різкого зростання тиску та зростання його максимального значення. Робочий процес стає більш динамічним і жорсткішим порівняно з робочим процесом при використанні параметрів, рекомендованих виробниками при оптимальному фоп. З подальшим збільшенням кута випередження така тенденція слабшатиме, оскільки паливо уприскуватиметься в середу з нижчою температурою та тиском, а це призведе до збільшення періоду затримки самозаймання.

Зі збільшенням фоп економічність дизеля спочатку зростає, оскільки деяке збільшення роботи стиснення до ВМТ з надлишком компенсується підвищенням термічного ККД циклу внаслідок підведення теплоти до робочого тіла за більш високої температури. При великих значеннях кута фоп робота стиснення істотно зростає і стає більшою, ніж виграш у термічному ККД, тому економічність дизеля падає.

Зі зменшенням кута фоп, особливо до значень, що відповідають початку згоряння палива після ВМТ, відбувається зниження механічної напруженості двигуна, але одночасно знижується і його економічність. Згоряння основної порції палива зміщується на лінію розширення, що підвищує температуру газів, що відпрацювали, і теплонапруженість деталей циліндропоршневої групи [11].

Аналізуючи матеріали досліджень, наведених у [12], можна рекомендувати для забезпечення необхідного тимчасового проміжку на протікання передпалум'яних процесів збільшувати кут випередження уприскування при підвищенні обертів двигуна. При цьому зміна навантаження на двигун, тиск наддуву, зовнішніх умов, сорти палива можуть вимагати коригування кута випередження подачі палива [13].

Кут випередження є важливим параметром на показники робочого процесу, економічність двигуна, його екологічні показники. У зв'язку з цим основна маса паливних систем сучасних суднових дизелів обладнуються пристроями для автоматичного зміни даного параметра залежно від режиму роботи двигуна.

У зв'язку із значним погіршенням якості палива для суднових дизелів за останні два десятиліття фірма Sulzer внесла низку конструктивних змін до паливної системи своїх двигунів серії RTA [15]. Двигуни марки Sulzer RTA являють собою ціле сімейство машин, що відрізняються розмірами циліндрів. Різні його модифікації відрізняються довжиною ходу поршня - від супердовгохідних до короткоходових. Відмінності можуть бути також в системах охолодження та пуску двигунів цієї серії [16]. На двигунах встановлено комплекс обладнання під найменуванням VIT - це автоматична система, яка контролює початок упорскування залежно від фактичного навантаження двигуна та піклується про оптимальну витрату палива при частковому навантаженні. Крім системи VIT, двигуни оснащуються системою коригування кута випередження упорскування палива залежно від його цетанового числа. Це обладнання отримав назву Fuel Quality Setting (FQS) [17]. У першому поколінні даних систем використовувався принцип ручного регулювання паливоподачі в залежності від якості палива, прийнятого на борт. За результатами індикування двигунів механік мав можливість встановити необхідний початковий кут випередження, від якого система VIT регулювала зміну випередження залежно від навантаження двигуна.

З представленого графіка (Рис.2) видно, що FQS дозволяє змінювати кут випередження кута початку подачі на 0,0...1,02 градуси у всьому діапазоні роботи системи VIT. У пізніших розробках ручне регулювання було замінено на автоматичне, яке здійснювалося від електронного блоку управління, що отримує інформацію з датчиків контролю за робочим процесом. Зберігши можливість ручного регулювання, фірма дообладнала пост управління пневматичним сервоприводом, пов'язаним з електронним блоком.

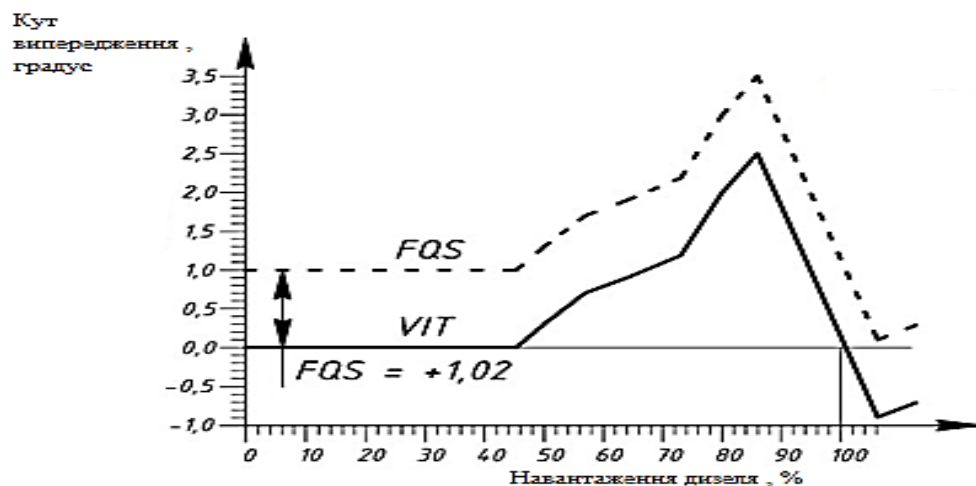


Рис.2. Графік спільної роботи систем VIT та FQS двигунів серії RTA

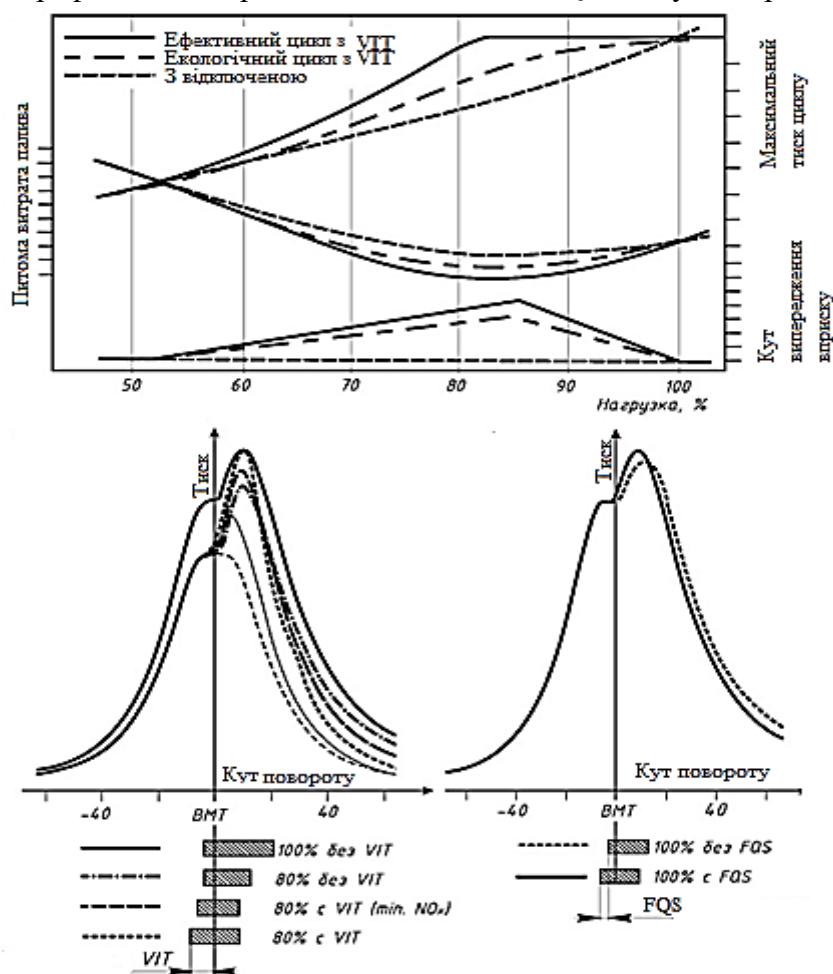


Рис. 3 Вплив систем VIT та FQS на характеристики та робочий процес двигунів серії RTA

Спільне використання систем VIT та FQS дозволяє значно розширити можливості впливу на робочий процес.

В експлуатації спільне використання системи VIT та системи FQS дозволяє вирішити два основні завдання – забезпечити режим максимальної економічності дизеля та мінімальної емісії шкідливих речовин (Рис.3).

Наведені вище результати виконаного аналізу досліджень процесу паливоподачі дозволяють рекомендувати виробникам енергетичного обладнання та генераторів механічної енергії у своїх розробках розглянуту систему електронного управління FQS так як вона дозволяється суттєво покращити ефективні та екологічні показники.

Слід зазначити, що основна перевага системи це можливість зменшення кількості оксидів азоту у газах, що відпрацювали.

В даний час ведуться масштабні дослідження, спрямовані на вдосконалення процесів паливоподачі з метою підвищення ефективних та екологічних показників судових дизелів [18].

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ:

1. WÄRTSILÄ 34DF dual-fuel engines project manual https://www.wartsila.com/docs/default-source/local-files/russia/products/project-guides/w34df-product-guide_rus.pdf?sfvrsn=15676f44_2 – [Електронне джерело]
2. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines. – Copenhagen, Denmark : MAN Diesel. – 2010. – 357 p. – Access mode: http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf - [Електронне джерело]
3. Техничко-эксплуатационная инструкция судового двигателя Х.Цегельски-Зульцер.
4. Лазарев Е.А. Конспект лекций по совершенствованию рабочих процессов в поршневых двигателях, 2011
5. Міжнародна конвенція по запобіганню забрудненню з суден 1973 року (МАРПОЛ 73) (MARPOL 73) // [Електронне джерело]. – Сайт: Верховної Ради України. – Режим доступу: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/896_009 - [Електронне джерело]
6. Е. Я. Гаккель, К. И. Рудая, И. Ф. Пушкарев, А. В. Лапин, В. В. Стрекопытов, М. А. Никулин. Электрические машины и электрооборудование тепловозов. Учебник для вузов ж. д. трансп / Под ред. Е. Я Гаккель. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1981. — 256 с.
7. 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.
8. Шароглазов Б. А., Фарафонов М. Ф., Клементьев В. В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов: Учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания». – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2005. – 403 с.
9. Сизых В. А. Судовые энергетические установки / В.А. Сизых. – М.: РКонсульт, 2002. – 264 с.
10. Топливо и топливные системы судовых дизелей / Ю. А. Пахомов, Ю. П. Коробков, Д. В. Дмитриевский. – М. : РКонсульт, 2004. – 496 с.
11. Большаков В. Ф. Применение топлив и масел в судовых дизелях / В. Ф. Большаков, Л. Г. Гинзбург. – М. : Транспорт, 1976. – 216 с.

12. Белоусов, Е. В. Топливные системы современных дизельных, газодизельных и газовых транспортных двигателей внутреннего сгорания : учебное пособие для спо / Е. В. Белоусов. — 2-е изд., стер. — Санкт-Петербург : Лань, 2021. — 256 с. — ISBN 978-5-8114-8102-6.
13. Фомин Ю.Я. Судовые дизели. Топливоподача в судовых дизелях: Тексты лекций. - М.: В/О "Мортехинформреклама", 1988. - 35 с.
14. ГОСТ 1588890. Аппаратура дизелей топливная. Термины и определения. М.: Изд-во стандартов 1990. 14 с
15. Maintenance Manual for Sulzer Diesel Engines Rta76
16. Саенко М. М., Жигadlo А. П., Иванова А. Л. Влияние различных факторов на величину и равномерность подачи топлива в цилиндры дизеля. Вестник СибАДИ. 2013. No4(32). С. 29–35.
17. WÄRTSILÄ Service Bulletin Technical Information To All Owners/Operators Of Sulzer RTA Engines <http://marengine.com/ufiles/RTA-53.pdf> - [Электронное джерело]
18. Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В., Совершенствование процесса топливоподачи в тепловозном дизеле <https://cyberleninka.ru/article/n/sovershenstvovanie-protssessa-toplivopodachi-v-teplovoznom-dizele/viewer> - [Электронное джерело]

УДК 681.518.54

Цибуля К.К., Веретник О.М.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності систем охолодження судових дизелів

В даний час передбачає розробка нових модифікацій сучасних судових чотиритактних дизельних двигунів, форсованих як за частотою обертання колінчастого валу, так і за середнім ефективним тиском, з низькими масогабаритними показниками і, отже, високими рівнями температур та теплонапруженості їх деталей.

Для забезпечення високих економічних, екологічних та ресурсних показників таких двигунів особливу увагу необхідно приділяти організації їхнього раціонального охолодження.

Завдання вдосконалення систем охолодження особливо актуальна для ДВЗ підвищеної та високої оборотності у зв'язку зі зростанням ймовірності виникнення кавітаційних явищ у сорочці охолодження циліндрових втулок та високими тепловими та механічними навантаженнями, що діють на деталі циліндропоршневої групи та кришки циліндрів.

Актуальне покращення ресурсних, економічних та екологічних показників судових ДВЗ за рахунок науково обґрунтованого вдосконалення водно-хімічних, режимних та конструктивних параметрів їх систем охолодження (СО).

Тепловий стан двигуна впливає як економічні, і екологічні показники роботи двигуна. Визначальний вплив на температурний та теплонапружений стан

деталей ДВС надають розподіл складових теплового балансу, матеріали деталей та інтенсивність їх охолодження. Особливо важливе значення тепловий стан має форсованих дизелів, т.к. є одним з основних факторів, що визначають їхню працездатність.

Характерними для систем охолодження є процеси кавітаційно-корозійних руйнувань та утворення відкладень та накипу. З метою запобігання зазначеним процесам необхідно вдосконалювати властивості охолоджуючої рідини. Завдання забезпечення необхідних властивостей рідин, що охолоджують, повинна розглядатися як складова частина комплексного вдосконалення охолодження суднових ДВЗ.

Формування структурної схеми системи охолодження та вибір основних параметрів охолодження необхідно проводити з урахуванням призначення двигуна, ступеня його форсованості, вимог, що пред'являються до систем ДВЗ, характеристик та властивостей конструкційних та експлуатаційних матеріалів, що застосовуються (рис. 1,2).

Параметри, що характеризують роботу СО, доцільно поділити на три групи:

1. конструктивні, що характеризують структурну схему;
2. режимні: кількість теплоти, що відводиться через СО; температура охолоджуючої рідини на вході в двигун, виході з двигуна, температурний перепад у сорочці охолодження, середня швидкість циркуляції охолоджуючої рідини, масова витрата рідини, тиск у системі охолодження;
3. водно-хімічні: хімічний склад теплоносія, водневий показник охолоджуючої рідини, її жорсткість, кінематична в'язкість, теплоємність, поверхневий натяг.

Взаємозв'язок конструктивних, режимних та водно-хімічних параметрів охолодження ДВЗ з процесами, що супроводжують його роботу, та основними експлуатаційними властивостями, такими як надійність, паливна економічність та екологічність. Очевидно, що вдосконалення конструкції СО, оптимізація режимних параметрів охолодження, а також фізико-хімічних та теплофізичних властивостей теплоносіїв системи охолодження здатні одночасно підвищити надійність двигуна, покращити його економіку палива, знизити токсичність і димність відпрацьованих газів.

Надійна робота двигуна може бути забезпечена лише за умови, що рідина, що охолоджує, не викликає корозію металів, з яких виготовлені деталі системи охолодження двигуна; не має схильності до накипеутворення; не втрачає стабільності (не піддається розшарування, спінювання та випадання осаду) протягом тривалого часу; не роз'їдає неметалеві деталі, гумові шланги та з'єднання, з якими знаходиться у постійному зіткненні в системі охолодження двигуна.

Найбільше впливає інтенсивність процесу накипеобразования надає солевміст охолоджуючої рідини, що характеризується показником жорсткості.

Порівняльний аналіз різних методів водопідготовки показав, що для суднових енергетичних установок найбільш доцільним та ефективним є введення в охолоджувальну рідину присадок, що змінюють фізико-хімічні властивості теплоносіїв.

Розробка присадок включала визначення переліку вимог до охолоджувальних рідин, вибір компонентів присадок і їх композицій, проведення лабораторних і експлуатаційних випробувань. Композиція присадок повинна включати компоненти, що знижують інтенсивність кавітаційної ерозії, гідравлічний опір, а також регулюють процес теплообміну в порожнинах охолодження, інгібітори корозії чорних та кольорових металів та накипівтворення.

Одним з головних факторів, що руйнують кістяки суднових двигунів, є кавітаційна ерозія, до складу присадки необхідно включати речовини, які зменшують цей процес. Присутність полімерів в охолоджувальній рідині призводить до зміни реологічних властивостей охолоджуючої рідини, зменшує швидкість росту та захопування кавітаційних бульбашок. Зменшення поверхневого натягу досягається введенням поверхнево-активних речовин (ПАР), які також змінюють динаміку росту та захопування кавітаційних бульбашок.

Як присадки були обрані наступні сполуки: поліакриламід (ПАА), полівініловий спирт (ПВС); ПАР Синтанол ДС-10.

Під час проведення випробувань двигуна 2Ч10,5/13 проводилося термометрування циліндрової втулки, результати вимірів на рис. 1. Результати досліджень підтвердили можливість на температурний стан деталей ЦПГ шляхом введення в охолоджувальну воду малих концентрацій речовин, здатних змінювати теплофізичні властивості рідини.

При роботі по гвинтовій характеристиці на 25% навантаженні введення в охолодну воду 0,05% ПАА призводить до підвищення температурного рівня втулки на 7...10 С, а введення ПАР та присадки І – для його зниження на 5...7 оС. Зі зростанням навантаження які мали місце відмінності зменшувалися і становили при роботі на номінальній потужності для ПАВ + 4...5 С, для ПАР та присадки І 2...3 С.

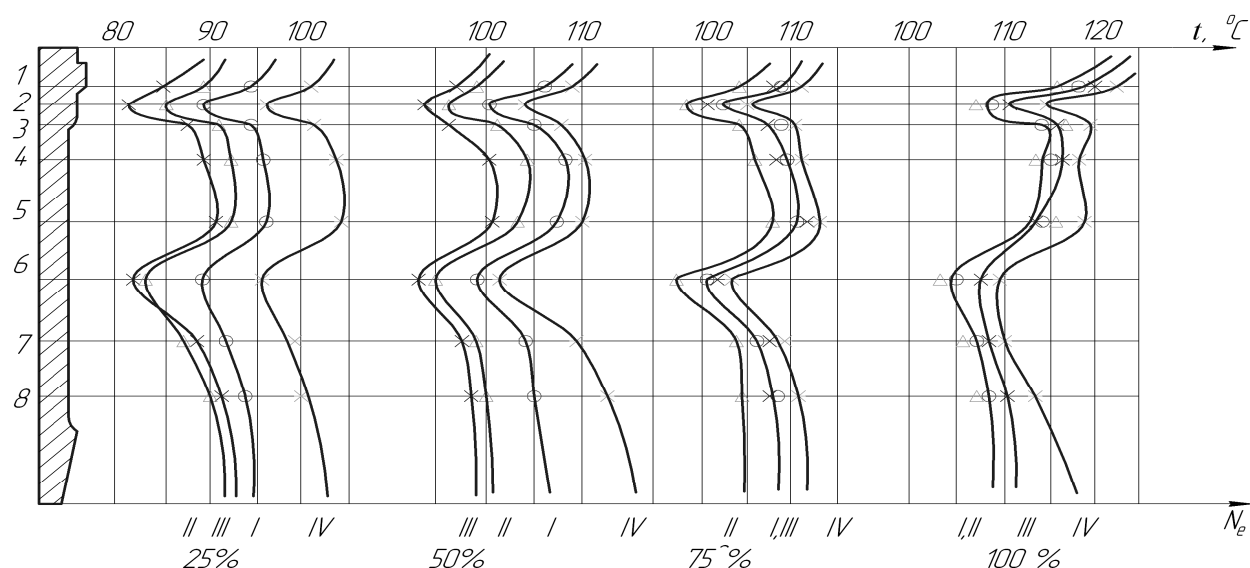


Рис. 1. Розподіл температури в циліндровій втулці під час роботи за гвинтовою характеристикою: охолоджувальні рідини: І – ● вода без добавок; ІІ – ▲ вода + 0,5 % прис. ІІ; ІІІ – Х вода + 0,1 % ПАВ; ІV – * вода + 0,01 % ПАА

При проведенні випробувань було встановлено, що питома складова теплового балансу $q_{охл}$ при охолодженні двигуна рідинами, що містять присадки, найбільш істотно зменшувалася при роботі двигуна за зовнішньою і навантажувальною характеристиками. Зменшення $q_{охл}$ становило від 3...4 % на режимі номінальної потужності до 10 % на малих навантаженнях, причому частка теплоти, еквівалентної ефективній роботі q_e збільшувалася на 0,6...1,5 %. Наслідком скорочення теплових втрат стало зниження питомої ефективної витрати палива двигунів, що випробовуються, на 2...4 % на режимах близьких до номінального і 5...8 % на режимах часткових навантажень і полотном ходу.

Результати досліджень доводять, що охолодження наддувного повітря значно знижує викиди оксидів азоту (рис.2). Це пояснюється тим, що при зниженні температури наддувного повітря підвищується щільність повітряного заряду та коефіцієнт надлишку повітря, а також знижується максимальна температура циклу, яка й впливає на емісію оксидів азоту. Зниження температури наддувного повітря супроводжується також зменшенням димності газів, що відпрацювали, яскраво вираженої в області низьких тисків наддуву.

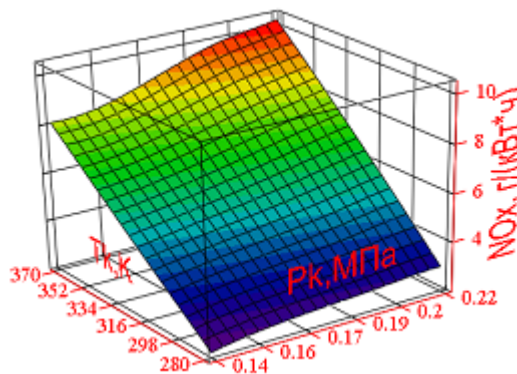


Рис. 2. Залежність викидів оксидів азоту від параметрів наддувного повітря на режимах гвинтової характеристики

Утеплення деталей ЦПГ внаслідок введення присадок в охолоджувальну рідину і переходу на високотемпературне охолодження призводить до підвищення температури робочого тіла під час процесу стиснення. Для оцінки впливу підвищення температури на період затримки займання палива використовувалися емпіричні формули Г. Вольфера та В. С. Семенова. Отримані результати свідчать, що підвищення температурного рівня в циліндрі за рахунок впливу на теплофізичні властивості рідини, що охолоджує, скорочує період затримки займання до 15%, а за рахунок нанесення теплоізоляційних покриттів - до 30%.

Найбільший вплив "утеплення" деталей ЦПГ проявляється при роботі на малих навантаженнях. Скорочення періоду затримки займання палива призводить до зменшення швидкості наростання тиску в процесі згоряння та жорсткості роботи двигуна, зниження температури та тиску в кінці згоряння, що сприятливо позначається на емісії токсичних речовин, насамперед і альдегідів, суттєво знижуючи її.

Визначення токсичності газів, що відпрацювали, при проведенні моторних випробувань підтвердило вплив складу охолоджуючої рідини на концентрацію в них оксиду вуглецю CO і вуглеводнів CnHm (рис. 3).

Основними параметрами при підвищенні ефективності охолодження є – температура рідини, що охолоджує, тиск в системі, середня швидкість циркуляції теплоносія, температура і тиск надувного повітря; водно-хімічні параметри – склад охолоджуючої рідини, її фізико-хімічні та теплофізичні властивості.

Максимальний ефект може бути досягнутий за рахунок одночасного вдосконалення властивостей теплоносіїв, вибору найкращих параметрів надувного повітря та конструктивних модернізацій систем охолодження, спрямованих на перехід до ізольованих систем охолодження зі змінним тиском та високотемпературного охолодження.

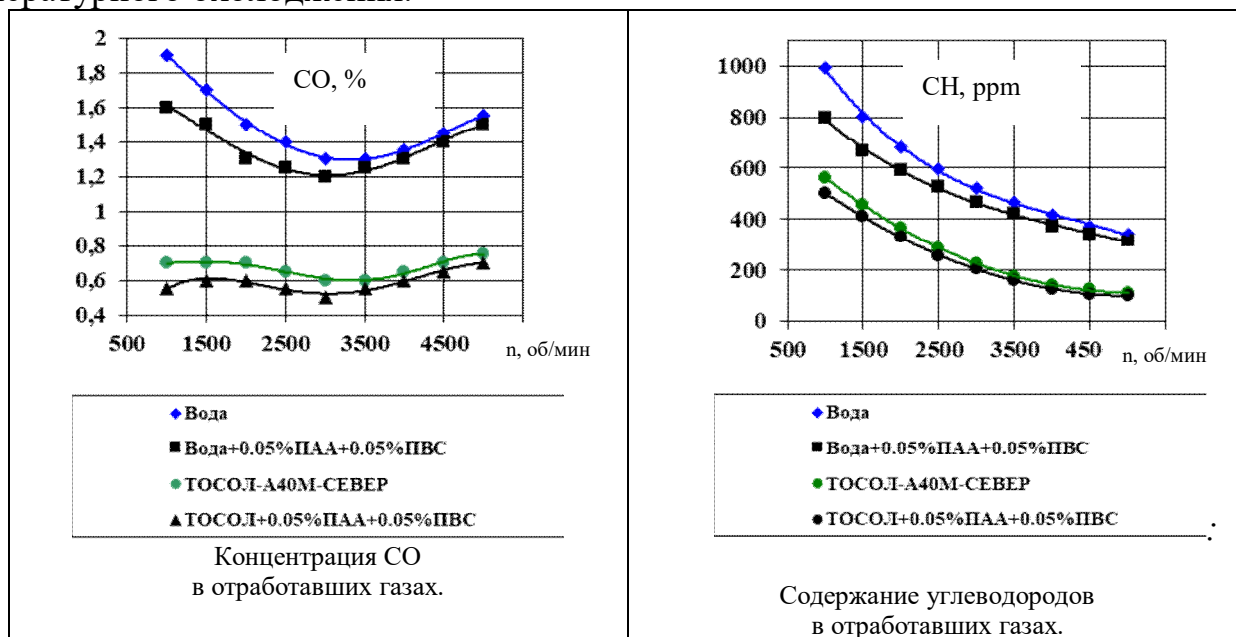


Рис. 3 Вплив складу охолоджувальної рідини на токсичність відпрацьованих газів

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Безюков О. К., Жуков В. А. Охлаждающие жидкости транспортных ДВС. – СПб.: СПГУВК, 2009. – 263 с.
2. Жуков В. А. Влияние параметров охлаждения на надежность комбинированных двигателей. – Рыбинск: РГАТУ имени П. А. Соловьева, 2012. – 186 с.

УДК 621.436.004

Леонт'єв Є.А., Абоleshкін С.Є.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності циркуляційного змащування суднових дизелів

Безвідмовна робота більшості суднових технічних засобів залежить від якості застосовуваних масел, режимів роботи масляних систем.

Відзначається деструктивний вплив води, вологи, твердих включень і на якісні показники масел. У значній мірі від ефективності роботи масляних систем залежить обсяг і вартість ремонту суднових технічних засобів. Необхідність забезпечення безвідмовної роботи масляних систем і підвищення їхньої експлуатаційної ефективності вимагає рішення важливого завдання, що полягає в розробці методів і приладів безперервного контролю якості масла й методів його долива.

Анализ смазочных систем СДВЗ выявил многообразие применяемых в них способов очистки масла.

У той же час саме маслоочисники впливають як на формування функції розподілу часток зношування в моторному маслі мастильної системи дизеля, так і на кінцеве значення концентрації продуктів зношування в ньому.

Значний вплив на працездатність деталей ЦПГ крейцкопфних дизелів виявляють параметри застосовуваного циліндрового масла

Необхідна розробка моделі, по якій можна було б визначити оптимальні параметри циліндрового масла для досягнення найбільшого техніко-економічного ефекту.

Виконана статистична ідентифікація технічного стану деталей ЦПГ по змісту продуктів зношування у відпрацьованому циліндром маслі (ВЦМ) дозволяє перейти до розв'язку практичних завдань забезпечення безпечної й ефективної експлуатації суднових дизелів, ґрунтуючись на даних трибомоніторингу.

На рис. 1 наведені дані трибомоніторингу для різних крейцкопфних дизелів.

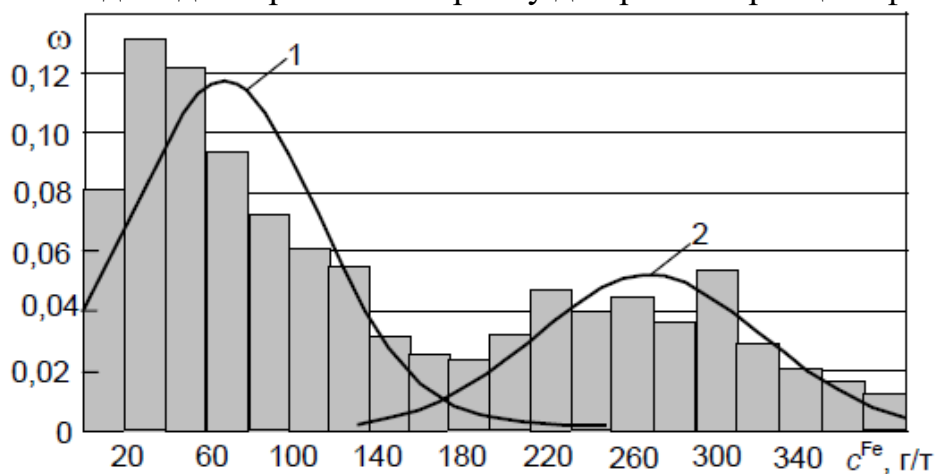


Рис. 1 Гистограма розподілу концентрації Fe у пробах ВЦМ крейцкопфних дизелів і їх апроксимація нормальним законом розподілу: 1 – справне ТС; 2 – несправне ТС

Виконані дослідження дозволяють зробити вивід про те, що прогнозування залишкового ресурсу деталей ЦПГ на підставі трибо моніторингу ВЦМ не представляється можливим, тому що протягом усього періоду, що встановився зношування тріад тертя кореляційний взаємозв'язок між змістом продуктів зношування у ВЦМ і наробітком деталей відсутній. Однак при досягненні зазорів у парах тертя, близьких до граничних, кореляційний зв'язок між змістом продуктів зношування у відпрацьованому циліндровому маслі і наробітком деталей різко зростає, що дозволяє однозначно розпізнати технічний стан деталей ЦПГ.

Актуальні питання впливу режимів долива на ефективність експлуатації суднових дизелів. Так, при досягненні маслом певного рівня наробітку додатковий долив не тільки реально не поліпшують фізико-хімічні показники масла, але й сприяють посиленню процесу зношування деталей двигуна.

Компенсація природнього збитку масла (витрата на вигар, протечки і т.д.) із системи змащення дизеля здійснюється при цьому численними залповими доливками свіжого масла. Однак змішання свіжого й працюючого масла може привести до порушення стійкості дисперсної фази забруднень і викликати не тільки зниження терміну служби моторного масла, але й збільшення грязьового навантаження на фільтруючі елементи маслоочистителів, інтенсивне нагаро- і лакоутвір, збільшення швидкості зношування підшипників і деталей ЦПГ.

Аналіз отриманих даних підтверджує результати раніше проведених досліджень про неоднозначний вплив долива на дисперсність продуктів забруднення моторного масла.

Розроблена методика вибору раціонального режиму, що базується на отриманих розрахункових залежностях і моделях. Її основу становить номограма (рис. 2).

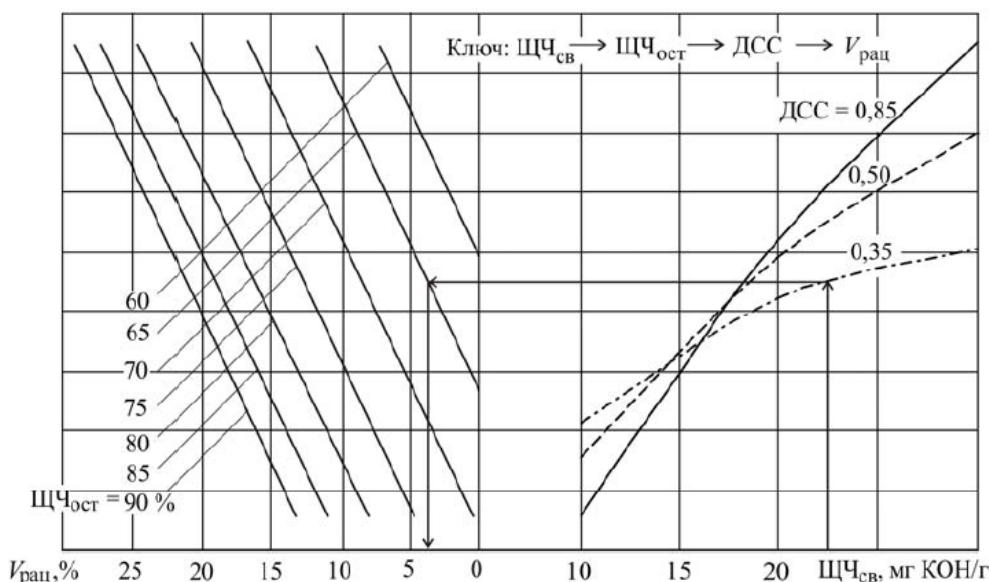


Рис. 2 Номограма визначення раціонального режиму долива

Використовуючи лабораторні методи експрес-аналізу, необхідно оцінити стан моторного масла і за допомогою номограми визначити раціональний обсяг порції, що доливається, свіжого масла, не здатний порушити стійкість дисперсної фази забруднень і викликати негативний вплив на технічний стан дизеля.

ЛІТЕРАТУРА

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 в судовых дизелях методами вариационного исчисления / Г.П. Кича, А.В. Надеж-

- кин, Н.К. Пак // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2011. – № 1. – С. 112–116.
3. Кича Г.П. Ресурсосберегающее маслоиспользование в судовых дизелях. – Владивосток: Мор. гос. ун-т., 2011. – 372 с.
4. Возницкий И.В. Практические рекомендации по смазке судовых дизелей. – СПб.: Моркнига, 2007. – 135 с.
5. Захаров Г.В. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. – М.: Транслит, 2009. – 256 с.

УДК 629.123.56

Казак О.О., кер. Абоleshкін С.Є.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності наддуву суднових дизелів

На суднах морського та річного флоту різного призначення в якості головних та допоміжних двигунів використовують двигуни з турбонаддувом. Для забезпечення високих техніко-економічних показників спільної роботи суднових дизелів і системи наддуву виникає необхідність узгодження їх характеристик в процесі експлуатації. [1]

Наддувом називається спосіб підвищення потужності двигуна за рахунок влучення в його циліндри свіжого заряду повітря, який у свою чергу досягається збільшенням густини повітря. Наявність такої системи дозволяє судну досягти найвищої швидкості завдяки збільшенню потужності головного двигуна. [2]

Як відомо, ККД комбінованого наддуву більше за ККД механічного наддуву, але менше за величину газотурбінного наддуву при умові що характеристики двигуна для всіх випадків однакові, отже, найбільш ефективним та економічним способом збільшення потужності та економічності дизелів є газотурбінний наддув, який здійснюється турбокомпресорами. (2) В даний час на суднах морського флоту найчастіше зустрічаються компресори фірм MAN, Wartsila, MAK та інші.

Ефективність наддуву вимірюється ступенем підвищення наддуву λ , що означає: чим більше результат відношення потужності двигуна враховуючи наддув до потужності двигуна без наддуву, тим вище і ефективність цього показника.

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. [3]

Подача повітря у циліндр дизеля здійснюється за допомогою системи наддува и 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. [3]

Питання про підвищення ефективності наддуву ніколи не втратить своєї актуальності доки морські та річкові судна будуть проектувати і будувати з дизельними двигунами внутрішнього згоряння.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ:

1. «Підвищення ефективності експлуатації суднових дизелів на підставі вдосконалення системи повітропостачання» Дисертація на здобуття вченого ступеню, Миколаєв М.М., Санкт-Петербург 2012р.
2. «Суднові двигуни внутрішнього згоряння» Возницький І.В., Міхєєв В.В. 1990р. Морська технічна література.
3. «Підвищення ефективності процесу наддуву суднових дизелів» Ратайчук О.В., Сагін С.В. Матеріали науково-технічної конференції молодих дослідників «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт», Одеса – 2020р.

УДК 629.123.56

Мітін В.К. Аболешкін Є.С.

Національний університет "Одеська морська академія"

Забруднення навколишнього середовища в суднобудівній промисловості

Функціонування сучасних суднобудівних підприємств пов'язане із суттєвим забрудненням атмосферного повітря аерозолями та газоподібними речовинами.

Особливістю основних виробництв суднобудівних підприємств — корпусобробного, лакофарбового, механообробного, гальванічного, збірно-зварювального є утворення великої кількості парникових газів та інших шкідливих речовин і тісний взаємозв'язок цих виробництв між собою.

Прямий вплив на довкілля суднобудування, що стосується будівництва, технічного обслуговування та ремонту суден, є серйозною проблемою для галузі. Крім того, не несучи безпосередньо відповідальність за вплив на довкілля від експлуатації та остаточної переробки комерційних судів, суднобудування є не-

від'ємною частиною цих видів діяльності і, отже, є ключовим гравцем для покращення екологічних показників галузі загалом.

Необхідність активізації таких зусиль зростає, оскільки вплив галузі на довкілля стає дедалі помітнішим у суспільному надбанні. З погляду зміни клімату, суду пропонують багато переваг через їх високу енергоефективність при транспортуванні товарів. Однак у найближчі роки викиди парникових газів із цього джерела збільшуються у великих кількостях. Крім того, суднобудівна промисловість страждає від значних екологічних проблем і в багатьох інших сферах.

Скидання небезпечних забруднювачів на водні шляхи, морські екосистеми та харчові ланцюги можна віднести на рахунок багатьох видів діяльності в галузі, оскільки ризики екологічних збитків зазвичай підвищуються в умовах відкритого повітряного середовища та на місцях з водними фронтами, оскільки вони забезпечують прямі шляхи для забруднювачів повітря, ґрунту та води.

Хоча паливо є важливим компонентом судноплавства, воно також є одним із найбільших джерел забруднення повітря в промисловості. Залежно від оцінок і типів суден паливо може становити до 40 % від загальних експлуатаційних витрат судна, а вже жорсткої конкурентної галузі низькі ціни паливо є дуже важливим чинником досягнення переваги перед конкурентами. Це, природно, є серйозною перешкодою для переходу до менш забруднюючих видів палива, які зазвичай також дорожчі. Такий перехід ще більше ускладнюється через переважність галузі та напружені економічні умови [2].

Основні види діяльності суднобудування, що призводять до забруднення довкілля, полягають у наступному:

- Очищення та знежирення. Очищення металевих деталей та видалення мастила з використанням розчинника – це дуже поширена діяльність у суднобудуванні та судноремонтній промисловості. Типові процеси тут - холодне очищення або пара-мастило. Холодне очищення - це операція, під час якої розчинник використовується при кімнатній температурі, а фактичні поверхні занурюються в ємність-розчинник. Під час випаровування пари фактичні поверхні очищаються гарячою парою та розчинниками;

- підготовка до фарбування. Існує сильна кореляція між успішним покриттям металевої поверхні та високою якістю її підготовки. Процес підготовки поверхні включає видалення іржі, оксидів металів, старих покриттів та мастил. Крім того, в залежності від стану поверхні використовуються різні процеси, такі як очищення розчинником, миючими засобами і парою, піскоструминна обробка, обробка інструментами для стенду, піскоструминна і струминна або дробоструминна обробка, хімічне чищення;

- фарбування металевих деталей. Процеси фарбування та нанесення покриттів відбуваються практично на кожній ділянці верфі. При цьому використовуються водорозчинні матеріали та хімічні сполуки з високою міцністю. Фарба складається з трьох основних компонентів: кольору, сполучного розчинника та фактичного розчинника. Кольори включають матеріали у вигляді оксиду цинку, вуглецю, вуглець-смоли, свинцю, алюмінію та цинкового пилу. Розчинники додають для розведення фарб, щоб вони могли повністю покрити по-

верхню до висихання. Типовими прикладами розчинників є ацетон, ксилол, толуол та інші органічні речовини.

Захисні фарби використовуються для запобігання розвитку морських організмів у корпусі кораблів. Матеріали, що ґрунтуються на міді та трибутилолі, зазвичай використовуються у зв'язку з тим, що вони виділяють невелику кількість токсичних речовин, які перешкоджають розвитку морських організмів на кілі корабля [3].

Антиерозійні фарби ґрунтуються на вінілових, емалевих або сучасних хімічних покриттях. Перші використовуються в необробленій сталевій фользі або поверхнях як праймерів, тобто в якості адгезивів між обробленими поверхнями. Ці два методи фарбування - це повітронепроникне розпилення та термічне напилення. Крім того, термічне напилення включає покриття з цинку або алюмінію на покритій сталі для досягнення довготривалої антиерозійної дії;

– будівництво судна з використанням скловолокна. Багато малих і середніх верфі будують або ремонтують кораблі зі скловолокна або виробляють склопластикові деталі для сталевих суден. Цей процес включає комбінацію полімеризованих смол із добавками для витривалості скловолокна. Полімеризація досягається за допомогою відповідного розчинника або затверджувача. У цьому процесі використовуються поліефір, оксид та фенол. Підготовка смоли передбачає змішування з розчинником, каталізаторами, барвниками та іншими добавками. Розчинниками при цьому зазвичай є ацетони та метанол. Каталізаторами - аміни, анірити та концентрати альдегідів. Желатин є пофарбованою поліефірною смолою або поліефірною фарбою зі смолою як основний замінник і містить 35 % стиролу;

– злам. Після завершення життєвого циклу судна на верфях для зламу суден проводиться розбивка металевих поверхонь і остаточне руйнування металевої рами. Металеві частини та органічні речовини при цьому легко потрапляють у ґрунт та морське середовище;

– експлуатаційні викиди. Експлуатаційні викиди складаються з різних матеріалів — органічних та неорганічних речовин — які потрапляють у морське середовище, що оточує суднобудівні та ремонтні споруди. Експлуатаційні викиди зазвичай виникають через відсутність ефективних систем збирання відходів. Експлуатаційні відходи є найважчою категорією забруднення від суднобудівної та ремонтної діяльності.

Забруднення морського середовища. Для підготовки та обробки поверхонь кораблів використовується велика кількість хімічних речовин, таких як розчинники для видалення жиру, кислотні та лужні миючі засоби, розчини для металевих покриттів. Крім того, пари органічних композицій, частинки, розчини мастил та відходи смол, осад, що містить метали, залишки від фарб або поліруючих речовин є забруднювальними речовинами.

Для підготовки поверхні використовуються поліруючі деталі, розчинники, що чистять, розчинники для видалення фарби, каустичні очищаючі розчини. Повітряні сполуки включають: частинки (наприклад, металів, фарби), леткі органічні речовини. Рідкими відходами є: залишки фарб, розчинники для видалення фарби, розчинники, що очищають, залишки мастильних матеріалів. Се-

ред твердих відходів можна назвати залишки фарб (змішані з металами, розчинниками, що очищають, і трибутиловим оловом), використані поліруючі засоби.

Для покриття поверхні та обробки використовуються металеві, сольові ціанові розчини, вода, що очищає, кислоти і каустичні розчини. Повітряні сполуки складаються з металевих хмар та диму, а також летких органічних сполук із розчинників. Рідкі відходи складаються з води, що чистить, містить солі металів, ціанатів, кислот, лугів, органічних розчинників.

Для фарбування використовуються фарба, розчинники та вода. Утворюються леткі органічні речовини, тверді відходи складаються із залишків фарб та розчинників, фільтрів та деталей використаного обладнання.

Згідно з American Toxic Release Inventory [4], суднобудівні заводи «викидають» у навколишнє середовище 39 хімічних речовин, основна частина яких — леткі органічні речовини (52 %) та металеві відходи (48 %). Серед летких органічних відходів ксилол, бутиловий спирт, метилетилацетон та метилізобутилацетон становлять 65% викидів. Серед металів відходи міді, цинку та нікелю становлять 14 %. Стирол становить 4% вироблених викидів. 86% токсичних викидів при цьому становлять леткі органічні відходи.

Таким чином, ми бачимо, що суднобудівні компанії створюють велику кількість відходів, управління якими набуває першорядного значення через зростаючий рівень забруднення.

Загалом є недостатня інформація для отримання вичерпної картини впливу на довкілля суднобудівної промисловості; демонструючи тим самим ясну та своєчасну потребу у більшій екологічній концентрації та прозорості в галузі. У багатьох випадках ця потреба посилюється тим фактом, що багато операцій із суднобудування та переробки судів проводяться в країнах, де нормативні положення та правові норми в галузі охорони здоров'я, безпеки та охорони навколишнього середовища є слабкими.

Суднобудівна промисловість є однією із найскладніших галузей промисловості. Більшість традиційних виробничих процесів, таких як зварювання, фарбування виробництво скловолокна надають несприятливий вплив на довкілля. У процесі суднобудування та ремонту утворюється величезний обсяг відходів та забруднюючих речовин, що негативно впливає на стан навколишнього середовища.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1.Environmental and Climate Change Issues in shipbuilding Industry // OECD Council Working Party on Shipbuilding (WP6). - November, 2010. - 49 p. - [Electronic resource]. Access Mode:<https://www.oecd.org/sti/ind/46370308.pdf>

2.Juho Pulli. Економічна влада і правоохоронні структури: територія Finland and Spain. - 2013. - 59 p. - [Electronic resource]. Access Mode:http://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/64108/Pulli_Juho.pdf;sequence=1

3.Green Shipbuilding and Recycling: Issues and Challenges / Aevelina Rahman and Md. Mashud Karim // International Journal of Environmental Science and Development, Vol. 6, No. 11, November 2015. - P. 838-842.

4.Official web-site of US Environmental Protection Agency. - - [Electronic resource]. Access Mode:<https://www.epa.gov/toxics-release-inventory-tri-program>

5.<https://moluch.ru/archive/211/51588/>

УДК 621.165

Вихованець О.М., Абоleshкін С.Є.

Національний університет "Одеська морська академія"

Підвищення ефективності утилізації тепла суднових енергетичних установок

В настоящее время біля 50 % теплової енергії, що виділяється при згорянні палива, сьогодні перетворюється на корисну роботу, що забезпечує рух судна. Порядку 50 % відпрацьованого тепла являє додатковий ресурс енергії, який теоретично можна використовувати на судні для виробництва пари й електроенергії, необхідних для обігріву й роботи допоміжного устаткування.

Найбільш ємною й привабливою залишається теплова енергія, що міститься у відпрацьованих газах.

Завдяки простоті й низьким капітальним витратам більшість суднових утилізаційних котельних установок працюють на насиченій парі з тиском не вище 7 бар, що використовується для нагрівання приміщень, підігріву важкого палива в танках запасу й видаткових цистернах, перед паливними й масляними сепараторами та для інших технічних завдань.

Оостаннім часом дизелебудівні фірми створили значну кількість варіантів використання цього тепла не лише на суднові потреби, але й для виробітку механічної енергії.

Схема глибокої утилізації теплоти випускних газів наведена на рис. 1.

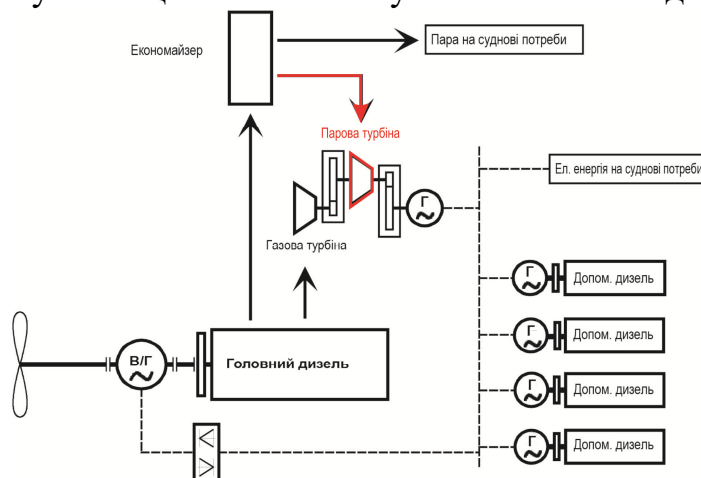


Рис. 1 Схема утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки сучасного контейнеровозу

При наявності контуру утилізації тепла відсоток корисної енергії двигуна для виробітку електроенергії зростає до 5%, що відповідає зростанню ККД на 10 %.

Утилізаційні турбіни сучасних комбінованих енергетичних установок працюють на низькопотенційному теплі, при температурі пари, що не перевищує 300 С. При низькій температурі пари на вході та невисоких параметрах тиску пари (0,6...1,5 МПа) крива її конденсації проходить досить високо, і значна частина ступенів працює на вологій парі.

Дослідження показали, що при роботі на вологій парі економічність турбіни знижується. Це пояснюється наступними причинами:

- збільшенням втрат енергії в решітках;
- втратами енергії на розгін вологи в зазорі у зв'язку з меншою швидкістю вологи, особливо великодисперсної, і тертям між парою і рідкою фазою;
- ударною, гальмівною дією часток рідини, що потрапляють на робочі лопатки;
- додатковими втратами в робочих решітках, що обертаються.

З точки зору ефективності розглянутої в роботі турбіни найкращим режимом є робочий режим при $p_0 = 1$ МПа. Однак слід зважати на те, що при вологості близькою до 12% (яка є критичною) сильно збільшується ерозійне зношування, що знижує надійність турбіни, і скорочує її середній наробіток на відмову, тому в разі потреби забезпечити підвищений ресурс або більш високу надійність турбіни бажано переходити на нижчі параметри пари, з початковим тиском $p_0 = 0,6 \dots 0,7$ МПа.

На рис. 2 показано криві зміни вологості по ступенях тиску залежно від тиску пари на вході в турбіну. Горизонтальна лінія, яка проведена на рівні 12% вологості, визначає область недопустимих режимів роботи. Вертикальна лінія, яка проведена на рівні 12% вологості показує найбільш ефективний режим роботи, не зважаючи на те, що остання ступінь працює при вологості близькій до критичної. Прямокутником виділена зона недопустимих режимів роботи турбіни.

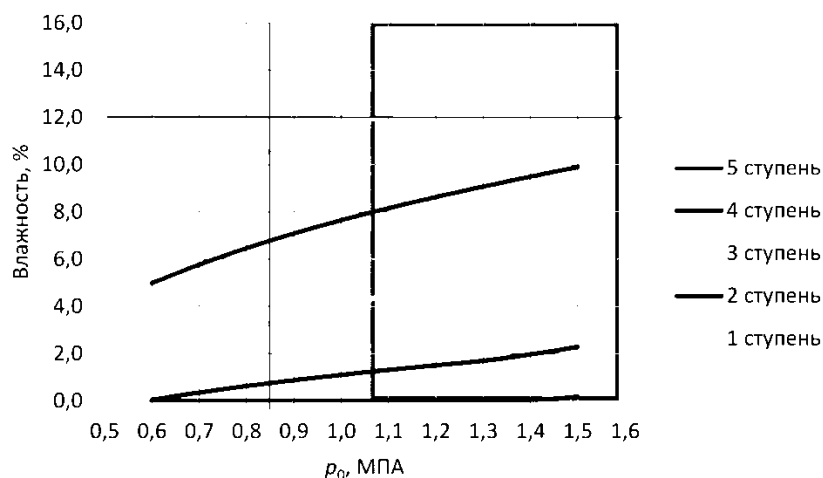


Рис. 2 Криві зміни вологості по ступенях тиску залежно від тиску пари на вході в турбіну

На рис. 3 наведено залежність відносного ККД турбіни від початкового тиску пари. Видно, що максимальний ККД відповідає тиску близько 0,85 МПа.

Таким чином, найбільш прийнятний режим роботи відповідає тиску пари 0,6...0,7 МПа, при якому зниження відносного ККД не перевищує 0,5%. В той же час істотно збільшується довговічність турбіни. Аналогічно попереднім таблиці й рисунку зазначено недопустимі параметри роботи, зеленою заливкою — найбільш сприятливі.

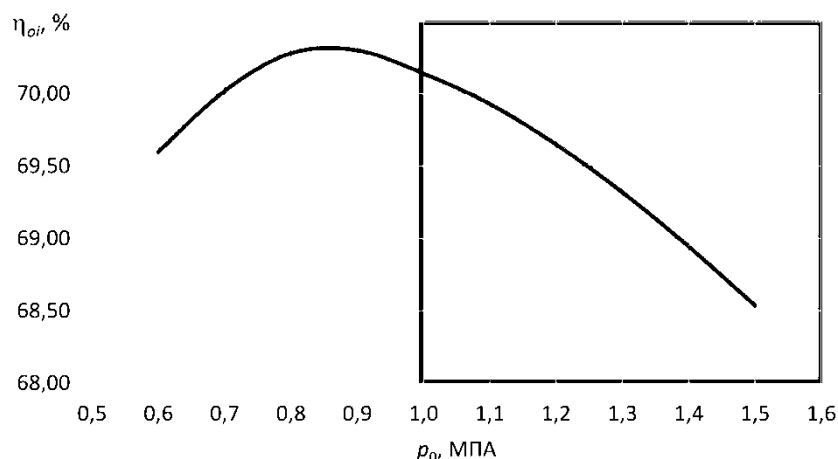


Рис. 3 Залежність внутрішнього відносного ККД турбіни від початкового тиску пари

Результати проведеного аналізу впливу початкового тиску пара в останніх щаблях вологопарових суднових турбін дозволяють уникнути несприятливих (з точки зору кінцевої вологості) режимів роботи і тим самим підвищити їх економічність і ерозійну надійність. Найбільш економічний режим роботи для утилізаційних парових турбін, що використовують низькопотенційне тепло відпрацьованих газів, тобто працюють на вологій парі зі значним ступенем вологості є режим з тиском пари на вході в турбіну близько 0,7 МПа. Збільшення тиску веде до істотного підвищення вологості і зниження ККД через вологість пари. Зниження тиску менше 0,6 МПа істотно позначається на ККД турбіни, до того ж швидко зменшується наявний теплоперепад, що робить застосування утилізаційної турбіни недоцільним.

ЛІТЕРАТУРА

1. Филиппов Г.А., Парова О.А., Пряхин В.В. Исследования и расчет турбин влажного пара. М.: Энергия, 1993. 212 с.
2. Аболешкін С.Є., Гарагуля Б.А. Оптимізація робочих параметрів суднової утилізаційної парової турбіни // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОНМА. – 2019. - № 38. – С. 5-14.
3. Левеннберг В.Д. Судовые малорасходные турбины. Л.: Судостроение. 1986. 183 с.

Дмитрієв В.С., Абоleshкін С.Є.

Національний університет «Одеська морська академія»

Поліпшення екологічних показників роботи судових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Експлуатація середньооборотних двигунів внутрішнього згоряння на судах водного транспорту показує на протязі багатьох років, що дані двигуни знайшли найширше застосування і мають велике значення для використання в якості головних енергетичних установок.

Питання вдосконалення дизелів завжди актуальні. Для судових двигунів велике значення мають показники потужності, питомої витрати палива, надійності. Однак останнім часом пріоритет віддається питанням екології. Якщо недавно основними екологічними параметрами вважалися вміст оксидів вуглецю CO_x і не повністю згорілих вуглеводнів CH у відпрацьованих газах, то тепер вводяться більш жорсткі обмеження на допустиму концентрацію у відпрацьованих газах оксидів азоту NO_x , причому рішення цієї проблеми виявляється особливо важким.

Питання зниження токсичності і поліпшення паливної економічності дизелів є взаємопов'язаними і взаємовиключними. Складність вирішення цих питань полягає в різноманітності конструктивних, регулювальних і експлуатаційних факторів, які впливають на процеси, які відбуваються всередині циліндра двигуна, а зокрема, на процес згоряння палива.

Умови зниження викидів оксидів азоту в відпрацьованих газах та питомої витрати палива протилежні, оскільки для зниження змісту NO_x необхідно знижувати максимальну температуру циклу, а для зниження питомої витрати палива підвищувати. У той же час тепловий режим багато в чому визначає теплонапруженість деталей циліндро-поршневої групи і, відповідно, надійність роботи двигунів.

Постановка завдання. Метою дослідження є вдосконалення робочого процесу двигуна з наближенням процесу згоряння до ізобарного, щоб максимально зберегти досягнутий рівень паливної економічності дизеля, домогтися скорочення викиду оксидів азоту. При цьому виконується основна вимога: впливу на робочий процес здійснюються без зміни конструкції двигуна.

Виклад основного матеріалу дослідження

Одним із засобів зниження викиду оксидів азоту з відпрацьованими газами двигуна є зниження ступеня стиснення, з метою зниження максимальної температури циклу, але зі збільшенням питомої витрати палива.

Робота сучасних дизелів здійснюється по змішаному циклі згорання, при якому пік максимальних тисків газових зусиль знаходився в районі ВМТ. Термічний ККД такого циклу становить $\eta_t = 0,548$.

З метою зменшення ступеня стиснення можна піти на невелике погіршення, порівняно з циклом змішаного згоряння, термічного ККД, щоб зменшити максимальний тиск згоряння [1].

Але цикл, наближений до ізобарного, зберігає той же недолік - високі температури згоряння паливо-повітряної суміші, які є головним чинником утворення оксидів азоту в відпрацьованих газах. І для того, щоб забезпечити прийнятні характеристики двигуна за викидами NO_x , необхідно прагнути до зменшення максимальних температур циклу.

В даний час прийнято вважати, що вдосконалення робочого процесу необхідно вести по шляху його наближення до ізобарного процесу (циклу Дизеля), що дозволяє знизити теплові та динамічні навантаження на деталі двигуна, і при цьому кілька підняти ступінь стиснення і збільшити роботу циклу.

Зменшення викидів NO_x у відпрацьованих газах можна досягти впливом на робочий процес. До цих заходів відноситься:

- гальмування процесу згоряння палива для зменшення максимальних температур робочих газів;
- стабілізація подачі палива за рахунок усунення підвприсків палива в циліндр внаслідок високочастотних коливань в нагнітальному і відсічні паливних трубопроводах.

Гальмування процесу згоряння можна забезпечити зміною фаз газорозподілу для зменшення кута закриття клапанів, внаслідок чого зменшується продування циліндра і відбувається збільшення кількості відпрацьованих газів в циліндрі двигуна; тим самим зменшується наповнення циліндра свіжим повітрям, необхідним для згоряння палива.

Зменшення кута перекриття клапанів досягається регулюванням моментів відкриття впускного клапана і закриття випускного клапана. Впускні клапани відкриваються пізніше, а випускні закриваються раніше [2].

Регулюючи фази газорозподілу, можна змінювати тиск на початку стиснення, а, отже, і максимальний тиск в циліндрі [3].

Установкою відповідних фаз газорозподілу можна збільшити масу залишкових газів, чим досягається зниження максимальної температури циклу, так як зменшується маса свіжого заряду і, отже, підведена теплота. Внаслідок розведення суміші нейтральними продуктами згоряння також сповільнюються реакції окислення палива [4].

Зменшення перекриття призводить до збільшення коефіцієнта залишкових газів і зниження емісії NO_x [5].

Також гальмування процесу згоряння можна забезпечити зменшенням кута початку подачі палива, що дозволяє:

- зменшити швидкість наростання тиску, а отже, зменшити жорсткість роботи двигуна, яка виявляється в підвищенні рівня шуму і збільшення зношування підшипників;
- зменшити вміст оксидів азоту у відпрацьованих газах;
- зменшити температуру відпрацьованих газів, але при цьому отримати і деяке збільшення питомої витрати палива за рахунок порівняно високої температури циклу.

Висновки. Встановлено, що основним фактором, що впливає на підвищення вмісту оксидів азоту в відпрацьованих газах, є висока максимальна температура циклу.

Наближення робочого процесу дизеля до ізобарного процесу згоряння палива дозволяє підвищити ступінь стиснення двигуна з виходом максимальних навантажень нового циклу до рівня базового двигуна. При цьому зменшується питома витрата палива при незначному збільшенні емісії оксидів азоту в відпрацьованих газах двигуна.

Удосконалення робочого процесу дизеля здійснюється за рахунок «первинних заходів» по двигуну, які включають в себе: зменшення кута початку подачі палива, зміна фаз газорозподілу.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Брозе Д.Д. Сгорание в поршневых двигателях. - М.: Машиностроение, 1969. - 248 с.
2. MAN B&W Diesel AG. Technical Documentation, Bl. Engine L 32/40, Operation Instructions. 1995.
3. Быков В.Ю. Возможности улучшения топливной экономичности высокофорсированного турбопоршневого дизеля в условиях ограничения максимального давления сгорания//Двигателестроение.-1986.-№10.-с. 45 - 46.
4. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. 4-е изд. М.: Машиностроение, 1983.-372 с.
5. Ципленкин, Г.Е., Иовлев В.И., Сухарев А.Н. Двухступенчатый наддув – атрибут двигателя будущего//Двигателестроение.-2011.-Кй.-с.25-32.

УДК 620.191.8

Пясковський Т.Ю., кер. проф Кіріс О.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Методи боротьби з накипоутворенням в судновій опріснювальній установці

Постановка проблеми .

Пошук технічних рішень, спрямованих на підвищення надійності і довговічності без застосування методу механічного очищення при їх експлуатації є актуальною проблемою. До одних із завдань цієї проблеми відноситься вдосконалення методів хімічної боротьби з накипом за допомогою хімікалій фірми «Unitor».

Аналіз досліджень і публікацій.

Незважаючи на великий обсяг досліджень в даній області слід зазначити, що недостатньо повно сформульовані теоретичні положення і практичне застосування хімікалій для очищення від накипу

Науково-дослідні роботи провідних фахівців в даній області проводяться як розрахунковими методами досліджень.

Результати розрахункових досліджень накипоформування в судновому опріснювачі показали, що за місяць безперервної роботи на поверхні трубок

утворюється шар накипу шириною 6 мм. Це підтверджено і результатами експериментальних досліджень, проведених на судах .

Аналіз досвіду експлуатації суднових опріснювальних установок показує недоліки в рішенні окремих завдань при експлуатації, зокрема, відсутність впровадження спеціальних механізмів і систем, що дозволяють знижувати втрати теплової енергії при накипформування.[2]

В даний час абсолютно всі судна світового ринку мають на борту опріснювач морської води з пластинчастим або ж трубним теплообмінником. Саме завдяки цій установці на судні є прісна вода, якою можна користуватися в побутових потребах і в екстрених випадках вживати.

Мета даного дослідження

Експлуатаційні рекомендації пов'язані з використанням хімікалій для боротьби з накипом.

Основний матеріал досліджень.

Щоб зрозуміти наскільки сильний ефект накипу опріснювачі і розроблення висновків проведено розрахунок .

Розрахунок проведемо для Північно-західної Атлантики, де лужність можна прийняти рівною $A_m = 122 \text{ мг СаСО}_3 / \text{л}$, а $\text{pH} = 8$.

При питомій витраті тепла $4400 \text{ Дж} / \text{кг}$ заданій величині теплового потоку відповідає питома парос'єм $99.5 \text{ кг} / (\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Звідси кількість пара, що припадає на 1 м^2 нагріву за 1000 год

$$D = 99,5 \cdot 1000 = 99\,500 \text{ кг} = 99,5 \text{ т.}$$

За діаграмою Ланжелє розчинність CaCO_3 в розсолі полуторним концентрації при $\text{pH} = 8$ і $t = 50^\circ \text{C}$ становить t_2

$A_p = 65 \text{ мг} / \text{л}$. Звідси кількість потенційної накипу на 1 кг дистилату

$$g_n = A_m - (t - 1) A_p = 3 \cdot 122 - (3 - 1) \cdot 73 = 220 \text{ мг} / \text{л}$$

Відповідно на 1 т дистилату $G_n = 220 \text{ г}$, а за період 1000 год на 1 м^2 .

$$n = D \cdot G_n = 99,5 \cdot 220 = 21890 \text{ г} = 21,89 \text{ кг} / \sum G \text{ м}^2 \text{ м}^2$$

Ступінь відкладення накипу, відповідна заданому тепловому потоку, становить 0,57. Приймавши для розглянутого опріснювача прямотрубну батарею, знаходимо по прототипу обсяг її водяного простору і по ньому – час затримки розсолу t . Не наводячи тут розрахунку, зазначимо, що $t = 4 \text{ хв}$. Поправка на ступінь розпаду бікарбонатів

$$x = 0,25 \sqrt{4 + 0,6 [(50 - 20) : 80]} = 0,2.$$

Звідси кількість накипу, відкладалися $v v_0$ на трубках і на обігріваються поверхнях,

$$\sum G' = 0,2189 \cdot 21,89 = 4,79 \text{ кг} / \cdot \text{м}^2$$

Вага накипу на трубках з урахуванням самоочищення і відкладення на стінках

$$G_{\text{тр}} = 0,7 \cdot 4,79 = 3,35 \text{ кг} / \cdot \text{м}^2$$

$$\text{Питома вага накипу } \gamma_n = 3,85 \text{ Г} / \text{см}^3$$

Обсяг накипу на 1 м^2 поверхні трубок

$$V_n = G_{\text{тр}} : \gamma_n = 3350 : 3,85 = 870,1 \text{ Г} \cdot \text{см}^3.$$

Товщина шару накипу

$$\sigma_n = V_n \cdot t = 0,08 \text{ см} = 0,8 \text{ мм} \cdot 10^{-4}$$

Коефіцієнт теплопровідності в

прийmemo $\lambda_n = 0,9 \text{ (м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град) / Дж}$

тепловий опір

$$R_n = \frac{\sigma_n \cdot 0,008}{\lambda_n \cdot 0,9} = 0,0022 \text{ м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{Град} / \text{Дж}.$$

Методика розрахунку запозичена з [1]

Даний тепловий опір утворюється за 40 днів роботи опріснювача, а якби його продуктивність була більше, то й опір відповідно, а значить і продуктивність, що дуже важливо в наших реаліях. [3]

Виходячи з розрахунків, жоден з існуючих методів очищення суднових опріснювачів не зможе вирішити проблему на всі 100%, крім як механічна очистка 1 раз в 1-4 місяці (в залежності від продуктивності), проте часті збирання та розбирання опріснювача призводять до деформації пластин, зношування ущільнювальних гумок, їх закушування, що буде згубно впливати на рівень солоності. Це призводить до того, що всю роботу доводиться виконувати заново, а витрати часу на пошуки нещільно прилеглої ділянки ущільнювальної гумки можуть займати години, в зв'язку з великою кількістю пластин. [4]

По мимо цього в звичайних випадках на судах не зберігається запасні пластини, так що в разі деформації пластини часто доведеться чекати 4-5 місяців, поки нова пластина буде доставлена на борт. Ці проблеми призводять до більшої втоми екіпажу, більших витрат на замовлення запасних частин., через що на виході ми все одно отримуємо занижену продуктивність, хоча повинні були б від цього позбутися. [5]

Саме тому пропонується ввести очистки / промивку хімікаліями, що б збільшити тимчасові інтервали між механічними чистками, завдяки чому ми зможемо зменшити грошові витрати, поліпшити фізичний стан екіпажу, зменшити кількість збірок і розборок опріснювача і збільшити сумарну продуктивність установки. По мимо цього я пропоную проводити не тільки часткове впорскування хімікатів, як це зазвичай відбувається, а так само під час стоянок або іншого проводити промивку всієї системи даної рідиною, а саме «Unitor Potable Water Stabilisher». З огляду на те, що на судах випущених після 90-х років в 99% випадків встановлювалася дозувальна система УНІТОР, даний процес взагалі не вимагає будь-яких додаткових установок.

А в разі відсутності даної системи, процес можна реалізувати через байпасний клапан. Дана процедура на мій погляд повинна ще краще вирішити проблему утворення накипу. А увесь накип разом з розведеним хімікатом можна злити за борт, якщо попередньо даний хімікат був розбавлений водою в правильній пропорції. [6]

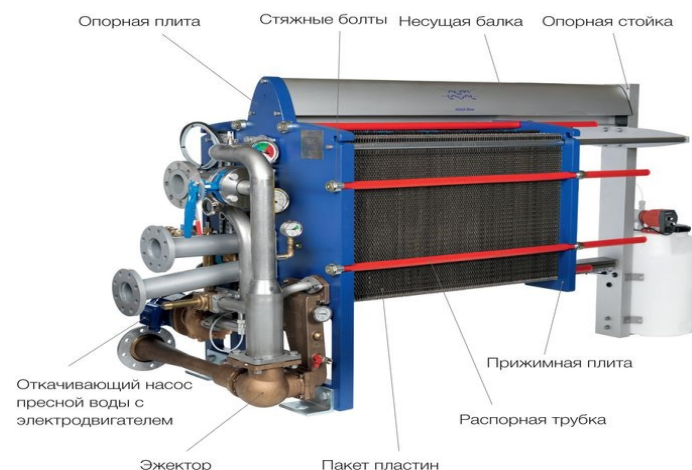


Рис. 2 Загальний вигляд теплообмінника пластинчатого типу

Висновки

Використання системи автоматичного впрыску хімікалій фірми ЮНІТОР дозволяє :

- Зменшити час ,відзначений для обслуговування опріснювача ;
- Забезпечити систему хімікатами на деякий час вперед , та лише перевіряти рівень хімікалій , чи є вони в цистерні ;

Досягнути зниження накипоутворення всередині опріснювача та зменшити витрати грошей на його обслуговування .

Заключення

Дана система та хімікати вже частично використовуються на деяких судах заграничних суднохідних компаній .

Завдяки цьому вже маємо перші добрі відгуки про цю систему . Чистка опріснювача проводиться набагато ріже , та загальна кількість накипоутворення зменшена на стільки , що процес механічної очистки займає в половину менше часу ніж раніше . Тож можна сказати ,що данна система економить сили екіпажу шляхом зменшення часу обслуговування опріснювача , але затрачує гроші судноходної компанії на більшу кількість хімікалій .

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Коваленко В. Ф. и Лукин Г. Я., "Водоопреснительные установки судовые", 1970 год
2. Тебенихин Е.Ф., Гусев Б.Т. Роль магнитного поля в образовании центров кристаллизации. В сб.: Водоподготовка и внутрикотловые процессы. М., Госэнергоиздат, 1963, вып. 2, с. 41-50.
3. Чернобай В.А. Влияние магнитного поля на кристаллизацию. В сб.: Кристаллизация и свойства кристаллических веществ. Л., «Наука», 1971, с. 57-80.

4. Копылов А.С., Тебенихин Е.Ф., Очков В.Ф. Об использовании магнитного поля для снижения накипеобразования при нагреве высокоминерализованной воды. «Труды МЭИ», 1976, вып. 309, с. 55-60.
5. Э. В. КОРНИЛОВ, П. В. БОЙКО, Э. И. ГОЛОФАСТОВ Вспомогательные механизмы и судовые системы. 2009 г.
6. Дипломна робота “Енергетична установка контейнеровоза на 2500 TEU” Пясковський Т.Ю.

УДК 629.123

Куліков Д.І., Афтанюк В.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз застосування та досвіду експлуатації судових скрубєрів

Суднові скрубєри в основному входять до складу двох судових систем (конструктивно ці апарати схожі):

- в системах інертних газів нафтових або хімічних танкерів, газовозів, або комбінованих суден [1];
- в системах очистки викидних газів головних або допоміжних двигунів [2].

Принцип дії скрубєрів полягає у пропусканні газу, що відходить від котлів або двигунів внутрішнього згоряння, крізь шар рідини (рис. 1).

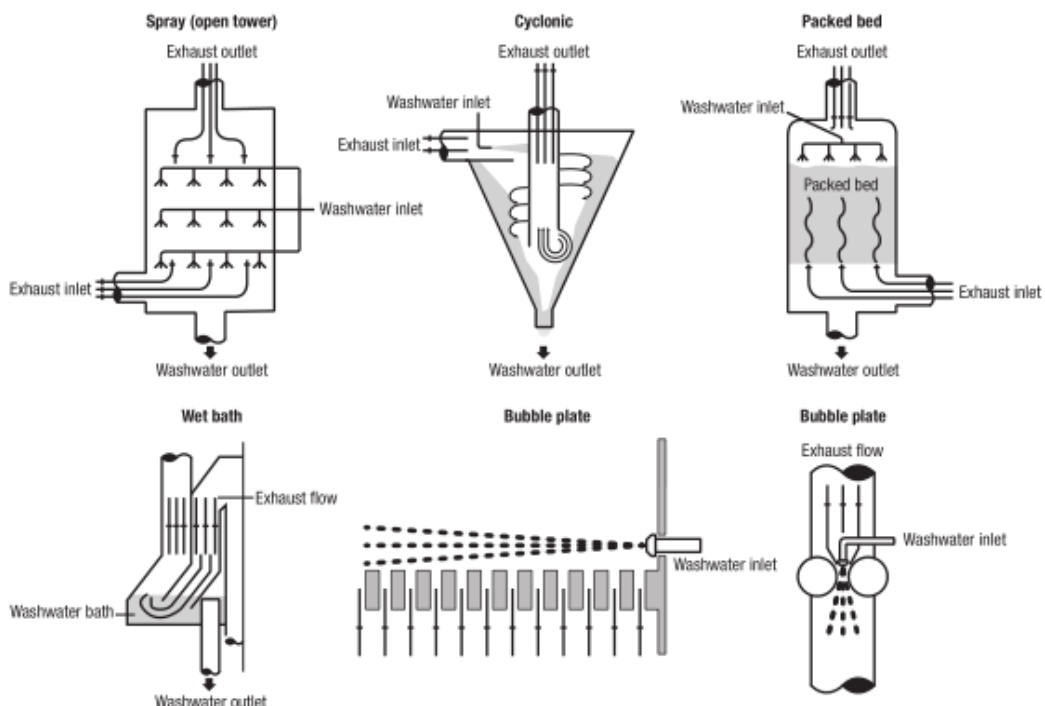


Рисунок 1 – Принципові схеми судових скрубєрів [2]

За рахунок взаємодії крапель рідини з газом відбувається захоплення шкідливих речовин.

Ефективність очистки газу в скрубєрах залежить від його правильної експлуатації.

Найбільш ефективним є режим роботи скрубєрів, при якому їх характеристики відповідають технічним даним виробника або отриманим в результаті налагоджувальних робіт та погодженим з виробником [3].

Для надійної експлуатації необхідно забезпечувати низку вимог щодо режиму роботи скрубєра, а саме [4]:

- не допускається підвищення тиску води, що надходить у скрубєр, так як це призведе до підвищеного бризкоуносу і витрат на очистку газів.

- не допускається зниження тиску води, що надходить у скрубєр, так як це спричинить зменшення ступеня очищення та небезпека засмічення апарату шламом.

- регулювання тиску та подачі води проводиться клапанами, контроль тиску - за показаннями манометрів, подачі - за показаннями лічильника.

- пуск та зупинка скрубєрів проводиться автоматично одночасно з пуском та зупинкою електродвигуна вентилятора відповідної установки.

- автоматична подача води в скрубєр проводиться одночасно з включенням електродвигуна вентилятора завдяки блокуванню приводу електромагнітного клапана з двигуном вентилятора.

- автоматичне припинення подачі води в скрубєр здійснюється одночасно з відключенням електродвигуна вентилятора.

- в процесі роботи: необхідно слідкувати за відсутністю течій у корпусі апарату, тиском води, що надходить у форсунки, рівномірним виведенням шламу, чистотою (візуально) повітря, що викидається вентилятором в атмосферу.

Під час експлуатації скрубєрна установка знаходиться під постійними статичними та динамічними навантаженнями, тому для забезпечення безаварійної роботи скрубєрів необхідно проводити візуальну перевірку технічного стану основних елементів установки, у тому числі надійність зварних з'єднань, ослаблення гвинтів, герметичність прокладок, відсутність значної корозії.

До найбільш поширених несправностей, що виникають в процесі експлуатації скрубєрів можна віднести наступні [4]:

- відсутність або недостатній тиск води, що надходить у скрубєр;
- показання манометрів нижче оптимальних значень тиску;
- візуальне збільшення забруднення повітря що надходить в навколишнє середовище;

- відсутність або мінімальне витікання шламу з підвищеним вмістом часток забруднювача;

- витікання шламу зі зниженим вмістом часток забруднювача;

- надходження води в скрубєр при відключеному вентиляторі скрубєрної установки;

- течії в корпусі апарату (вода або шлам);

- некоректна робота форсунок;

- корозійне руйнування елементів апарату, що забезпечують взаємодію в системі газ-рідина (наприклад завіхрувачів).

Узагальнюючи наведене вище можна зробити обґрунтований висновок, що в процесі експлуатації скрубєрів необхідно забезпечувати надійну роботу бага-

трьох елементів конструкції апарату, в тому числі і конструктивну надійність елементів що сприймають силові, гідродинамічні та корозійні навантаження.

Що в свою чергу робить актуальним визначення експлуатаційних умов при яких відбувається часткове руйнування конструктивних елементів апарату та значне зменшення ефективності очистки газів.

Для дослідження впливу експлуатаційних умов (гідродинамічного навантаження сумісно з корозійним зношуванням) на надійність конструктивних елементів апарату розглянуто судновий скруббер (рис. 2) запропонований в роботі [5].

Цій апарат має у своєму складі вихрову частину (рис 3) в якій відбувається закручування забрудненого потоку газу та його взаємодія з рідиною.

Виконання дослідження параметрів надійності вихрового елемента доцільно виконати шляхом комп'ютерного моделювання напружено-деформованого стану (НДС) лопатей, стійки і відбійного диска завихрувача (рис 3). Комп'ютерна модель дозволяє розглядати та аналізувати декілька сценаріїв можливої роботи скрубера.

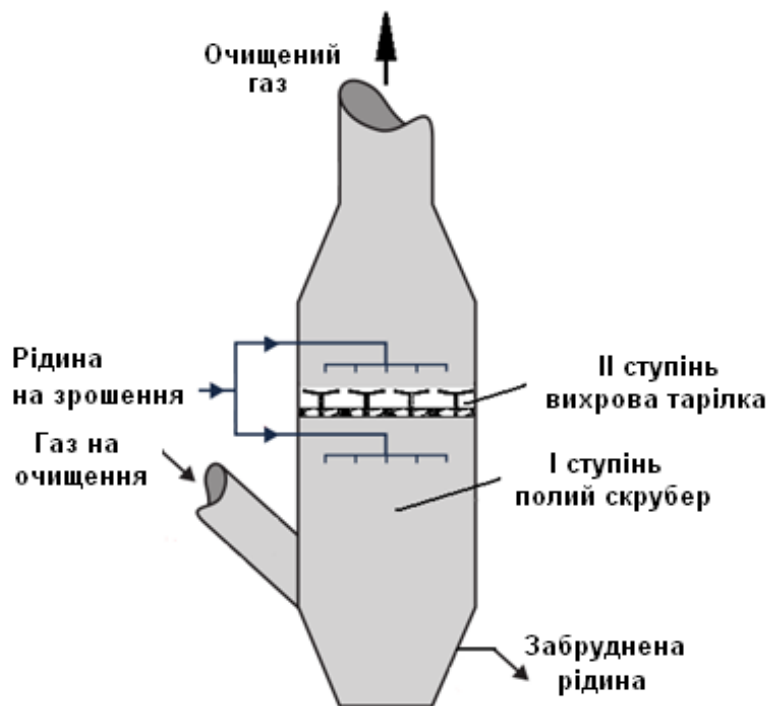


Рисунок 2 – Принципова схема комбінованого скруббера з вихровою тарілкою [5]

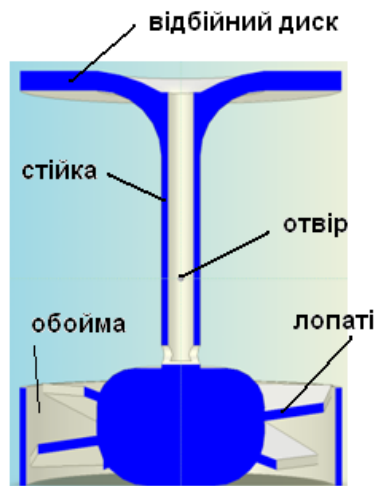


Рисунок 3 – Переріз моделі вихрового елемента [5]

Для вихрового елемента (рис. 3) доцільно обрати декілька режимів роботи апарату, доцільно обов'язково розглянути:

- режим роботи при умові нормальної експлуатації вихрового елемента;
- режим роботи в умовах предаварійного стану вихрового елемента (4 лопаті завихрувача - «відірвані»).

Створення за допомогою комп'ютерної програми [6] моделі напружено-деформованого стану (НДС) вихрового елемента та аналіз епюр розподілу зусиль та зміщень під дією гідродинамічного навантаження потоку газу, що подається на очистку дасть можливість:

- більш повно оцінити ймовірні деформації і місця руйнування;
- визначити зони (на поверхнях лопатей, стійки та відбійного диска) в яких спостерігаються максимальні зусилля і зміщення;

В результаті дослідження НДС вихрового елемента скрубера дозволять підвищити експлуатаційні характеристики скрубера запланувати заходи щодо забезпечення надійної та безаварійної роботи апарату.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Судовые системы технического кондиционирования. Справочник / Мундингер А.А., Мокрецов В.П., Тарасов А.Д. – Л.: Судостроение, 1977. – 205 с.
2. Emission Project Guide MAN B&W Two-stroke Marine Engines. 8 th Edition, 2020, branch of MAN Diesel & Turbo SE. - 108 p.
3. Руководство по средствам защиты окружающей среды компании Wärtsilä. Режим доступа: www.wartsila.com.
4. Ладыгичев М.Г., Бернер Г.Я. Зарубежное и отечественное оборудование для очистки газов: Справочное издание. – М.: Теплотехник, 2004. – 696 с.
5. Афтанюк В.В., Спінов В.М., Даниленко Д.В. Інтенсифікація скруберної технології очищення викидних газів суднових енергоустановок. – Одеса: Типографія НУ «ОМА», 2019. – 136 с.
6. Discover the power of SOLIDWORKS with a free trial. Available from: <https://plm-group.ru/solidworks-trial>.

Співак Б.А., Малахов О.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Вдосконалення процесу підготовки палива в умовах роботи судна

Всі морські судна використовують під час роботи своїх суднових енергетичних установок (СЕУ) дизельне органічне паливо і практично на кожному судні міститься контур підготовки палива. Такий контур завжди містить основні базові елементи – мережу трубопроводів, нагнітачі середнього та високого тиску, вузли фільтрування, сепаратори, регулювальну апаратуру, засоби та прилади для контролю та вимірювання загальних характеристик потоку палива та ін. [1].

Суднове паливо завжди містить такі домішки як: вода, довірльні фракції нафтових продуктів, механічні частинки - пил, іржа та ін. Відповідно до результатів аналізу палива найбільшу концентрацію в паливі має водяна домішка. В якості суміші також можливо розглядати суміш легкого та важкого суднового палива.

Оскільки присутність домішок води в паливі в більшості випадків уникнути неможливо то необхідно приймати нові технологічні рішення. Такий підхід в кінцевому стосунку дозволить поліпшити процес згоряння дизельного палива з водою. До головних чинників, які можуть призвести до поліпшення процесу згоряння дизельного палива можна віднести наступні: підвищення ступеня диспергування палива в форсунках високого тиску; зменшення показників викидання у атмосферу нагару та токсичних оксидів азоту або сірки; зменшення температури чадних газів.

В запропонованому напрямку модернізації суднової системи підготовки палива об'єктом дослідження є процес механічної обробки суміші палива і домішок під час роботи судна, а предметом дослідження є саме судновий технологічний контур підготовки палива. Головною метою процесу вдосконалення є підвищення ефективності роботи і підвищення експлуатаційних характеристик паливної системи судна шляхом розробки нового вузла механічної обробки палива в умовах роботи судна.

В якості головної гіпотези було прийнято допущення про можливість поліпшення показників згоряння палива та зменшення його витрати за рахунок механічного змішування палива та домішок води і важких складових нафтопродуктів в паливних танках. В кінцевому стосунку механічне змішування призведе до поліпшення процесу диспергування палива та збільшення енергетичного і загального ККД експлуатації судна.

Саме з цією метою було запропоновано використання відцентрового нагнітача з видозміненим робочим колесом. В середині каналів між лопатями насосу при високих швидкостях руху за рахунок перетворення кінетичної енергії можливо механічним шляхом досягти зміни у структурі і властивостях суміші палива з частинками нафтопродуктів.

Механічне перемішування на високих швидкостях руху може призвести до отримання на виході з насоса паливної емульсії, що буде характеризуватися рівномірно розподіленою структурою і високою стійкістю до розшарування. Ха-

рактеристики горіння в судновому головному двигуні (ГД) такого обробленого палива будуть набагато перевищувати аналогічні величини, що взяті для звичайного дизельного палива.

Для можливості отримання високого ступеня диспергування палива достатньо всередині робочих каналів насоса створити високу ступінь турбулентності і організувати механічне перемішування по всій довжині каналу. Таке перемішування можливо отримати за рахунок перетікання між корпусом і робочим каналом насоса через отвори, які виконані за рахунок свердління по всій довжині простору каналу між лопатями робочого колеса.

Розроблена схема вузла механічного змішання палива показана на рисунку 1. На ньому видно, що рух палива всередині трубопроводу 1 замкненого за допомогою повністю закритого автоматичного клапана 5 здійснюється за рахунок роботи відцентрового насоса 4. Необхідний обсяг палива подається в гідравлічний контур з паливного танка 2 або 3, який потім перекривався за допомогою автоматичного клапана 6. Після повного заповнення паливом робочого обсягу контуру включався в роботу насос 4. Через 40-60 хвилин його роботи може бути досягнене повне подрібнення високо органічних сполучень нафтопродуктів з паливом, а отримана паливна емульсія може вже подаватися через форсунки високого тиску на ГД судна на подальше спалювання.

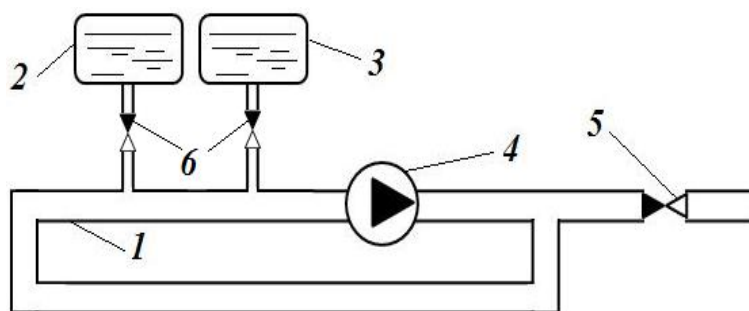


Рисунок 1 - Схема гідравлічного контуру

1 –трубопровід; 2, 3 – паливний танк; 4 – насос; 5, 6 – автоматичний клапан.

Зміна температури і складу димових газів в залежності від концентрації домішок в паливі була експериментально досліджена під час роботи судна. Це було зроблено на режимі навантаження ГД відповідно величині 80 %. Установка вимірювального зонда, який містить термопару, та каналу для відбору мікропроб димових газів була здійснена всередині димоходу.

Результати вимірювань температури показані на малюнку 2. Як видно на графіку обробка палива призводила до його більш якісного згоряння і давала зниження температури судових димових газів у порівнянні зі звичайною роботою судна. Сумісно з скороченням рівня споживання палива на режимі ходу судна з навантаженням на судовий ГД в 80 % був досягнутий позитивний ефект температурного балансу. Механічна обробка палива призвела до отримання менших значень температури димових газів на виході з димоходу, що вказує на підвищення якості згоряння палива і дорівнює: $143-139=4^{\circ}\text{C}$.

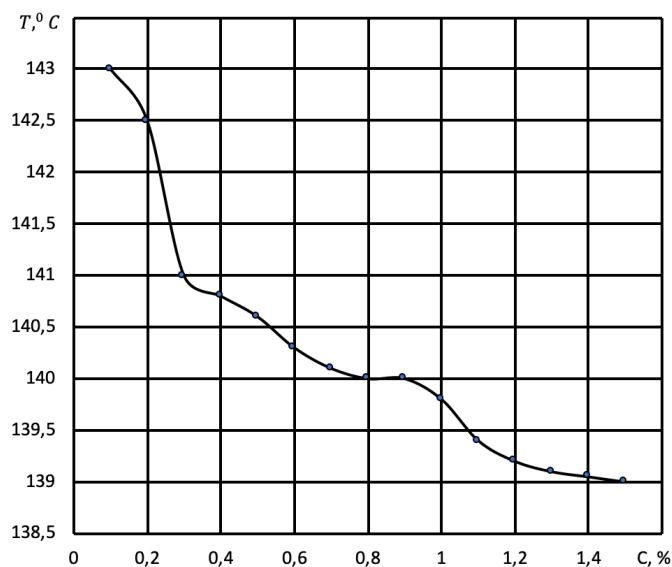


Рисунок 2 - Зміна температури димових газів

Отримане зменшення температури димових газів є позитивним показником. Воно показує перспективність подальшого використання запропонованої обробки палива в умовах роботи суден морського транспорту.

Результати проведених вимірів повністю підтверджують початково прийняту гіпотезу про те, що якість використання суміші палива з домішками важких нафтопродуктів напряду може бути змінена механічною обробкою. За рахунок впровадження вузла обробки палива на судні було досягнуто підвищення якості експлуатації всього судна в цілому.

ЛІТЕРАТУРА

1. Возницкий И. В. Практика использования морских топлив на судах. – С.–Пб.: ГМА, 2005. – 124 с.
2. Карнаухова И.В., Карнаухов В.Н., Захаров Д.А. Влияние диссоциации воды на расход топлива в двигателях внутреннего сгорания // Современные проблемы науки и образования. – 2015. – № 1.
3. Adkins P. The burning of emulsified fuel in medium speed diesel engines. Fairplay Inst Shipp Weekly. 1982, N 28. P. 27–29.

Фесенко М.А., кер.проф. Малахов О.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Технологія обробки палива для запобігання забрудненню паливної системи на суднах

Судна торгового флоту використовують під час роботи суднових енергетичних установок палива, які діляться на важкі та легкі (дизельне). Незалежно від типу судна, практично кожне судно має контур підготовки палива. Контур підготовки та обробки палива завжди має основні елементи. До цих елементів належать: гідравлічна лінія, нагнітальне обладнання, система фільтрації, система сепарації, арматура, прилади контролю та вимірювання.

Паливо залишається одним із найвищих факторів витрат при експлуатації судна, а також джерелом найсерйозніших проблем під час експлуатації.

Для покращення експлуатаційних властивостей палив застосовують композиції присадок. Введення присадок у паливо змінюється його фізикохімічний склад. Значні втрати палив відбуваються у вигляді відкладень у танках, відстійних та видаткових цистернах, у вигляді сепарації та фільтрації. Усунути ці втрати можна лише запобіганням процесам полімеризації, підтримкою асфальтосмолистих речовин тонко дисперсному стані. Це позначається сприятливо і роботі паливної апаратури, насамперед на надійності роботи форсунок і паливних насосів, оскільки виключається можливість зависання форсуночних голок і плунжерів паливних насосів у тому направляючих[1].

Не менш важливою є проблема захисту паливної апаратури від корозії. Захист робочих поверхонь від корозії по суті виконують важкі компоненти палива (смоли), що мають високу поверхневу активність. Але при високих температурах ця властивість важких компонентів палива, з іншого боку, призводить до утворення робочих поверхонь лакових плівок. Для забезпечення нормальної роботи паливної апаратури потрібен захист цих деталей від корозії та утворення лакових плівок. Проблема неповного згоряння палив в циліндрах дизеля при їх роботі на високо в'язких важких залишкових палив.

Сформульовано техніко-експлуатаційні вимоги до композиції присадок для суднових палив:

- поліпшення прокачування палива;
- забезпечення диспергування асфальтосмолистих речовин та їх стабілізація у паливному середовищі, що запобігає їх випаданню в осад;
- запобігання утворенню лакових плівок на робочих поверхнях клапанів паливної апаратури із забезпеченням при цьому захисту цих поверхонь від корозії;
- забезпечення максимальної повноти згоряння палива[2].

В даний час немає універсальних композицій присадок, що задовольняють перераховані вимоги. Але за окремими пунктами цих вимог створено присадки, що покращують експлуатаційні властивості палив. Для вирішення про-

блеми забруднення паливної системи та фільтрів можна застосувати присадку FUELCARE.

Присадка FUELCARE – повна обробка важкого палива «чисте паливо», що виходить в результаті, поліпшить процес передполум'яних перетворень і тим самим полегшує процес передполум'яних перетворень і тим самим полегшує згорання.

FUELCARE перешкоджає утворенню осаду, розчиняє їх та зупиняє розшаровування палива в танках, руйнує водо паливну емульсію та сприяє видаленню води та відкладенню з палива. Стабілізує паливні суміші, усуваючи проблеми сумісності, готує більш однорідне паливо для згорання. Паливна система при цьому залишається чистою, зменшується або припиняється засмічення фільтрів. Нейтралізує кислоти у паливі. Відділення води та домішок виробляється більш ефективною елементи паливної системи стають чистішими. Ефективний інгібітор корозії разом із нейтралізаторами кислот забезпечує мінімальну корозію. Інгібітор корозії покриває усі елементи паливної системи. Водовідштовхувальною плівкою, тоді як кислотні нейтралізатори стримують дію кислоти. Це забезпечує подвійний захист елементів паливної системи.

Застосування та дозування присадки в оптимальному варіанті присадка FUELCARE повинна вводиться безпосередньо в паливний танк перед бункруванням. Однак, присадка може бути введена в відстійну цистерну або під час перекачування з танка запасу. Найкращий спосіб визначення дозування за результатами аналізу, осаду гарячої фільтрації або модифікованого тесту сумісності по плямі, яке легко виконується на борту судна за допомогою лабораторії «UNITOR COMPATIBILITY TEST KIT» по Табл. 1.

Таблиця 1. Таблиця дозування присадки

ASTM	1	2	3	4	5
SH%	0,05 или меньше	0,05	0,1	0,2*	0,5 або більше*
Дозування	1:8000**	1:4000	1:2000	1:500	1:200

Уникайте використання такого палива, якщо це можливо. ** Цілком сумісні суміші з осадом менш ніж 0,05% не вимагають обробки проти несумісності. Результат аналізу - граничне число «1» по плямі – може бути причиною утворення осаду, якщо підготовка палива не дуже ретельна і, отже, необхідна обробка палива, особливо, якщо зафіксовані інші проблеми, такі як наявність води та корозія.

Технологія підготовки палива показала, що на суднах можливо досягти запобігання забрудненню паливної системи та фільтрів, а також сприяє більш надійній роботі головного двигуна.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. D. Woodyard. Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines 9th Edition. – ELSEVIER Sabre Foundation – 2009. – 905 p.

2. Корнилов Э.В., Бойко П.В., Смирнов В.П. Технология топливоподготовки на судне. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 246 с. ил.
3. UNITOR. Руководство по применению судовой химии компании UNITOR / UNITOR Chemical service handbook. – Осло (Норвегия): Unitor ASA, 2003. – 227 с.

УДК 621.431.74 (042.5)

Карпук І.І., кер. доц. Парменова Д.Г.

Національний університет «Одеська морська академія»

Методи забезпечення вимог щодо емісії NO_x у випускних газах судових двигунів

Зростаючі масштаби морського флоту та поширення забруднюючих речовин над Землею в результаті спалювання палива, особливо емісія в атмосферу оксидів сірки та азоту, викликають дедалі більшу тривогу, і дана проблема посилюється в міру зростання світового попиту на морські перевезення і зростаючих глобальних масштабів споживання бункерного палива. Шкідливі викиди оксидів азотів з відпрацьованими газами судових енергетичних установок представляють серйозну екологічну проблему.

Контроль викидів NO_x дизельних двигунів регламентується правилами ІМО щодо попередження забруднення атмосфери з суден, які містяться у Міжнародній конвенції про запобігання забрудненню з суден 1973 року, зміненої протоколом 1978 року, що представляє собою перший набір правил щодо викидів вихлопних газів судовими двигунами, відомий як MARPOL 73/78.

Це досягається за допомогою вимог огляду та сертифікації, що призводить до видачі Сертифіката Міжнародного запобігання забрудненню повітря (EIAPP) двигуна та подальшої демонстрації відповідності експлуатації відповідно до вимог обов'язкових правил 13.8 та 5.3.2 відповідно, Технічний кодекс NO_x 2008 (резолюція МЕРС.177(58) зі змінами, внесеними резолюціями МЕРС.217(63), МЕРС.251.(66), МЕРС.272(69) та МЕРС.317(74)).

Вимоги щодо контролю NO_x в Додатку VI поширюються на встановлені на морських суднах дизельні двигуни потужністю понад 130 кВт, крім тих, які використовуються виключно для екстрених потреб, незалежно від місткості судна, на якому встановлені такі двигуни [1]. Залежно від дати будівництва судна, застосовуються різні рівні контролю, і в межах будь-якого конкретного рівня фактичне граничне значення визначається з номінальної швидкості двигуна.

Контроль рівня III застосовується лише до зазначених у правилі 13.5.1 суден під час роботи в зонах контролю викидів (ЕСА), встановлених для обмеження викидів NO_x, за межами таких зон застосовуються засоби контролю рівня II. Відповідно до правила 13.5.2, деякі невеликі судна не потребують встановлення двигунів рівня III.

Судновий дизельний двигун, який встановлюється на судно, побудоване до наступні дати або після цієї дати та працює в таких ЕСА, повинен відповідати стандарту Рівень III NO_x:

1. З 1 січня 2016 року та працює в Північноамериканській ЕСА та в ЕСА в Карибському морі Сполучених Штатах Америки;

2. З 1 січня 2021 року та діють в ЕСА Балтійського або Північного моря.

На основі аналізу основних напрямків, засобів і методів зниження шкідливих речовин у відпрацьованих газах дизелів, досліджень інших авторів за цією проблемою, Нгуен Х.Х. систематизував 38 заходів по зміні викидів, які представлені в табл. 1 [2].

Простими і прийнятними методами є методи попереднього очищення палива та / або повітря. Змішування палива з водою для отримання стабільної водопаливної емульсії вважається найбільш підходящим варіантом для великих 2-тактних двигунів. Водопаливна емульсія є особливим видом палива, яка якісно та кількісно змінює процес горіння.

Високодисперсні частинки водної фази, які містяться в паливі при прогріванні в циліндрі перетворюються в парові бульбашки, миттєво дроблячи паливні краплі на найдрібніші частинки, які швидше прогриваються та інтенсивніше взаємодіють спочатку з киснем, що утворюється в результаті дисоціації води, спалахують, і, перемішуючись з киснем повітряного заряду, прискорено згоряють.

Додавання до палива 5-10% води прискорює процес згоряння в 5-6 разів. Розширення додаткових продуктів згоряння збільшує роботу газів в циліндрі двигуна. Завдяки більш повного та прискореного згорянню палива, постійної газифікації відкладень вуглецю, деталі циліндро-поршневої групи, газовипускного тракту не забруднюються продуктами згоряння та менше схильні до абразивного зносу.

Таблиця 1 - Можливі технічні заходи щодо зниження шкідливих викидів з відпрацьованих газів судових дизелів [2]

№	групи	Заходи	Зміна викидів шкідливих речовин, %				g _c , г/кВт·год	Е
			NO _x	CO	C	CH		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Врахування експлуатаційних факторів	Оптимізація режимів роботи двигуна	↑	↑	↑	↑	↓	↑
2		Підтримання технічного стану двигуна	↑	↑	↑	↑	↓	↑
3		Застосування легких фракцій моторного мастила	=>	=>	-25	=>	=>	=>
4		Оптимізація тиску мастилознімного кільця	=>	=>	-25	=>	=>	=>
5		Збільшення цетанового числа (введення до палива органічних нітратів)	-50	-60	-50	-40	-	-
6		Введення протидимних присадок	=>	=>	-60	=>	=>	=>
7		Введення каталізаторів у вигляді присадки до палива	=>	-61	=>	-38	-9	↑
8		Відключення частини циліндрів на малонавантаженому режимі	↓	↓	↓	-50	-20	↑
9		Зменшення щільності палива	=>	=>	-8	=>	↓	↑
10	Застосування альтернативних палив	діметилловий ефір (ДМЕ) як паливо	↓	ні	ні	-	↑	↓
11		ДМЕ як присадка до повітря	↓	↓	↓	↓	↑	↓
12		метанол як паливо	-75	↗	-50	↗	+50	↓
13		метанол як присадка до повітря	-85	-	-	-	-	-
14		метанолу у вигляді емульсії з дизельним паливом (МТЕ)	-50	-	-	-	-	-
15		Природний газ	-80	↓	↓	-	-	↑
16		Біодизель	=>	↓	↓	↓	-	↑
17		Водень	-30	↓	-40	-35		

1	2	3	4	5	6	7	8	9
18	Зволоження повітря	змішуванням палива та води до паливного насоса та впорскуванням у циліндр водопаливної емульсії (ВПЕ)	-30	=>	↓	=>	✓	✓
19		упорскуванням води безпосередньо в циліндр, для чого дизель обладнується окремою системою (БВП);	-70	=>	↑	=>	+7	↓
20		зволоження наддувального повітря шляхом упорскування заборотної води до потоку гарячого повітря на виході з завитки відцентрового компресора (ЗНП);	-70	=>	↑	=>	↑	↓
21		подачею перегрітої пари з утилізаційного котла в циліндр через електромагнітний клапан у кришці циліндра на початку ходу стискування (ППП).	-60	=>	—	=>	-5	↑
22	Очищення відпрацьованих газів	абсорбція	-15	=>	-50	-60	=>	=>
23		каталітичне окислювання (для бензинових двигунів, дизель –диску)	=>	-90	-10	-90	=>	=>
24		каталітичне відновлення	↓	—	—	—	—	—
25		термічне спалювання (поки не реалізовано)	↓	↓	↓	↓	↓	↑
26		обробка електричним розрядом (холодною плазмою)	-60	-90	—	—	—	—
27		мембранний поділ	↓	—	—	—	—	—
28		Рідкий нейтралізатор	-10	=>	-75	-60	=>	=>
29		Сажеві фільтри	=>	=>	-95	=>	=>	=>
30	Регулювання апаратури	Зменшення максимальної циклової подачі палива	=>	-63	-63	-63	=>	=>
31		Зменшення кута випередження упорскування палива	-60	=>	+35	+25	—	↑
32		Регулювання параметрів паливної апаратури	=>	-35	-35	-35	—	=>
33		Регулювання фаз газорозподілу	-35	↓	↓	↓	—	=>
34		Рециркуляція відпрацьованих газів	-80	—	—	—	—	↗
35		Наддування із охолодженням повітря	-50	-50	-50	-50	-50	↑
36		Збагачення повітря на впуску рідким або газоподібним паливом	✓	-35	-50	-35	↓	↑
37		Збільшення температури на впуску	↗	-28	-28	-28	—	✓
38		Збільшення температури стінок камери згоряння	↗	-28	-28	-28	—	✓

Позначення:

↑/↓ – збільшення/зменшення; ↗/✓ – незначне збільшення/зменшення;

+50....-50 збільшення...зменшення на 50%; => – без змін; — дані відсутні;

Э – економічність – величина, обернено пропорційна питомій витраті палива (g_e).

Змішування повітря для горіння, введення води для безпосереднього інжектування, не підходить для 2-тактних двигунів, так як існує ризик, що крапельки води можуть переноситися в камеру згоряння і змивати з циліндра плівку масла. Застосування альтернативних палив в даний час мало поширене через складність в експлуатації та необхідності конструктивних змін паливної системи і двигуна.

Безперервне інжектування води (Continuous Water Injection) до повітря представляється найбільш економічно ефективною системою для низьких рівнів (10–30%) скорочення NOx, але малий досвід застосування цього методу вимагає його подальшого дослідження.

Технологія безпосереднього інжектування води (Direct Water Injection) до циліндру вважається ефективною для середніх рівнів скорочення викидів NOx (40–60%), але вимагає модернізації двигуна. Технологія економічно ефективна для нових конструкцій двигунів.

Відносно новий метод зволоження надувочного повітря (Humid Air Motor), незважаючи на високі початкові капітальні витрати економічно ефективний для

досягнення скорочення викидів NOx на середньому і високому рівнях (60-80%). Обмежений досвід експлуатації показує, що обладнання для цієї технології може бути встановлено в машинному відділенні без необхідності модернізації системи водопостачання [3].

Системи селективного каталітичного зниження (Selective Catalytic Reduction System) і селективного некаталітичного відновлення (Selective Non-Catalytic Reduction System Restore) оксидів азоту мають найвищу вартість з перерахованих вище технологій. Застосуванням цих технологій можна домогтися майже повного скорочення викидів NOx.

Вирішення проблеми відповідності Рівню III вимог NOx для двотактних двигунів на практиці досягається наступними методами [4]:

- Рециркуляція вихлопних газів (EGR) – це внутрішній процес двигуна, що використовує рециркуляцію вихлопних газів, щоб запобігти утворенню NOx;

- Селективне каталітичне відновлення (SCR) – це метод додаткової обробки з використанням каталізатора та добавки для зменшення NOx, що утворюється в процесі згоряння. Система SCR доступна в системі високого тиску, SCR - HP, і системі низького тиску, SCR – LP;

- Вода в метанолі (LGIM-W) – це метод досягнення Рівня III відповідності двигуна, що працює на метанолі, шляхом додавання води в метанол перед упорскуванням;

- Газовий двигун низького тиску (ME-GA) – це двопаливний двигун, в якому газ надходить під час такту стиснення. У цьому процесі утворення NOx є низьким, і двигун буде відповідати вимогам Рівня III NOx при роботі в двопаливному режимі.

Рециркуляція вихлопних газів (EGR) є одним з методів (таблиця 1), що дозволяє досягнути значного зменшення утворення NOx в суднових дизельних двигунах за рахунок того, що у системі EGR після процесу охолодження та очищення частина відпрацьованих газів рециркулює в ресивер очисного повітря. Таким чином, частина кисню в очисному повітрі замінюється CO₂ в процесі горіння. Ця заміна зменшує вміст O₂ і збільшує теплоємність очисного повітря, таким чином зменшуючи температурний пік згоряння та утворення NOx, що призводить до майже лінійного зниження NOx до відношення рециркуляційних вихлопних газів.

Дослідження та аналіз будь якого з вищеперелічених методів, зокрема режимів рециркуляції випускних газів, визначення їх впливу на емісію оксидів азоту, економічність та енергетичні показники дизеля надає можливості вибрати оптимальний метод та варіант комплексного керування випускними газами судового двигуна з метою зниження викидів окислів азоту.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Nitrogen Oxides (NOx) – Regulation 13. URL: [https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Nitrogen-oxides-\(NOx\)-%E2%80%93-Regulation-13.aspx](https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Nitrogen-oxides-(NOx)-%E2%80%93-Regulation-13.aspx).

2. Нгуен Х.Х. Оценка эмиссии отработавших газов дизелей эксплуатирующихся судов смешанного (река-море) плавания / Нгуен Х.Х. URL:

<https://moluch.ru/conf/tech/archive/3/695/>.

3. Промтов М.А. Анализ методов снижения вредных веществ в отработанных газах судовых дизелей (обзор) / Промтов М.А. URL: https://www.tstu.ru/structure/inst/doc/mo/eito_obz_5.doc.

4. Emission Project Guide MAN B&W Two-stroke Marine Engines. 8 th Edition, 2017. , branch of MAN Diesel & Turbo SE. - 108 p.

УДК 621.431.74

Панов А.Д., Новак В.С., Богач В.М.

Національний університет «Одеська морська академія»

Особенности экспериментальных исследований систем мащения современных судовых дизелей

Системы мащения цилиндров современных судовых дизелей залишаются недостаточно вивченими, що не дозволяє обґрунтовано й ефективно розв'язувати питання їх вдосконалення й зменшення витрати циліндрових мастил, а також зниження зносу деталей ЦПП.

Неприступність для вивчення процесів витікання мастила в циліндр на двигуні, характерна для всіх систем мащення, а значне різноманіття їхніх конструкцій і умов роботи вимагає спеціальних засобів, що дозволяють задавати умови випробування систем близькі до реальних.

При цьому необхідне забезпечення не тільки виміру всіх параметрів, що характеризують роботу системи, але й візуального спостереження за процесами, що відбуваються в каналах і рухом мастила за їхніми межами, без чого неможливо виявити весь взаємозв'язок конструкції системи з ефективністю її роботи в умовах конкретного двигуна. Такими можливостями існуючі засоби досліджень систем мащення не володіють, і до того ж вони жодною мірою не відтворюють реальних умов роботи мастильних пристроїв.

Виходячи з викладеного, для випробування систем подачі мастила пропонується дослідна установка приведена на рис.1.

Система мащення монтується на установці, як і на двигуні в робочому виді, тобто без яких-небудь змін. Тому вимірювальна апаратура, а також розміщення датчиків в умовах стенда і на реальному двигуні однакові. Однак, на даній установці, додатково до параметрів, які раніше реєструвалися тільки на двигуні, стало можливим записувати й момент виходу мастила з отвору розташованого на дзеркалі втулки, тобто визначати дійсний момент надходження мастила в циліндр двигуна.

Таким чином, при випробуваннях використовуються засоби які забезпечують завдання й реєстрацію практично всіх робочих умов, що визначають формування витікання мастила в циліндр дизеля. Це дозволяє швидко й з достатньою об'єктивністю зробити необхідні виміри на будь-якій ділянці системи, крім того, скласти візуальні уявлення про досконалість процесу витікання мастила в циліндр.

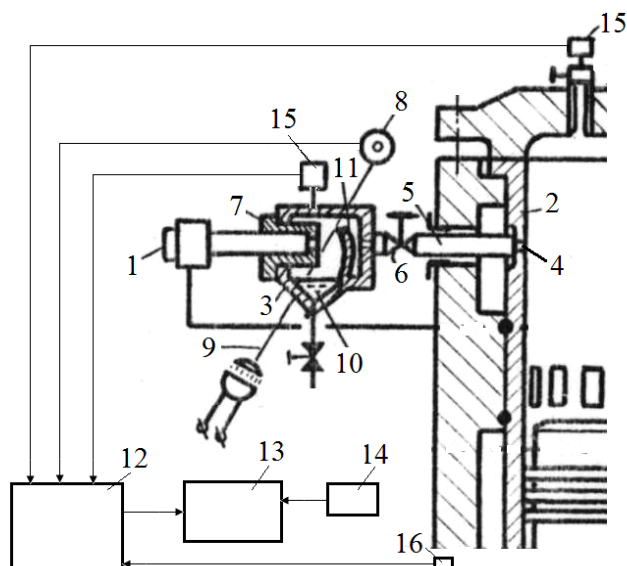


Рис.1. Схема дослідної установки системи мащення циліндрів в експлуатації

му апаратури з підсилювачем 12, осцилографом 13 і відмітчиком часу 14 включені датчики 15 тиску газу в камері й у циліндрі, відмітчик 16 мертвих крапок поршня й фоторезистор 8.

У камеру встановлюється штуцер 1 аналогічний штатному, на який зсередини камери кріпиться прозора модель мастильного каналу з необхідною геометрією. Масло за допомогою трубопроводів і вентилів направляється або в штуцер двигуна, або в штуцер камери.

Для визначення моменту виходу мастила за межі каналу на його зрізі фокусується промінь світла 8, який реєструється фоторезистором 9. Крива зміни тиску газів на мастильний канал записується за допомогою індикатора, встановленого на зовнішньому кінці мастильного штуцера. Застосування камери із прозорими стінками дозволяє вести безпосереднє спостереження за процесом подачі мастила й здійснювати його фільмування за допомогою швидкісної кінокамери.

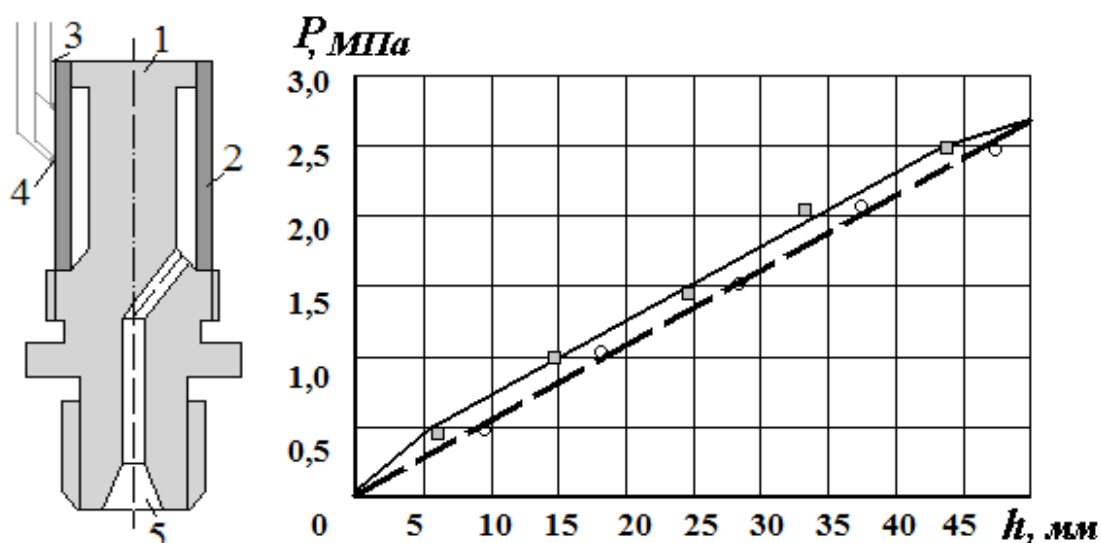


Рис.2. Датчик тиску мастила і його тарувальна характеристика

Вимірювальними елементами апаратури служать дровові датчики. Для визначення масштабу запису осцилограм, до початку вимірів і після їхнього завершення проводиться тарування датчиків.

Реєстрація тиску газів і мастила здійснюється за допомогою тензометричних датчиків (рис.2), а запис переміщень плунжерів лубрикаторів - індуктивними датчиками.

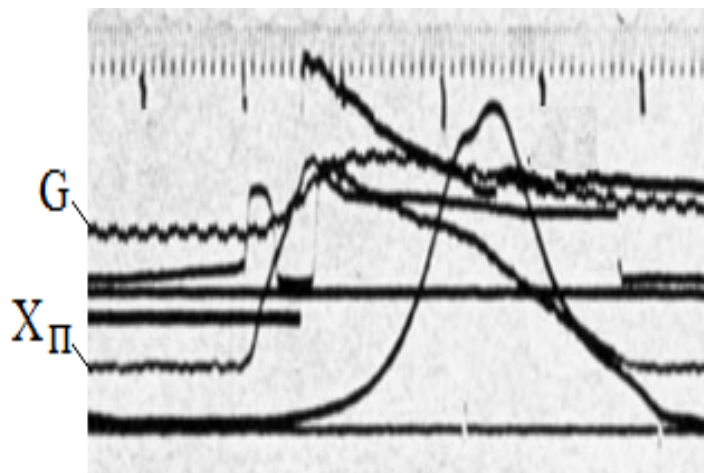


Рис.3. Осциллограма із записом витрати мастила

На сталевому корпусі 1 щільно насаджена гільза 2, обидві торцеві сторони якої припаяні до корпусу. Компенсаційний датчик 3 наклеєний у верхній частині гільзи, що майже не деформується, а активний датчик 4 - у середній частині. Робоча конструкція датчика має захисний корпус і штепсельну колодку для підключення до підсилювача. Застосування камери із прозорими стінками дозволяє вести безпосереднє

спостереження за процесами в системі й здійснювати його кінозйомку за допомогою швидкісної кінокамери.

Осциллограмма процесу маслоподачі (рис.3) являє собою одночасний запис: ходу плунжера лубрикатора (лінія X_n), зміни тиску в мастилопроводі лубрикатора, зміни тиску в мастилопроводі перед клапаном штуцера, зміни тиску в каналі штуцера між безповоротним клапаном і дзеркалом циліндра, відкриття клапана штуцера, витрати мастила у фазах відкриття клапана (лінія G), оцінки верхньої мертвої крапки поршня й часу.

Запис тиску P_T здійснюється за допомогою тензодатчиків, наклеєних на $P, \text{МПа}$

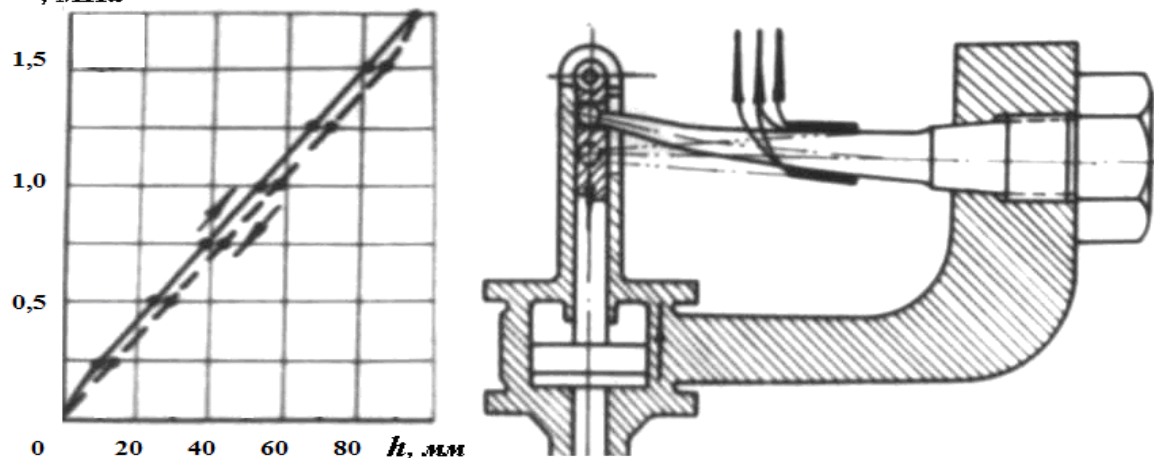


Рис.4 Датчик тиску газів і тарувальна характеристика

стрижневу пружину індикатору рис.4, деформація якої перетворюється в електричний сигнал. Обробка запису здійснюється за допомогою тарувальних кри-

вих, що представляють залежність положення променя на екрані осцилографа від поточного значення вимірюваного тиску.

Для запису руху плунжера лубрикатора й клапана штуцера використовуються індуктивні датчики, що одержали широке застосування, наприклад, при випробуваннях паливної апаратури. Вони прості, надійні й забезпечують стабільні показання.

Використання в експлуатації експериментальної установки дозволяє безпосередньо на двигуні при його роботі вести візуальні спостереження за процесом подачі мастила в циліндр.

УДК 621.431.74

Glazyrin M., Rymarev I., Lebedev B.
National University "Odessa Maritime Academy"

Modernization of thermite compositions in order to increase their thermal power

There are many ways to restore the integrity and geometric characteristics of parts quickly. At present, the most widespread methods are associated with welding technologies - welding (welding of cracks) and [building-up welding](#) of the surface of parts.

One of the future-oriented recovery methods is thermite cooking.

Thermite welding is based on the self-propagating combustion of exothermic mixtures of metal oxides and reducing agents. In contrast to conventional (flame) combustion, it can occur in confined spaces or even in a vacuum, since thermite reactions proceed with the participation of oxygen contained in the oxides.

The main advantages of thermite welding are its speed, energy autonomy, ease of implementation and high productivity.

The advantages of thermite welding are its low cost, efficiency and independence from external energy sources. Such welding requires a thermite rod that works like a welding electrode, but does not consume external energy.

Boron is used as a reducing agent in thermite rods. Boron gives low-melting slag, therefore crystallization of the metal occurs before the crystallization of the slag.

However, boron is expensive, about 50 times more expensive than aluminum, which is commonly used for the thermite reaction. Although it is not required very much, for the thermite reaction only 9-10% of the composition of the mixture, against 25% aluminum, but this amount significantly increases the cost of production.

When using such rods for welding, the main task is to provide the thermal power of the thermite composition for sufficient heating of a metal.

This problem can be solved by adding a modifier in the form of a redox exothermic mixture to the standard thermite composition, which sharply increases the specific thermal power without adding an excess mass of metal.

The mass of the thermal modifier (m_{tm}) in the form of a finely dispersed mixture of a solid oxidizing agent and solid reducing agents can be determined by the formula:

$$m_{tm} = \frac{(N - K_{1m} \cdot m_t)}{K_{2m}}$$

where: N is the required thermal power for welding a given metal thickness (kW); K_{1t} - coefficient of thermal power of thermite component, (kJ / kg); K_{2t} coefficient of thermal power of the modifier (kJ / kg); m_t is the mass of the termite component (kg). A suspension or colloidal solution of a liquid oxidizing agent, a solid oxidizing agent with an organic substance or with a mixture of organic substances can be used as a modifier, and the density of the oxidizing agent and liquid organic substances is approximately equal (within $\pm .5\%$) to prevent gravitational stratification of the colloidal solution. The viscosity of the modifier should be such as to balance the effect of gravitational forces and prevent stratification.

To ensure the required viscosity, it is proposed to calculate the mass fraction of less viscous organic matter in the mixture:

$$\eta = 44645 D_1^2 (\rho_o - \rho_{\text{ж}})$$

where: η is dynamic viscosity (Pa s); ρ_o is oxidizer density (kg / m³); ρ_l is the density of the liquid (kg / m³); D_l is the diameter of a dispersed particle of a solid oxidizer (m);

$$\text{Then: } m_2 = \frac{\eta_1 - \eta_3}{\eta_3 - \eta_2}$$

where: m_2 is mass fraction of a less viscous component; η_1 - viscosity of the more viscous component (Pa -s); η_2 is the viscosity of the less viscous component (Pa -s); η_3 is the viscosity to be learned when mixing the first two components (Pa-s);

Based on the obtained dependencies, a formula for calculating a thermite rod of increased power is proposed:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q \cdot \zeta}{\pi \cdot v_{ws} \cdot q_s}}$$

where Q is the power required for welding, v_{ws} is the welding speed (m / s), q_s is the specific heat power W, ζ is the efficiency of the rod.

A mixture (KClO₄ + CaSi₂) was used as a modifier.

The reaction proceeds with the release of chlorine, which cleans the surface, the specific thermal power of such a mixture is approximately 10 kJ / g.

Conclusions

1. The dependences obtained as a result of research make it possible to calculate the composition and mass of modifiers of thermite compositions, which makes it possible to increase the energy of welding.

2. The proposed method for calculating the modifiers of thermite mixtures makes it possible to use cheaper and less scarce components as basic thermite compositions.

Karavaev M.A, Rudik K.M, adv.Zhuravlov Yu.I.
National University "Odessa Maritime Academy"

Methods of Investigation of the Tribological Characteristics of Materials of Parts of Marine Technical Facilities (STS) on a Friction Machine

A method for determining on a friction machine such tribological characteristics as friction moment, load force and coefficient of friction is presented. The technique provides for the use of calibration charts to adapt measurements to the current parameters of the contact pair and the environment.

Key words: tribological characteristics, coefficient of friction, universal friction machine, calibration curves, measurement technique

The tasks of testing for friction and wear include the evaluation of the tribotechnical characteristics of the surfaces of parts and assemblies and the selection of the optimal combinations of materials. When conducting experiments on the study of tribological characteristics, it is necessary to take into account the geometry of the contact pair, the kinematics of the tribo pair movement, the presence and type of lubricant, etc. types of dynamometers; the number, size and shape of particles, changes in the chemical composition of surface layers of materials and lubricants, structural changes in materials, morphology of the friction surface (presence of surface defects, pores, adsorbed layers on the material surface, etc.) are also determined [1].

Friction and wear testing machines, taking into account the initial geometry of the contact pair, are divided into three main groups: providing point contact, linear contact and conformal contact (along a plane or curved surface) [2, 3]. The principle of operation of the machines is based on the reproduction of normalized impacts on material samples placed in a lubricant, followed by determination of the amount of wear of the samples. The so-called four-ball friction machines are widespread [4].

To study the tribological characteristics of various materials, it is advisable to use a universal friction machine with the possibility of modifying its design for specific tasks. During the tests, the friction torque, clamping force, rotation frequency, temperature in the contact zone, and other characteristics are measured [5-7]. These requirements are met by the universal friction machine (Fig. 1).

The test method is based on the rotational displacement of the upper sample relative to the lower stationary sample placed / not placed in the lubricant environment, with various test schemes: disk over disk, ball around the ring. The rotation speed of the upper sample without load is adjustable from 0 to 2500 rpm, the clamping force of the samples is 50–1000 N [8].

The friction moment and axial load are recorded by strain gauges, the temperature - by a drop thermocouple. During testing, the software allows you to record the friction torque, axial load and temperature in real time with a graphical display of their changes, as well as to carry out long-term tests (lasting several hours).

The advantages of this torque measurement system include resistance to vibration, electromagnetic interference, dust, high humidity and temperature changes.

Before testing, it is necessary to build calibration graphs of the load force and friction moment.

Calibration of the friction moment measurement system is carried out using a set of weights with a reference mass. After a series of experiments, a calibration graph is drawn up (Fig. 2), where the ordinate shows the values of the displacement sensor output signal (U_n), and the abscissa shows the values of the force acting on the elastic element (F_n), curve 1 corresponds to a sequential increase in the load, curve 2 - successive decrease.

The calibration characteristic of the load force P was obtained in a similar way, except that the loading platform was located directly on the lower spindle (Fig. 3; the ordinate is the output signal of the load measurement sensor U_n , curve corresponds to a sequential increase in the load).

The diagram of the distribution of forces and load in the contact is shown in Fig. 4, where, in addition to those already known, the following designations are adopted: F_d is the interaction force of the contacting surfaces of the friction pair, R_k is the average value of the radius of the contact patch, R_0 is the distance from the circle of rotation to the thrust pin.

Equating the moment of force in the contact patch and the moment of force of the elastic element, it is possible to calculate the force of interaction in the contact F_d :

$$M = M_d \text{ or } R_0 F_H = R_k F_d,$$

$$F_d = F_H \frac{R_0}{R_k}.$$

The force F_n is determined by the previously constructed calibration curves (see Fig. 2,3).

When studying the tribological characteristics of materials, it is also necessary to take into account the effect of temperature in the real contact zone on the change in the structure of the surface layer of the tribopair [9,10]. Under normal operating conditions, the measured temperature is -50 to 200 ° C. In cases of significant wear and increased ambient temperatures, an increase in the surface layer temperature during friction is observed up to 500°C.

The friction coefficient in a tribopair is calculated by the formula

$$k_{mp} = \frac{F_d}{P} = \frac{R_0 F_H}{R_k P}.$$

The value of the coefficient of friction is not constant and depends on many factors. However, the technique of constructing calibration curves before each measurement allows minimizing the influence of such factors as ambient temperature, pressure, etc.

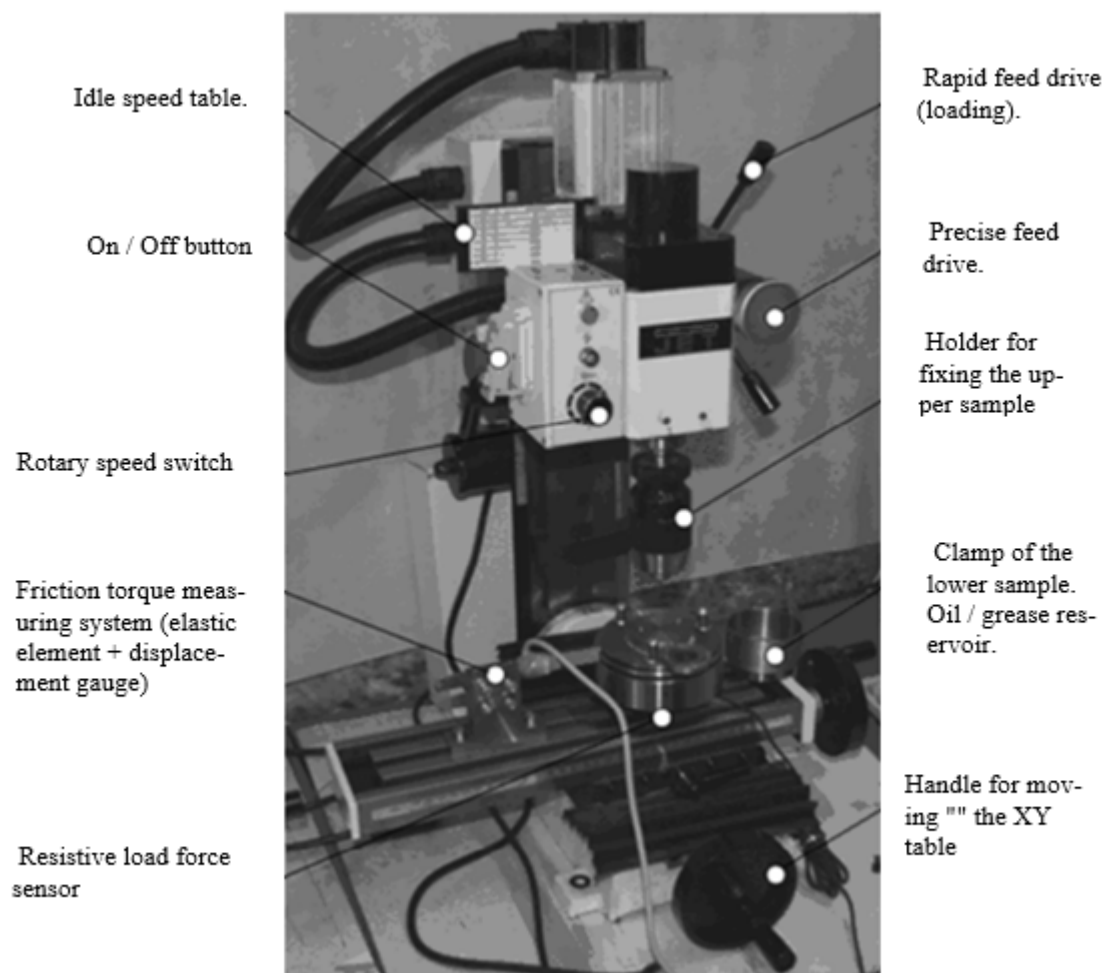


Fig.1

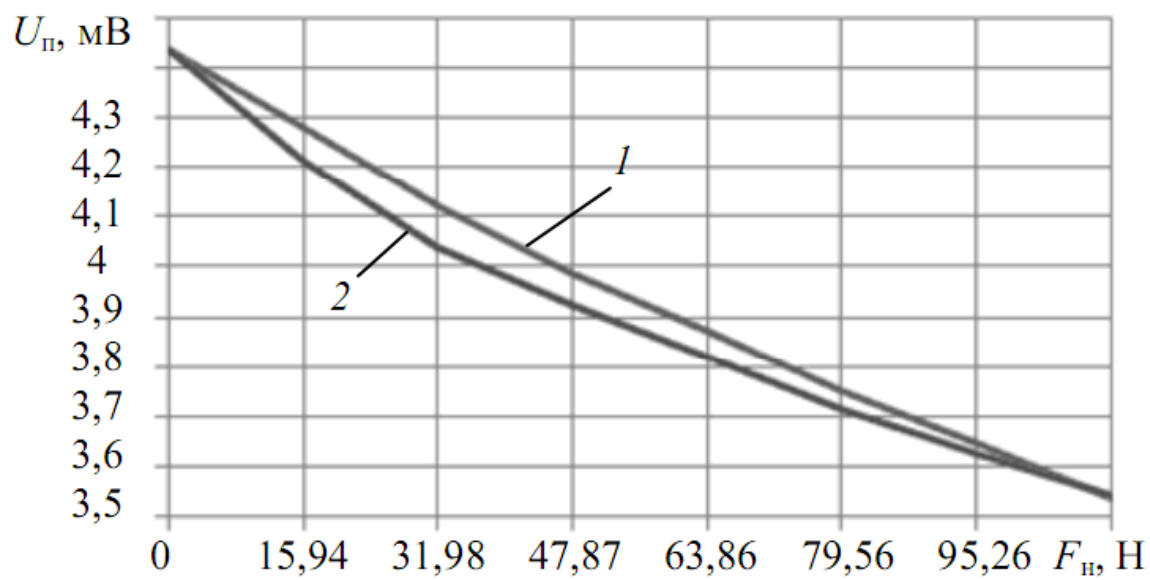


Fig.2

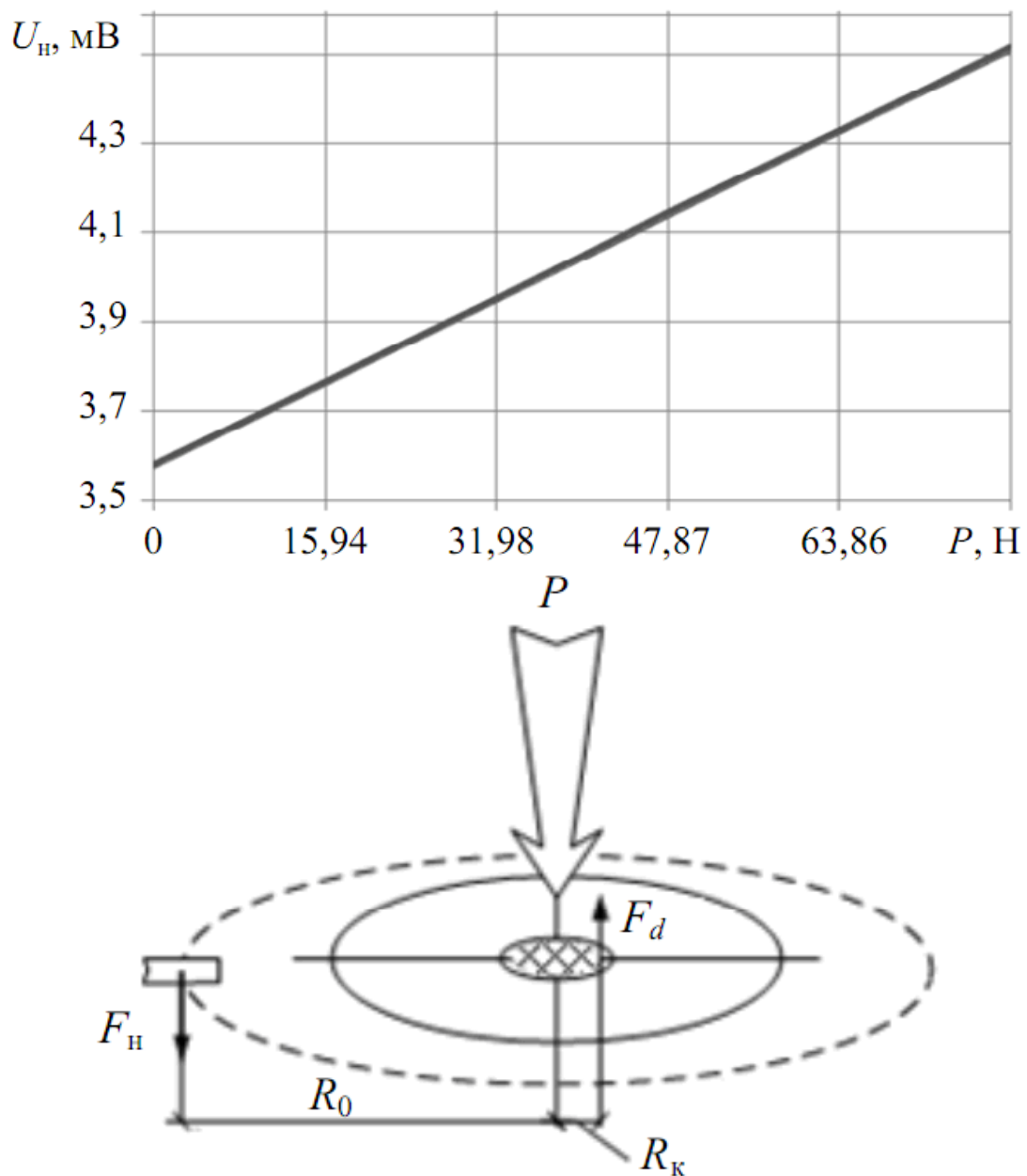


Fig.3

REFERENCES

1. Chichinadze A. V. et al. Fundamentals of tribology (friction, wear, lubrication) M.: Mashinostroenie, 2001.664 pp.
2. Kragelsky I. V. Friction and wear. Moscow: Mechanical Engineering, 1968.
3. Tochpribor. Friction machines (machines for testing friction and wear) [Electronic resource]: <<http://tochpribor-nw.ru/production/friction-testing/>>.
4. LLC MELITEK. Tribometer, rod-disk, coating durability, coefficient of friction, wear resistance [Electronic resource]: <<http://www.melytec.ru/production/nanotechnology/tribometry/>>.
5. Nanovea. Tribometer Using Superior Controlled Speed Tribology [Electronic resource]: <<http://nanovea.com/tribometers>>.
6. Concern "Nanoindustry". The friction machine is universal. MTU-1 [Electronic resource]: <<http://www.nanotech.ru/pages/about/mtu-1.htm>>.

7. Kragelsky I.V., Dobychin M.N., Komalov V.S. Fundamentals of calculations for friction and wear. Moscow: Mechanical Engineering, 1977.
8. Honeywell. HEL-700 Series Platinum RTD Temperature Sensors [Electronic resource]: <<http://lib.chipdip.ru/180/DOC000180009.pdf>>.
9. Santos T., Vilaga P., Dos Santos J., Quintino L. A new NDT system for micro imperfections detection: Application to FSW // Welding in the World. 2009. Is. 53. P. 361-366.
10. Nosko O. Analytical study of sliding instability due to velocity- and temperature-dependent friction // Tribology Lett. 2016. Vol. 61 (2), art. 1.
11. Carlson F. B., Robertsson A., Johansson R. Modeling and identification of position and temperature dependent friction phenomena without temperature sensing // IEEE Intern. Conf. on Intelligent Robots and Systems. 2015. Dec., art. 7353797. P. 3045—3051.
12. Yevtushenko A. A., Adamowicz A., Grzes P. Three-dimensional FE model for the calculation of temperature of a disc brake at temperature-dependent coefficients of friction // Intern. Communications in Heat and Mass Transfer. 2013. Vol. 42. P. 18—24.
13. Santos T. G., Vilaga P., Quintino L., Dos Santos J., Miranda R. M. Application of eddy current techniques to inspect friction spot welds in aluminium alloy AA2024 and a composite material // Welding in the World. 2011. Vol. 55, N 9—10. P. 12—18.

УДК 621.810

Петрусенко О.Д., Скалозуб Ю. В., кер. ст. викл. О.А. Мельник

Особливості класифікації і маркування сталей.

Класифікація і маркування сталей

Сталями прийнято називати сплави заліза з вуглецем, вміст вуглецю до 2,14%. Крім того, до складу сплаву входить марганець, кремній, сірка і фосфор; деякі елементи можуть бути введені для поліпшення фізико-хімічних властивостей спеціально (легуючі елементи).

За **способом виробництва** розрізняють сталі мартенівські, бесемерівські (конвертерні), електросталі і сталі особливих методів виплавки. Сталі класифікують за різними ознаками.

Хімічний склад. Залежно від хімічного складу розрізняють сталі **вуглецеві** і **леговані**. У свою чергу вуглецеві сталі можуть бути: маловуглецеві, тобто. містять вуглецю менш 0,25%; середньовуглецеві, вміст вуглецю становить 0,25-0,60%; високовуглецеві, в яких концентрація вуглецю перевищує 0,60%. Леговані сталі доповнюють хімічними елементами в різних пропорціях для покращення механічних властивостей сталей.

За **призначенням** сталі бувають: *конструкційні*, призначені для виготовлення будівельних і машинобудівних виробів, *інструментальні*, з яких виготовляють ріжучий, вимірювальний, штамповий та інші інструменти. Сталі *особливими фізичними властивостями*, наприклад, з певними магнітними характе-

ристиками або малим коефіцієнтом лінійного розширення: електротехнічна сталь і таке інше, з *особливими хімічними властивостями*, наприклад, нержавіючі, жаростійкі або жароміцні сталі.

За **якістю**, в залежності від вмісту шкідливих домішок: сірки і фосфору сталі поділяють на: сталі **звичайної якості**, які мають до 0,06% сірки і до 0,07% фосфору, **якісні** – які містять до 0,035% сірки і фосфору, **високоякісні** – містять до 0,025% сірки і фосфору, **особливо високоякісні**, які містять до 0,025% фосфору і до 0,015%.

По **ступеню видалення кисню із сталі**, (розкисленню) існують: *спокійні сталі*, тобто, повністю розкислені; такі сталі позначаються літерами "сп" наприкінці марки, *Ст5сп* к, *киплячі сталі* - слабо розкислені, маркуються буквами "кп", *Ст5кп*, *напівспокійні сталі*, що займають проміжне положення між двома попередніми; позначаються буквами "пс", *Ст5пс*.

Звичайні сталі позначають буквами "Ст" і умовним номером марки (від 0 до 6) залежно від хімічного складу і механічних властивостей. Чим більший вміст вуглецю і міцності властивості сталі, тим більше її номер. Буква "Г" після номера марки вказує на підвищений вміст марганцю в сталі. Перед маркою вказують групу сталі, причому група "А" в позначенні марки сталі не ставиться. Для вказівки категорії сталі до позначення марки додають номер в кінці відповідний категорії, першу категорію звичайно не вказують.

Ст1кп2 - вуглецева сталь звичайної якості, яке кипить, № марки 1, другої категорії, постачається споживачам за механічними властивостями, (група А).

ВСт5Г - вуглецева сталь звичайної якості з підвищеним вмістом марганцю, спокійна, № марки 5 першої категорії з гарантованими механічними властивостями і хімічним складом (група В);

ВСт0 - вуглецева сталь звичайної якості, номер марки 0, групи В, першої категорії.

. **Якісні сталі** доповнюють легуючими елементами, які в маркуванні позначаються таким чином: А – азот, К – кобальт, Т – титан, Б – ніобій, М – молібден, Ф-ванадій, В – вольфрам, Н – нікель, Х – хром, Г – марганець, П – фосфор, Ц – цирконій, Д – мідь, Р – бор, Ю – алюміній, Е – селен, С – кремній, Ч - рідкоземельні метали.

Приклади:

Сталь 45 – 0,45% вуглецю. Якісна, вуглецева.

14Г2 – низьколегована (мало легуючих елементів) якісна сталь, спокійна, містить приблизно 1,4% вуглецю і до 2,0% марганцю.

03Х16Н15М3Б - високолегована якісна сталь, спокійна, містить 0,03% С, 16,0% Cr, 15,0% Ni, до 3,0% Мо, до 1,0% Nb. Перша цифра маркування левоваї сталі завжди означає кількість вуглецю в сталі в сотнях долі процента.

40ХГС – 0,4 % вуглецю, 1% хрому, 1% марганцю та 1% кремнію.

Якщо після літери, що позначає легуючий елемент, стоїть цифра, то вона вказує зміст цього елемента у відсотках. Якщо цифри немає, то сталь містить 0,8-1,5% легуючого елемента, за винятком молібдену і ванадію (вміст яких в солях зазвичай до 0,2-0,3%).

Високоякісні сталі маркують, так само як і якісні, але в кінці марки високоякісної сталі ставлять букву «А».

У8А – високоякісна вуглецева (тому, що відсутні легуючі елементи), містить 1,8% вуглецю, А- високоякісна сталь. «А» в середині маркувального позначення вказує на наявність азоту спеціально введенного в сталь, «А» - якщо на початку маркування, це автоматна сталь для обробки на станках – автоматах.

38Х2МЮА – 0,38% вуглецю, 2% хрому, 1% молібдену, 1% алюмінію, А - високоякісна сталь.

Особливо високоякісна сталь –після маркування через тире ставлять букву «Ш»

30ХГС–Ш - 0,30% вуглецю, 0,8-1,5% хрому. 0,8-1,5% марганцю, 0,8-1,5% кремнію.

Спеціальні групи сталей позначають трохи інакше.

Шарикопідшипникові сталі маркують літерами "ШХ", після яких вказують вміст хрому в десятих частках відсотка:

ШХ6 - шарикопідшипникова сталь, що містить 0,6% хрому;

ШХ15ГС - шарикопідшипникова сталь, містить 1,5% хрому і від 0, 8 до 1,5% марганцю і кремнію.

Швидкоріжучі сталі (складно легуючі) позначають буквою "Р", наступна за нею цифра вказує на процентний вміст у ній вольфраму:

Р18-швидкоріжуча сталь, що містить 18,0% вольфраму;

Р6М5К5-швидкоріжуча сталь, що містить 6,0% вольфраму 5,0% молібдену 5,0% кобальту. Вольфрам має температуру плавлення близько 3400⁰С, що зумовлює якісну і надійну роботу сталі з вмістом вольфраму при високих температурних навантаженнях, зокрема, це стосується різальних інструментів.

Автоматні сталі позначають буквою "А" і цифрою, що вказує середній вміст вуглецю в сотих частках відсотка:

А12 - автоматна сталь, що містить 0,12% вуглецю (усі автоматні стали мають підвищений вміст сірки і фосфору);

А40Г - автоматна сталь з 0,40 % вуглецю і підвищеним до 1,5% вмістом марганцю.

Знання особливостей маркування і класифікації сталей та інших матеріалів дозволяють добре розбиратися в їх властивостях, успішно застосовувати при виборі для успішної експлуатації на флоту.

ЕКСПЛУАТАЦІЯ І РЕМОНТ СЕУ

УДК 621.56:[621.515:621.431.7-185.3

Гайдаржи П.І., Богданов М.С., кер.проф. Голіков В.А.
Національний університет «Одеська морська академія»

**Дослідження та оцінка ефективності роботи системи охолодження повітря
на вході турбокомпресора суднового малооборотного дизеля ежекційною
холодильною машиною**

УДК 621.56:[621.515:621.431.7-185.3

INCREASING EFFICIENCY OF SHIPS MEDIUM SPEED DIESEL ENGINE CIRCULATING LUBRICATING OIL USAGE

V. Kharkavenko, V. Golikov

Харкавенко В.Г., Голіков В.А.
National University "Odessa Maritime Academy", Ukraine
Національний Університет «Одеська морська академія», Україна

**Підвищення ефективності використання циркуляційних олив у судновому
середньооборотному дизелі**

ABSTRACT

The relevance of research to improve the efficiency of oil use on ships is due to the need for resource-saving operation of internal combustion engines when converting them to low-grade fuels. A simultaneous increase in the efficiency, reliability and durability of engines is possible with a good balance of the links of the diesel - fuel – lubricating oil system. The toughening of the operating conditions of engine oil in the ship's internal combustion engines in connection with the increase in pressurization and the use of deep oil refining fuels has led to the need for a comprehensive increase in the efficiency of their lubrication systems.

Keywords: resource saving, lubricating oil usage, engine lubricating oil, oil refining, diesel engine, engine operation, oil refinery complex, oil additives, oil waste, oil consumption, lubrication system.

Постановка проблеми в загальному вигляді і її зв'язок з важливими науковими чи практичними задачами

Розвиток двигунобудування супроводжується подальшим форсуванням дизелів наддувом і застосуванням високов'язких палив, що посилює умови функціонування в них моторних олив. Поглиблення переробки нафти призводить до погіршення експлуатаційних властивостей палив. При їх спалюванні в двигунах внутрішнього згоряння інтенсифікується старіння, скорочується термін служби та в цілому підвищується витрата моторних мастил. Одночасно з цим збільшується швидкість зношування та забруднення дизелів вуглецевим

відкладенням, що викликає зниження їх експлуатаційної надійності та ресурсних показників.

Формування цілей статті

Ціль цієї статті – аналіз комплексу науково-технічних рішень, що скорочують експлуатаційні втрати циркуляційних мастил в судових дизелях середньої частоти обертання і збільшують надійність і ресурсні показники цих мастил.

В умовах перехідного періоду від адміністративно-командного управління роботою флоту до його функціонування на основі ринкових відносин проблема вибору та раціонального використання паливно-мастильних матеріалів не тільки набула величезного значення як визначального фактору експлуатаційних витрат, але й дуже важлива для забезпечення економічної ресурсозберігаючої та екологічно безпечної експлуатації суден транспортного флоту [1].

Розвиток двигунобудування висуває нові вимоги до паливно-мастильних матеріалів та систем їх очищення. Форсування дизелів по наддуву та частоті обертання, використання в підшипниках тонкостінних вкладишів, зниження маслообміну за рахунок зменшення угарання олив з одночасним збільшенням терміну їх служби, застосування низькосортних палив та моторних олив з недостатньо високими функціональними властивостями, а також законодавче обмеження небезпечних викидів в атмосферу – ті умови, в яких необхідно розглядати роботу комплексу «дизель – експлуатація – паливо – оливи – очищення» на суднах з метою найбільш вигідного поєднання вхідних до нього ланок і досягнення високого техніко-економічного та екологічних ефектів.

Як впливає з матеріалів конгресу CIMAC [2], частка витрат на паливо та оливи в загальних витратах на експлуатацію суден морського флоту становить 40-70%, що пов'язано зі зростанням цін на паливно-мастильні матеріали через початок енергетичної кризи 1973-1974 рр. Внаслідок цього значно зросла увага до пошуку можливостей використання залишкових палив у середньооборотних дизелях (СОД), ширшого залучення до переробки важких сортів нафти, пошуку альтернативних палив.

Оливи, що використовуються в дизелі, повинні виконувати такі функції: зменшувати втрати потужності на тертя, знижувати знос поверхонь, що труться, відводити тепло від деталей, що нагріваються, не викликати значних (у тому числі зольних) нагаро- і лакоутворень на них, захищати поверхні деталей від корозії, забезпечувати ущільнення пари «поршень – втулка», видаляти продукти зносу та забруднення з пар тертя.

Дуже важливою властивістю мастил для судових дизелів є їх вологостійкість, тому що в умовах експлуатації морського транспорту практично завжди має місце обводнення мастил, що спричиняє гідроліз і випадання присадок в осад.

Втрата мастилом експлуатаційних властивостей при її обводненні повинна бути мінімальна. Тому дослідження щодо присадок до олив були спрямовані на створення такої їх композиції, щоб олива в умовах обводнення зберігала свої експлуатаційні характеристики. Оскільки жодна з відомих присадок не володіє всім необхідним комплексом властивостей, то використовуються композиції з кількох компонентів.

Дослідженнями [3] підтверджено можливість уніфікації суднових мастил на основі багатофункціональних присадок МАСК (многозольный алкил-салицилат кальція) та ПМС (поліметилосилоксанова рідина). Алкілсалицилати на основі кальцію та барію добре себе зарекомендували для забезпечення чистоти деталей в умовах підвищених температур у форсованих дизелях. Перевага віддається багатозольному алкілсалицилат кальцію, що володіє найбільшою термостійкістю та нейтралізуючою здатністю, що особливо важливо при роботі ДВЗ з наддувом на високосірчастих паливах.

Найкращою у поєднанні з МАСК виявилася присадка ПМС, яка забезпечила найвищий синергетичний ефект у диспергуючій дії. При їх поєднанні у співвідношенні 3:2 досягнутий оптимальний баланс за миючими і диспергуючими властивостями мастил. При цьому забезпечується хороша роздільність нерозчинної дисперсної фази забруднень мастил та ефективна робота сучасних комбінованих маслоочисних комплексів.

Моторними випробуваннями доведено раціональність добавок у запропоновану композицію модифікаторів тертя. Найвище зниження зношування деталей ДВЗ, що працюють в умовах напівсухого тертя, досягнуто застосуванням геомодифікатора тертя, MoS₂, присадки E-3000 [3]. Застосування цих модифікаторів призводить до позитивного ефекту у всьому спектрі експлуатаційних властивостей мастил, що позначається на зниженні на 30–60 % зносу циліндрової втулки у верхньому поясі та на 4–12 г/(кВт·год) витрати палив, полегшує холодний пуск дизеля та зменшує втрати на тертя [3].

Модифікатори тертя при добавці до олив не погіршують їх основних властивостей, оскільки посилюють дію більшості присадок, у тому числі багатофункціональних, що входять в оливи з високими моторними властивостями. Модифікатори «вирівнюють» епіюру зношування циліндрових втулок. Їхня ефективність зростає зі збільшенням форсування дизеля по наддуву та частоті обертання. Особливо раціональне застосування модифікаторів тертя ДВЗ, що експлуатуються при частих холодних пусках і високій частці змінних режимів роботи.

Удосконалення очищення мастил полягало у розробці нових схем очищення, поліпшенні функціональних характеристик фільтруючого елементу та центрифуг. Крім того, для дизелів великої потужності і високою прокачкою масла через мастильну систему запропонована комбінована система тонкої очистки мастил, що включає фільтр, що саморегенерується (СРФ) і центрифугу з напірним зливом. Особливістю її є підключення відцентрового очищувача для очищення циркуляційної оливи, дисперсна фаза забруднень якої, що змивається з фільтруючого елементу легко відфугується.

Новизна розроблених комбінованих систем тонкої очистки мастил полягає в:

- установці для надійного захисту пар тертя дизеля від небезпечних великих часток забруднення на повному потоці фільтру зі змінними фільтруючими елементами, що поступає в дизель, або типу, що регенерується;

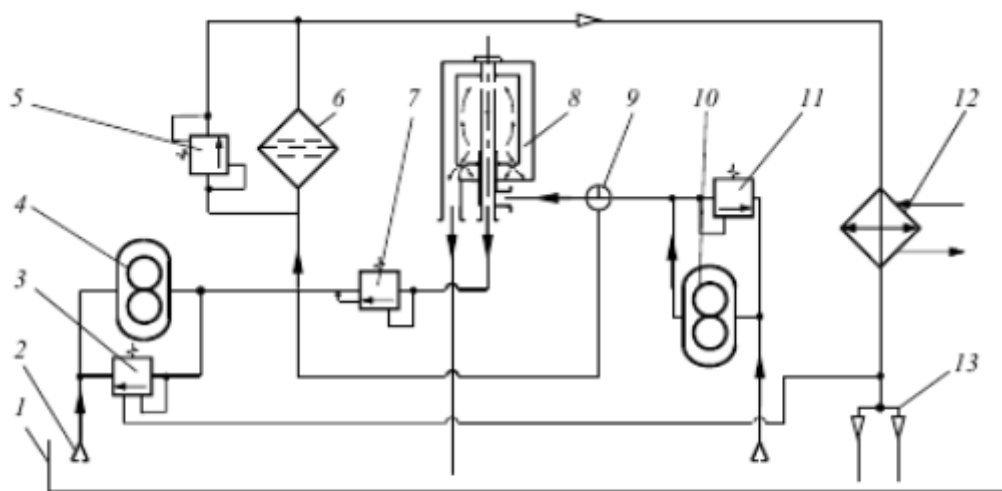
- підключенні центрифуги з непарним зливом в магістраль, що відкачує, з можливістю підтримки за рахунок підпірного клапана високого тиску оливи перед соплами гідроприводу ротора;

- поданню на фільтр заздалегідь центрифугованого мастила для зниження "брудного" навантаження на нього і збільшення терміну служби фільтруючого елементу;

- використання на центрифугі переливного клапана, що автоматично регулює потік через її ротор для досягнення мінімальної інтенсивності старіння масла;

- Підтримка постійного тиску масла перед його споживачами установкою на основному насосі дросельного розподільника зі зворотним зв'язком.

На рисунку показана схема комбінована система тонкої очистки мастил, в якій втілені вказані принципи очистки мастил в системі змащення ДВЗ з вологим картером.



Перспективная КСТОМ для судовых тронковых дизелей:
1 – картер; 2 – заборник; 3 – редукционный управляемый клапан; 4 – насос;
5 – предохранительный клапан; 6 – фильтр; 7 – напорный золотник с обратным
клапаном; 8 – центрифуга с напорным сливом; 9 – трёхходовой кран;
10 – вспомогательный насос; 11 – перепускной клапан;
12 – холодильник; 13 – распределительная магистраль

Рис 1.1. – Загальна схема комбінованої системи тонкої очистки мастила

Розроблені повнострумові масляні фільтри та комбіновані системи тонкої очистки мастил мають високі функціональні характеристики. Вони надійно, з ймовірністю 95%, захищають пари тертя дизеля від попадання частинок діаметром 35 мкм, що викликають найбільше зношування. Інтенсивність комбінованого очищення оливи від нерозчинних продуктів (НРП) у 8-16 разів вище, ніж при повнопоточному фільтруванні. Ресурс безперервної роботи КСТОМ при використанні ФМП, СРФ і ЦО типу, що самоочищається, становить 0,8–5 тис. год, трудомісткість їх обслуговування 0,3–4,5 чол.год на тис.год роботи. При підключенні центробіжного фільтра з ручним чищенням ротора тривалість роботи очистки мастила, що не обслуговується зменшується до 0,2–0,5 тис. год.

Поліпшення використання мастил на судах досягнуте застосуванням мастильних систем підвищеної ефективності. У них управління якістю моторного

мастила здійснюється за рахунок використання перерахованих в статті заходів. Комплексність підходу реалізується підбором олії з багатофункціональними присадками і комбінованих маслоочистних комплексів з виборчим відсіванням нерозчинних продуктів, прискорюючих старіння вуглеводневої основи і деталей, що інтенсифікують зношування ДВС. Модернізаційні заходи підбиралися при умові, що вони доповнюють один одного і повністю задовольняють вимогам дизеля з урахуванням його форсування і якості вживаного палива. Тільки в цьому випадку, тобто коли при вдосконаленні системи змащування враховується взаємодія ланок "дизель - паливо - олива", концепція комплексності дотримуватиметься.

Використання в суднових форсованих тронкових дизелях систем змащення підвищеної ефективності дозволило повністю нейтралізувати негативні наслідки спалювання низькосортних палив і забезпечити експлуатацію ДВС з високими економічними і ресурсними показниками. При цьому досягнута економія витрати моторного мастила, що становить в рік від 0,3 до 2,6 тонн на дизель. При комплексному підвищенні ефективності системи змащення суднових дизелів створені передумови (у більшості двигунів вони реалізовані) для збільшення ресурсу двигунів між моточищеннями і до капітального ремонту не менше чим на 15 %.

Висновки

1. Вдосконалення використання мастил в середньообертових суднових дизельних двигунах досягнуте за рахунок:

- застосування моторного мастила із запасом якості, вимогам комплексу «двигун – експлуатація – паливо – мастило – очистка», що повністю відповідають, з добре збалансованими, нейтралізуючими і диспергуючими властивостями протизносу;

- створення двоконтурної системи мастила і очищення оливи з послідовним підключенням різних за принципом дії методів очистки мастила, що забезпечують надійний захист пар тертя дизеля від абразивного зношування і ефективного видалення з оливи продуктів, що каталізують його окислення;

- розробки комплексу заходів по скороченню угарання оливи і стабілізації її витрати в експлуатації впродовж тривалого часу на низькому рівні;

- збільшення терміну служби моторного мастила шляхом комплексного вдосконалення системи змащення із заміною оливи за уточненими показниками бракувань, що враховують склад, взаємодію і вимоги ланок системи «двигун – експлуатація – паливо – мастило – очистка».

2. В результаті комплексного підвищення ефективності системи змащення суднових середньообертових дизелів вдалося:

- зберегти або збільшити не менше чим на 15 % ресурсних показників двигунів при конвертації їх на низькосортні палива;

- загальмувати за рахунок високоефективних багатофункціональних присадок старіння мастила на рівні, що дозволяє продовжити його термін служби у декілька разів;

- скоротити поліпшенням експлуатаційних властивостей мастила і маслороз'ємної дії поршневих кілець його угарання на 20-40 %;
- зменшити застосуванням високоефективних комбінованих маслоочистних комплексів в 1,3-2,4 разів інтенсивність зношування основних деталей ДВС і на 30-70 % нагаро- і лакоутворення в ЦПГ.

ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА

1. *Перминов Б. Н.* Пути повышения эффективности топливо- и маслоиспользования в судовых энергетических установках // Исследования по вопросам повышения эффективности судостроения и судоремонта. -Владивосток: ДВГТУ, 2001. - Вып. 42. - С. 190 - 195.
2. *Перминов, Б.Н.* Повышение эффективности тонкой очистки масла в судовых дизелях полнопоточным фильтрованием / Б.Н. Перминов, Г.П. Кича // Сибирский науч. вест. Российск. акад. естеств. наук. — Новосибирск: НГАВТ, 2002. - Вып. 5. - С. 14 - 22.
3. CIMAC Guidelines for the lubrication of medium speed engines. 2nd updated version, 2008.
4. *Перминов Б. Н.* Улучшение эксплуатационной экономичности дизелей по расходу моторного масла // Владивосток. - С.188 - 192.

УКД 681.518.3:621.371

Рута В.В. , Корбан В.Х.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності дистанційного контролю вологовмісту циркуляційного мастила в картері мало обертового дизеля

Abstract

A feature of increasing the efficiency of remote control of the moisture content of circulating oil in the crankcase of a low-speed diesel is the need for constant control of the moisture content of circulating oil in the diesel crankcase, as in our time The ingress of water into the crankcase leads to an increase in the moisture content of the circulating oil, which can lead to an emergency in the operation of the ship's diesel. Therefore, the analysis of maintenance of the lubrication system during the operation of the internal combustion engine showed the need to develop a remote method and device for an automated control system for the moisture content of circulating oil in the crankcase. The report presents a radio dielectric method for determining the moisture content of crankcase diesel oil and a device for its implementation.

Keywords:

Moisture content, diesel circulating oil, low-speed diesel, control system

Реферат

Особливістю підвищення ефективності дистанційного контролю вологовмісту циркуляційного мастила в картері мало обертового дизеля є необхідність постійного контролю вологовмісту циркуляційного мастила в картері дизеля, так як в наш час на суднах під час роботи ДВЗ періодично беруться проби циркуляційного мастила і визначається його якість. Потрапляння води в картер призводить до підвищення вологовмісту циркуляційного мастила, що може призвести до аварійної ситуації в роботі судового дизеля. Тому проведення аналізу обслуговування системи змащування під час роботи ДВЗ показав необхідність в розробці дистанційного метода та пристрою для автоматизованої системи контролю вологовмісту циркуляційного мастила в картері двигуна. В докладі представлено радіо діелектричний метод визначення вологовмісту картєрного мастила дизеля та пристрою для його реалізації.

Ключові слова

Вологовміст, дизельне циркуляційне мастило, мало обертовий дизель, система контролю.

Постановка завдання. Метою дослідження є вдосконалення робочого процесу двигуна й забезпечення надійності шляхом моніторингу та контролю якості системного мастила. На сам перед виявлення та шляхи видалення вологи с системі циркуляційного мастила, а також забезпечення та мінімізації впливу вологи на система змазування ДВЗ .При цьому виконується вимога: вплив на робочий процес здійснюються без зміни конструкції двигуна.

Виклад основного матеріалу дослідження

Одним із засобів індикації вологовмісту у системному мастилі головного мало обертового двигуна є впровадження діелектричних сенсорів, які здатні визначати кількість вологі у відсотковому та у масовому відношенні до циркуляційного мастила мало обертового ДВЗ. Шляхом контролю та моніторингу сенсори які здатні вимірювати діалектичну проникність тих або інших речовин та обчислювати отримані данні на окремих комп'ютеризованих пунктах збору та обробки інформації будуть видавати постійні данні отримані безпосередньо з картеру та на сам перед з мастила яке циркулює у системи змащування двигуна.

Такім чином данні з сенсору будуть оброблятися та зберігатися на комп'ютері та дозволять вести чіткий та упорядкований аудит циркуляційного мастила на вміст вологі за тривалий період. Отже можна буде отримувати та аналізувати данні безпосередньо при необхідності. А також зі спостережень розуміти природу потрапляння вологи до системи змазування ДВЗ.

Схожі системи індикації та моніторингу вже застосовуються в системах сепарації судових палив. Вони вимірюють діелектричну проникність палив і коли даний параметр змінюється, означає що середовище яке контролюються системою змінилося.

Висновки

1. Проведення контролю вологовмісту циркуляційного мастила в картері судового дизеля, якій існує наразі показав недостатню ефективність даного методу.
2. Представлений дистанційний метод та пристрій контролю вологовмісту циркуляційного мастила в картері мало обертового дизеля, базуючись на відмінності діелектричної проникності води від діелектричної проникності чистого циркуляційного мастила є більш перспективним видом контролю та автоматизації.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Маковский О.Ю., Годіков В.А. Математична модель тепла та вологообміну у картерному просторі дизеля. Матеріал науково-технічної конференції молодих дослідників. Одеса 2019. 445 - 446 с.
2. Луговий С.П., Голіков В.А. Дослідження процесів зміни етапу вологого повітря у картерному просторі малообертового головного двигуна судна. Матеріали науково-технічної конференції молодих спеціалістів. Одеса 2019. 447 – 448 с
3. Воднік Б.А., Стойков С.І., Богач В.М. Показники процесу подачі мастила в циліндри судових дизелів. Матеріали науково-технічної конференції молодих дослідників . Одеса 2019. 436 – 440 с

УДК 681.518.3:621.371

Соловйов С.Р., Корбан В.Х.

Національний університет «Одеська морська академія»

Дистанційний контроль витрати дизельного палива

У роботі розглянуто та проаналізовано радіохвильовий метод дистанційного контролю витрати дизельного палива у паливопроводі. Представлено методику та функціональну схему пристрою. Проведено аналіз принципу виміру дистанційного виміру витрати дизельного палива, що тече по паливопроводу.

Ключові слова: доплерівська частота, швидкість руху палива, кут прийому луно-сигналу, довжина випромінюваної хвилі, частота луно-сигналу, швидкість потоку палива в паливопроводі, масова витрата дизельного палива.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими та практичними завданнями. Паливна система дозволяє подавати дизельне паливо до головного дизеля, дизель генератора та допоміжного парового котла (витратна паливна система). На витратних паливних трубопроводах встановлюються манометри та термометри. До найскладніших процесів

експлуатаційних властивостей відносяться подача та контроль витрати пального дизелем. Проведений аналіз схеми паливної системи дизельної установки показав відсутність автоматичної дистанційної системи контролю за витратою дизельного палива, яка характеризує технологічний процес роботи дизеля. Великі можливості дистанційного контролю витрати палива в паливопроводі мають радіотехнічні безконтактні методи.

Аналіз останніх досягнень та публікацій на тему дослідження. На сучасних судах кількість вимірювальних приладів значно зростає, оскільки управління технічною та комерційною експлуатацією транспортних засобів пов'язане з отриманням, аналізом та передачею споживачеві великої кількості інформації про різні процеси та властивості суднових систем та обладнання. [1-4]. Передається оператором або автоматично різноманітна інформація про потужність, температуру, тиск, технічний стан, витрату рідини або газу. Однак, до теперішнього часу автоматична система дистанційного контролю витрати дизельного палива відсутня.

Формування цілей статті. Метою цієї статті є обґрунтування та розробка дистанційного радіотехнічного методу вимірювання витрати дизельного палива та пристрою для його реалізації.

Виклад матеріалу дослідження. В даний час на суднах морського флоту використовуються технології обробки палива, що зберігаються в міждонних танках; бортових, підвісних, відстійних та видаткових цистернах запасу. Перекачування палива здійснюється насосами, спроектованими на роботу з паливами, що мають кінематичну в'язкість 600 сСт на їх всмоктуванні при температурі 43°C (тобто. повинна дотримуватися температура плинності). Однак, парафінові палива призводять до забивання фільтрів та витрати часу на нагрівання палива. При перекачуванні палива відбуваються його протікання через паливний насос високого тиску, а дренажна система удосконалюється шляхом розміщення двох переливних танків із трубопроводами важкого палива та низькосірнистого; а також до встановлення додаткового трубопроводу із переливної цистерни.

До найскладніших процесів експлуатаційних властивостей палива належать: подача палива в двигун, сумішоутворення, займання, горіння, утворення різних видів відкладень, корозія та контроль витрати палива.

Велика різноманітність типів дизельних палив морських суден потребує розвитку робіт у галузі дистанційного автоматичного безперервного вимірювання витрати дизельного палива, пошуку ефективніших принципів побудови вимірювальних систем, здатних працювати у складних експлуатаційних умовах за зміни властивостей контрольованого дизельного палива.

Розглянемо доплерівські вимірювачі, до складу яких входять випромінюючі антени, що направляють хвилеводи та резонатори, і працюють у сантиметровому діапазоні довжин хвиль. Радіохвильові вимірювачі забезпечують отримання усередненої інформації про потік та дозволяють контролювати паливний оптично непрозорий потік.

Застосування випромінюючих та приймальних антен забезпечує безконтактне дистанційне вимірювання витрати дизельного палива у паливопроводі. Реалізація радіохвильового вимірювача витрати дизельного палива заснована на зондуванні безперервними або імпульсними електромагнітними хвилями і, при взаємодії електромагнітної хвилі з потоком дизельного палива, що рухається, в паливопроводі, частота опромінюючої хвилі f_0 змінюється значення доплерівської частоти f_g .

Сутність ефекту Доплера полягає в наступному:

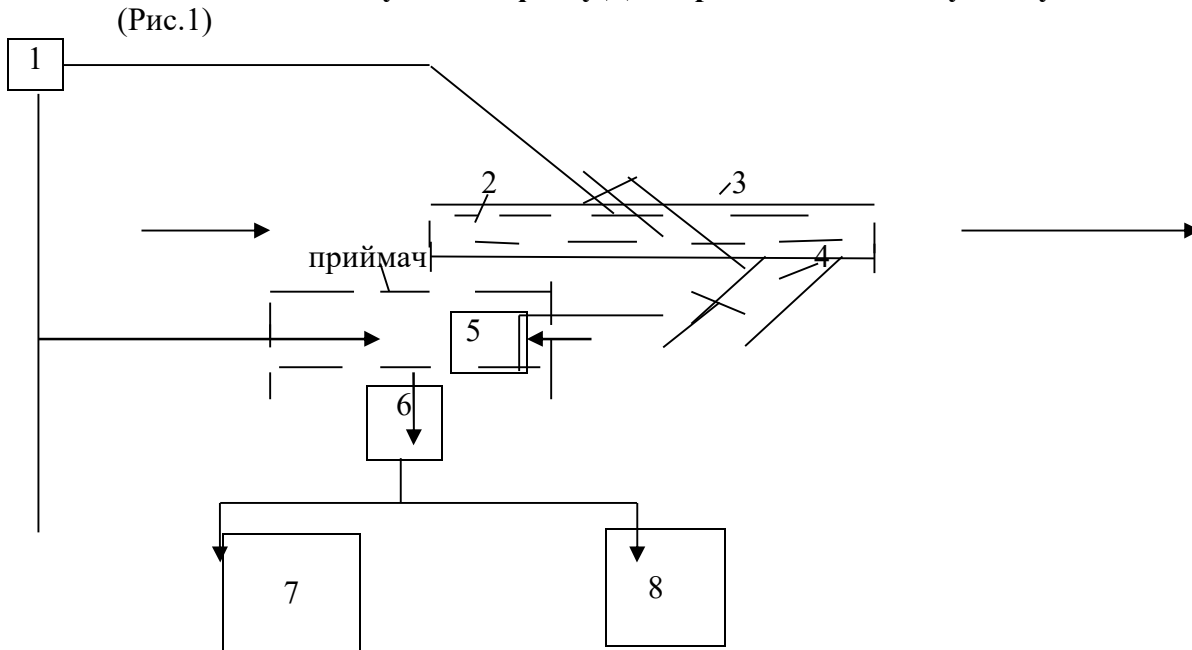


Рис.1 Функціональна схема пристрою дистанційного виміру витрати дизельного палива.

- НВЧ генератор.
- Паливопровід.
- Передавальна антена.
- Приймальна антена.
- Змішувач двох сигналів.
- Фільтр для фільтрації непотрібних частот.
- Вимірювач вихідної напруги.
- Вимірювач доплерівської частоти f_g .

$$f_g = 2v \cos \theta / \lambda \quad (\text{Рис.1})$$

При нерухомому джерелі випромінювання електромагнітної хвилі паливо в паливопроводі рухається зі швидкістю v вектор, який утворює кут θ , по відношенню до прийому, відбитого від палива сигналу. Так як генератор НВЧ і приймач нерухомі по відношенню до дизельного палива, що рухається в паливопроводі, то $f_g = f - f_0$ (f_0 - Частота випромінюваної хвилі, f - Частота хвилі, що приймається). Ці дві частоти подаються на змішувач (5) приймача і його виході утворюється напруга доплерівської частоти, яке після посилення надходить на частотомір

(8). За значенням доплерівської частоти визначається швидкість(v) руху дизельного палива у паливопроводі.

За щільністю дизельного палива у паливопроводі, площі його поперечного перерізу (S) на вимірювальній ділянці та швидкості(v) руху дизельного палива до паливопроводу, визначається масова витрата палив, відповідно до наступної залежності:

$$Q = SP \cdot v \quad (2)$$

При впровадженні доплерівських вимірювачів витрати дизельного палива в паливопроводі необхідно враховувати властивості дизельного палива, що розсіюють, їх електрофізичні параметри (діелектричну (Σ) проникність палива), а також враховувати той факт, що вимірюється доплерівська частота, що відповідає середній швидкості руху дизельного палива.

З урахуванням діелектричної проникності (Σ) дизельного палива та його зв'язку з щільністю палива (P), масова витрата палива дизельного палива визначається за умови:

$$Q = S \cdot v \frac{\Sigma - 1}{\Sigma + 2} \frac{4P}{3} \frac{N\beta}{\mu} \quad (3).$$

Де: N – Число Авогадро;

μ - Молекулярна маса дизельного палива;

β – поляризуємість молекул дизельного палива.

Висновки та перспективи подальшої роботи за цим напрямком:

1. Обґрунтовано дистанційний метод контролю масової витрати дизельного палива під час роботи суднового дизеля.
2. Розроблено функціональну схему автоматичного пристрою вимірювання масової витрати дизельного палива при роботі дизеля.
3. Подальші дослідження в цьому напрямку будуть орієнтовані на розробку радіофізичної моделі взаємодії електромагнітної хвилі та дизельного палива з урахуванням його діелектричної проникності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. «Технології використання палив у суднових енергетичних установках» Навчальний посібник. Одеса – 2018 (168 стор.) – І.В. Логішев, Л.М, Царьов.
2. «Характеристики та властивості морських сортів палива. Особливості паливовикористання» Одеса: ОГМА-2000 (51 стор.) - Калугін В.М.
3. "Технічна експлуатація систем СЕУ: Навчальний посібник". Вінниця. Видавництво «Сівба НТУ» – 2005 (135 стор.) – Лісняк Ю.А., Літошенко В.М.
4. "Експлуатація суднових дизельних енергетичних установок" Транспорт - 1996 (432 стор.) - С.В. Калекін, І.В. Возницький, В.Ф. Большаків

PURIFICATION OF OILY WATER IN MARINE POWER PLANT BY CAVITATION METHOD

Shekhovtsov D., Korban V.

Шеховцов Д.С., Корбан В.Х.

National University "Odessa Maritime Academy", Ukraine

Національний Університет «Одеська морська академія», Україна

Очищення нафтовмісних вод у судновій енергетичній установці кавітаційним засобом

ABSTRACT

In this paper we showed that spherical water globule is changing its form under the impact of electric field, resulting in overcoming of surface tension forces and crushing of water globule into small particles. Decay of elongated globule of water under the influence of electro-magnetic field begins when the length of globule starts exceeding cross-sectional circumference and also when electrostatic repulsion between dipoles occurs. The content of oil impurities creates conditions for the occurrence of electrochemical processes that cause the formation of free electrical space charges. Free space charges of water globules in the form of dipoles, under the action of an alternating electromagnetic field, emitted by an Archimedean spiral antenna, make oscillatory movements leading to the phenomenon of electrocavitation. The synergistic action of the electromagnetic field leads to the fragmentation of water globules and to intensive mixing of finely dispersed globules containing petroleum products, causing the formation of a homogeneous medium. By irradiating such a medium with an electromagnetic wave of circular polarization, oily components are removed from the water globules and it is purified. Rotation of globules in an electromagnetic field reduces the strength of adhesion and oil particles float to the surface of the solution and are sucked into a special container.

Keywords: electromagnetic cavitation, adhesion, water globules, rotation of water dipoles in a magnetic field, Archimedean spiral antenna, water pollution with oil products

Постановка проблеми в загальному вигляді і її зв'язок з важливими науковими чи практичними задачами

Існуючі на суднах методи й установки очищення нафтовмісних вод не задовільняють необхідності судноводіїв у використанні води після очищення, оскільки мають суттєві недоліки. Удосконалення існуючих установок призводить до їх подорожчання й збільшення складності в експлуатації, не зважаючи на автоматизацію очисних процесів.

Аналіз останніх досягнень і публікацій, у яких розпочато вирішення даної проблеми та виділення невирішених раніше частин загальної проблеми

У роботі [1] наведені способи очищення, пристрої й експлуатація систем очищення нафтовмісних вод. Представлений фізичний, хімічний і біологічний методи. Представлена технологія очищення нафтовмісних вод.

Вказані їх переваги і недоліки.

У [2] наведене електрохімічне очищення нафтовмісних вод. Вказані суттєві недоліки електрокоагуляції. У [3] представлена сучасна технологія очищення нафтовмісних вод, вказані недоліки.

Формування цілей статті

Ціль даної статті – аналіз особливостей використання радіотехнічного методу очищення нафтовмісних вод на судні.

Виклад матеріалу досліджень з обґрунтуванням отриманих наукових результатів

Розглянемо методику очищення нафтовмісних вод способом електромагнітної кавітації. Будемо опромінювати об'єм нафтовмісної води електромагнітною хвилею кругової поляризації. Розглянемо взаємодію рухомих вгору молекул води з електромагнітною хвилею, яка залежить від величини магнітної індукції. У відповідності до [4], на водяні частинки, що рухаються у електромагнітній хвилі, діють сили Лоренца

$$F_{\text{л}} = q|VB|, (1)$$

де q – заряд частинки,

V – вектор її швидкості,

B – вектор магнітної індукції

Векторний добуток у (1) можливо представити у вигляді

$$F_{\text{л}} = q|V||B|\sin\alpha, (2)$$

де α – кут між векторами V і B .

Частинка у електромагнітному полі хвилі буде рухатися по траєкторії у вигляді гвинтової лінії, вісь якої паралельна вектору індукції магнітного поля, а радіус визначається з відомої умови

$$R = \frac{mV\sin\alpha}{qB}, (3)$$

де m – маса частинки, тоді момент кількості руху частки води представляється у вигляді

$$L = mVR\sin\alpha. (4)$$

Підставимо в (4) замість радіусу R його значення з (3), тоді момент кількості руху запишемо наступним чином

$$L = \frac{m^2 V^2 \sin^2 \alpha}{qB}. (5)$$

Уявимо собі що у електромагнітному полі хвилі рухаються дві частинки води з однаковими швидкостями, але з різними масами m_1 та m_2 . Причому заряди цих частинок рівні за величиною і протилежні за знаком, а відстань між частинками така що можна знехтувати силами взаємного притягування. Оскільки заряди цих частинок протилежні за знаком, то під дією сили Лоренца вони будуть обертатися правою і лівою спіралями. Сумарний момент цих частинок стане дорівнювати алгебраїчній сумі їх моментів, тобто [5]

$$L_{\Sigma} = \frac{m_1^2 V^2 \sin^2 \alpha}{qB} - \frac{m_2^2 V^2 \sin^2 \alpha}{qB}. \quad (6)$$

Після перетворення

$$L_{\Sigma} = \frac{(m_1^2 - m_2^2) V^2 \sin^2 \alpha}{qB} \quad (7)$$

або з використанням тотожності про рівність квадратів,

$$L_{\Sigma} = \frac{m_{\Sigma} \Delta m V^2 \sin^2 \alpha}{qB}, \quad (8)$$

де m_{Σ} – сума мас усіх частинок,

Δm – їх різниця.

Якщо систему, що складається з рівного числа позитивно і негативно заряджених частинок води різної маси, пропустити через електромагнітне поле, то сумарний момент її кількості руху буде відмінним від нуля, а нулю дорівнює при однаковій масі частинок.

Якщо ж водяні частинки утворюють електричний диполь, який складається з двох протилежних зарядів, рівних за абсолютною величиною і маючих тісний зв'язок, тоді основною фізичною характеристикою такого диполя є відомий з фізики електричний дипольний момент

$$P = qr, \quad (9)$$

де r – вектор, спрямований від негативного заряду до позитивного, довжина якого дорівнює відстані між центрами зарядів.

На кожний заряд диполя в електромагнітному полі діють сили Лоренца, протилежно спрямовані на заряди з різними знаками. В результаті на диполь діє момент сил Лоренца, який визначається за відомою формулою

$$M_L = P \times |VB|, \quad (10)$$

який орієнтує його вздовж напрямку, що перпендикулярний до площини, яка утворена векторами індукції магнітного поля B і вектором швидкості електричного диполя V (Лоренцевий напрямок).

Представляє інтерес розгляд випадку взаємодії електричного диполя з електромагнітним полем, коли заряди зосереджені у різних за величиною масах, а між зарядами відсутній жорсткий зв'язок. Тоді кожний з зарядів має обмежений ступінь свободи, що дозволяє йому описувати спіральну траєкторію, а радіус такої траєкторії буде обмежений довжиною і характером зв'язку між зарядами. Для обліку параметрів зв'язку зарядів у формулу моменту кількості руху можна ввести коефіцієнт вихроутворення K , значення якого змінюється від 0 до 1 [4]

$$L_{\Sigma} = \frac{Km_{\Sigma}\Delta mV^2\sin^2\alpha}{qB}. \quad (11)$$

При відсутності взаємодії між зарядами, $K = 1$, а у випадку з'єднання зарядів у жорсткий диполь – $K = 0$.

Розглянемо молекулу води, що переміщується вгору у нафтовмісному обсязі води у електромагнітному полі. Молекула води являє собою реальний електричний диполь, що має великий дипольний момент, який дорівнює 1,84 дебая. Такий електричний диполь має різні заряди і маси, які обертаються у протилежних напрямках, а загальний момент кількості руху відрізняється від нуля. Коефіцієнт вихроутворення молекули води також буде відрізнятися від нуля.

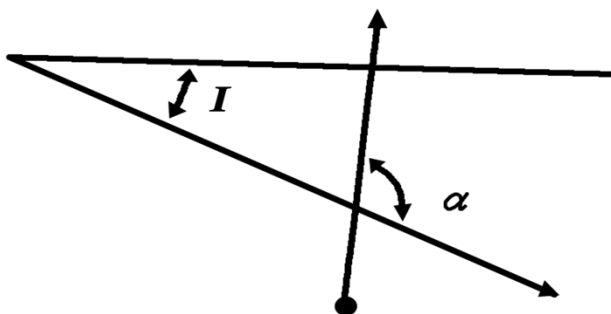
Момент кількості руху молекули води залежить від її взаємодії з електромагнітним полем хвилі.

Розглянемо функцію цієї залежності при переміщенні молекули води вертикально догори (висхідний потік) у електромагнітному полі хвилі зі швидкістю V . Сумарний момент кількості руху запишеться у вигляді [4, 5]

$$L_{\Sigma} = \frac{cV^2\sin^2\alpha}{B}, \quad (12)$$

де

$$c = \frac{Km_{\Sigma}\Delta m}{q}. \quad (13)$$



Мал. 1 – Переміщення молекули води у висхідному потоці маси води, що обертається

На нашу думку, моделлю обертання диполю води може служити спіраль – евольвента кола, що представлена лінією, яка описується кінцем M (мал. 2) натягнутої нитки LM , яка намотується або змотується з круглої котушки D_0LL_1 [6].

Евольвента кола, через загальні властивості евольвенти будь-якої лінії, має наступні властивості:

- вона перетинає усі дотичні цього кола під прямим кутом. Зокрема, евольвента складає у початковій точці D_0 прямий кут з дотичною D_0F_0 ;
- зворотньо, нормаль MH до евольвенти служить дотичною до кола. При цьому точка дотику L є центром кривизни евольвенти, тому відрізок ML – це радіус кривизни евольвенти.

$$R = ML. (14)$$

Зокрема, у початковій точці D_0 радіус кривизни евольвенти дорівнює нулю, тобто

$$R = 0; (15)$$

- радіус кривизни R евольвенти зростає в міру віддалення точки

M від початкової точки; його прирощення $R_1 - R = M_1L_1 - ML$ дорівнює довжині відповідної дуги LL_1 кола

$$R_1 - R = LL_1 (16)$$

Зокрема, на ділянці D_0M евольвенти, прирощення радіусу кривизни дорівнює $R_M - R_0 = R_M$, при чому

$$R_M = D_0L = k\alpha, (17)$$

де $\alpha = \angle D_0OL$ – кут повороту радіусу OL від початкового положення OD_0 ;

- по побудові евольвенти не проникає всередину кола O . Тому при проходженні точки M через початкову точку D_0 напрямок руху змінюється на протилежний, тобто D_0 - точка повернення евольвенти.

Можна провести зіставлення правої (лівої) гілки евольвенти кола з правою (лівою) архімедовою спіраллю з тим самим параметром $k = OD_0$ (тобто з шагом $2\pi a = D_0E_0$), що і евольвента кола. Нехай ця спіраль (пунктирна лінія на мал.2) виходить з центру O даного кола за напрямком променя OX' , який отримується поворотом початкового радіусу OD_0 на кут $-90^\circ (+ 90^\circ)$. Точка G , що описує спіраль, необмежено наближається до евольвенти: найкоротша відстань точки G до евольвенти (вона вимірюється відрізком GM нормалі LH евольвенти) уже наприкінці 1-го витку складає лише 1 % від кроку спіралі.

З іншого боку, полярний радіус ON спіралі, який складає кут $-90^\circ (+ 90^\circ)$ з радіусом OL , має таку ж довжину $k\alpha$, що і відрізок LM . Це означає що основа перпендикуляра, який опустили з центру O на дотичну MT евольвенти, описує архімедову спіраль.

Полярне рівняння евольвенти кола (полюс O – центр наданого кола; полярна вісь OX спрямована за початковим радіусом OD_0) має вигляд [6]

$$\varphi = \frac{\sqrt{\rho^2 - k^2}}{k} - \arccos \frac{k}{\rho}, \quad (18)$$

де k – радіус кола.

Параметричні рівняння записуються у вигляді

$$x = k (\cos \alpha + \alpha \sin \alpha);$$

$$y = k (\sin \alpha - \alpha \cos \alpha), \quad (19)$$

де $\alpha = \angle D_0OL$.

Довжина s дуги D_0M

$$s = \frac{1}{2} k \alpha^2 = \frac{1}{2} \frac{(k\alpha)^2}{k} = \frac{1}{2} \frac{ML^2}{OL}. \quad (20)$$

Для отримання відрізка тієї ж самої довжини проводиться пряма $MV \perp OM$ до перетину у точці V з продовженням радіусу OL . Половина відрізка OV за довжиною дорівнює дузі D_0M

$$s = D_0M = \frac{1}{2} OV. \quad (21)$$

Площина S сектору D_0OM , який описаний полярним радіусом, а також площа S_1 криволінійного трикутника LMD_0 , основою якого служить відрізок LM , а боковими сторонами – дуги D_0L кола й D_0M евольвенти, втричі менше площини трикутника OMV

$$S = S_1 = \frac{1}{3} \text{пл. } OMV = \frac{1}{6} k^2 \alpha^3. \quad (22)$$

Натуральне рівняння лінії зв'яже довжину s її дуги D_0M , яка відраховується від деякої точки M_0 , та радіус кривизни R і у точці M має вигляд [4,5]

$$R^2 = 2ks. \quad (23)$$

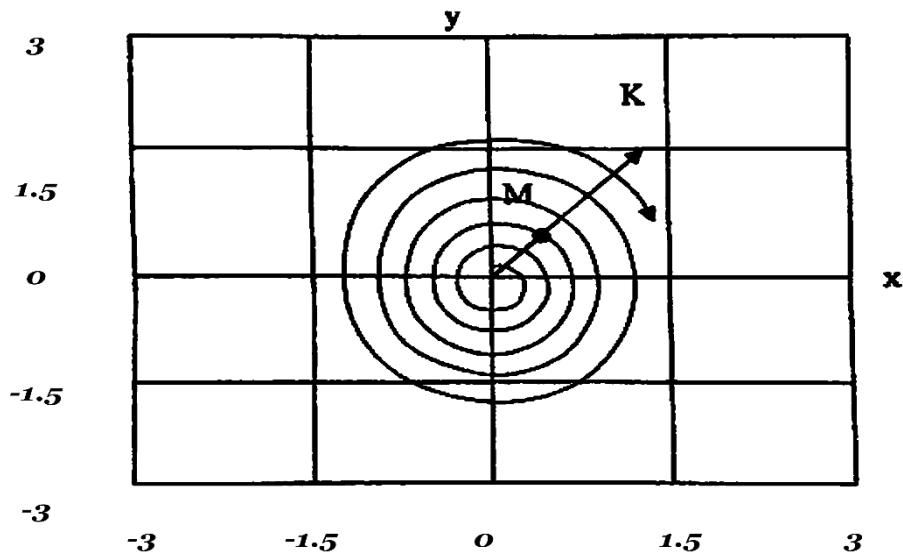
На мал. 4 показаний рух кожної з трьох точок спіралі за час t залежностями $x(t)$ і $y(t)$, близькими до синусоїди, у результаті чого траєкторія руху молекули нафтовмісної води на площині XY виявляється спіраллю

Використовуючи рівняння (18), (19) та (23) легко змодельовати фізичні процеси у об'ємі нафтовмісної води, що і буде виконано авторами надалі.

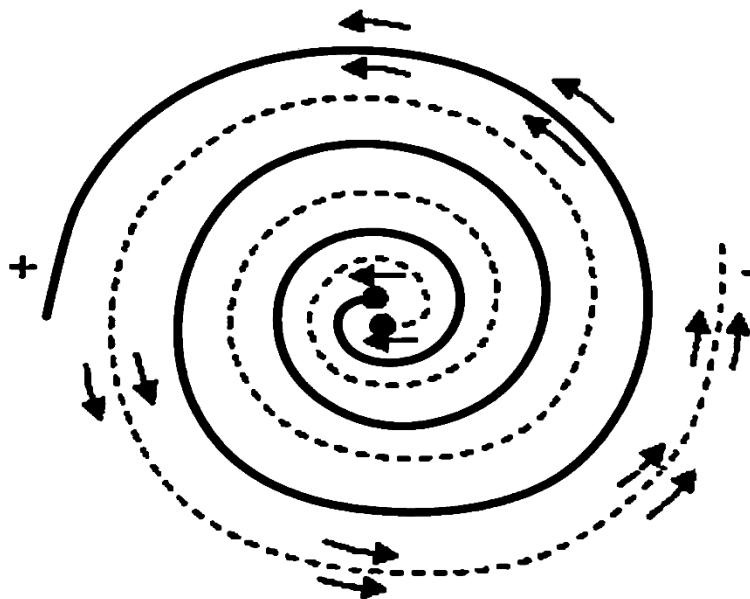
При радіотехнічному методі очищення нафтовмісних вод використовуються двозахідні архімедові спіральні антени кругової поляризації.

Принцип дії двозахідної архімедової спіральної антени можна пояснити, якщо роздивлятися її наближено як двопровідну лінію, якою поширюється бігуча хвиля, при чому струм в одному з провідників запізнюється відносно

струму у іншому провіднику [9]. Остання обставина і призводить до випромінювання.



Мал.4 – Рух поляризованих молекул нафтовмісної води у спіралі



Мал.5 – Принцип дії двозахідної архімедової спіральної антени

Нехай провідники збуджуються у центрі антени у протифазі (мал.5)

Якщо обмотка рівномірна, то для суміжних елементів двох провідників різниця ходу за проводом спіралі від центру, дорівнює

$$\Delta = \pi \rho_0 = 2m - 1, \quad (24)$$

де ρ_0 – середній радіус витка спіралі.

Оскільки обидва проводи збуджуються у протифазі, то різниця фаз струмів у сміжних елементах дорівнює

$$\psi = k \Delta + \pi = \frac{2\pi}{\lambda} + \pi. (25)$$

Умова синфазності, коли $\varphi = 2\pi m$ (де m – ціле число), має вигляд

$$\frac{2\pi}{\lambda} \rho_0 = 2m - 1. (26)$$

При цьому обидва проводи утворюють «резонансні» кільця з бігучою хвилею. Саме ці кільця і утворюють основну частку випромінювання, оскільки випромінювання останніх витків буде значною мірою взаємно компенсуватися. Найбільшу практичну цікавість представляє перший резонанс ($m = 1$), оскільки він забезпечує осьове випромінювання поля обертової поляризації. З огляду інтенсивного випромінювання першого резонансного кільця амплітуда струму поза нього (при $\rho > \rho_0$) різко зменшується.

При зміні довжини хвилі змінюється пропорційно й радіус резонансного кільця, а електричні параметри антени залишаються незмінними. Таким чином, спіраль буде являти собою широкосмугову антену. Найбільша робоча довжина хвилі $\lambda_{\text{макс}}$ визначається максимальним радіусом спіралі $\rho_{\text{макс}}$

$$\lambda_{\text{макс}} = 2\pi\rho_{\text{макс}} (27)$$

Виводи та перспектива подальшої роботи за наданим напрямком

1. Представлена радіотехнічна модель очищення нафтовмісних вод з використанням електромагнітної поляризації;
2. Проведений аналіз взаєморозташування дипольних молекул нафтовмісних вод з електромагнітними полями хвилі кругової поляризації;
3. Подальші дослідження будуть направлені на розробку пристрою який реалізує радіотехнічний метод очищення нафтовмісних вод.

Література

1. Степаненко В.Д. Радіолокація в метеорології. – Л.:Гідрометеоіздат, 1966. – с.350
2. Погосян Х.П. Циклони. – Л.:Гідрометеоіздат, 1976. – 74 с.
3. Каганов В.І. Приборкання тропічного циклону // Наука і життя, № 8, 2006. – с.104 – 107
4. Манташ'ян П. Вихори від молекули до галактики // Наука і життя, №2, 2008. – 114 – 119 с.
5. Вигодський М.Я. Довідник з вищої математики. – Вид. «Наука», 1965. – 870 с.
6. Лавров А.С., Резніков Г.Б. Антенно-фідерні пристрої. – М.: Радянське радіо, 1974. – 366 с.

7. Сурін С.М. Основи водоконтролю і водообробки на морських судах. – Одеса: ОНМА, 2002
8. Сурін С.М., Калугін В.Н., Логішев І.В. Технології обробки води в суднових енергетичних установках: Навчальний посібник для курсантів і студентів морських ВНЗ. – Одеса.: ОНМА, 2018. – 98с.
9. Суднові установки очищення нафтовмісних вод. Способи і схеми очищення, пристрій, використання і експлуатація: Навчальний посібник / Н.Г. Єрмошкін, В.Н. Калугін, Е.В. Корнілов, І.Н. Кулешов / Під заг. ред. А.Н. Піпченко. – Одеса: Фенікс, 2004

УДК 621.431.7.03-523.8-048.78

Коваль М.А., Євсєєв М.Д. кер. проф. Нікольський В.В., Оженко Є.М., Нікольський М.В.

Національний Університет «Одеська морська академія»

Аналіз шляхів підвищення працездатності системи електронного управління подачею палива суднового малообертового дизеля

Сучасні світові тенденції по зменшенню викидів CO_x , NO_x вимагають від виробників суднових дизелів вдосконалення систем управління малообертових дизелів (МОД) з електронним управлінням подачею палива.

Відомий виробник MAN-B&W наряду з іншими виробниками сучасних МОД з електронним управлінням постійно проводить роботи по підвищенню їх працездатності виходячи з практики експлуатації та обслуговування. І якщо механічна система вже багато часу, як відпрацьована, то електро-гідравлічна система подачі палива постійно вдосконалюється. MAN-B&W є провідним виробником у Світі розвитку паливних систем безпосередньої дії з гідроприводом паливного насосу, до складу якого входить пропорційний клапан подачі гідравлічної рідини Fiva-valve.

В роботі клапану спостерігаються процеси, які призводять до його неповного відкриття або зачинення.

Тому роботи, які пов'язані з підвищенням працездатності електро-гідравлічної системи подачі палива, зокрема Fiva-valve, є актуальними як з наукової, так і з практичної точки зору.

Так, в роботах [1, 2] проведено дослідження по заміні в клапані Fiva-valve типу приводу, а саме соленоїд замінено на сервомотор, який приводиться в дію двома «цифровими» клапанами. Було створено імітаційну електро-гідравлічну модель в середовищі SimInTech, яка показала свою працездатність при роботі в малообертових двигунах. Крім того, в дослідженні були застосовані умови роботи відповідно до середньообертових двигунів. В результаті чого було отримано негативний результат – електрогідравлічний привод клапану Fiva-valve нездатен задовольнити час спрацьовування. Тому наступні дослідження були

спрямовані на пошук рішень, які дозволяють прискорити час спрацьовування Fiva-valve та підвищити працездатність електрогідравлічної системи.

На першому етапі дослідження нами пропонується замінити привод Fiva-valve за допомогою «цифрової» рідини та принципу «мінімізації» на елементарні клапани [8].

Цифрова система клапанів складається з дискретних компонентів, які можуть бути відкриті (включені) або закриті (вимкнені).

Технологія цифрових клапанів нараховує три способи управління:

- технологія вмикання / вимикання для одного клапану. Її недолік – це погана керованість через відсутність «тонкого» регулювання. Робота клапану супроводжується гідроударами;

- технологія комутації, яка стосується теж одного клапану, полягає в управлінні з високою частотою за допомогою широтно-імпульсної модуляції або імпульсно-частотної модуляції;

- технологія паралельного з'єднання полягає у використанні декількох клапанів різного або однакового розміру. Вихід паралельного з'єднання - це число дискретних значень.

«Мініатюризація» полягає в заміні великих компонентів на декілька менших. В результаті завдяки зменшенню загальних розмірів, обсягів і маси компонентів відбувається зменшення часу спрацьовування та, відповідно, зменшення необхідної енергії управління. При рівній площі потоку одного великого клапану і декількох малих клапанів значно скорочується їх момент інерції в порівнянні з одним великим клапаном.

На другому етапі дослідження пропонується здійснити заміну приводу клапану на основі соленоїда на п'єзоелектричний складальний стовп. В роботах [3-8] були запропоновані варіанти заміни гідроприводу та електромагнітного на п'єзоелектричний.

Таким чином, дослідження шляхів підвищення працездатності системи електронного управління подачею палива суднового малообертового дизеля є актуальними.

Ключові слова: Fiva-valve, цифрова рідина, принцип мінімізації, працездатність малообертового дизеля, система електронного управління

ЛІТЕРАТУРА:

1. Лук'янюк А.А., Нікольський В.В. Підвищення надійності системи подачі палива суднового дизеля з електронним управлінням // Матеріали науково-технічної конференції «Суднові енергетичні установки: експлуатація і ремонт», 18.11.2020. – Одеса: НУ «ОМА», 2020. – С. 85 - 92.

2. Лук'янюка А.А. Підвищення надійності електронної системи подачі палива суднового малообертового дизеля: дипл. Робота магістра. – НУ «ОМА». – 90 с.

3. П'єзоелектричний привід впускного клапану двопаливного ДВЗ: звіт з НДР: ДР № 0117U002744 / кер. роботи В.В. Нікольський, відповідальний виконавець В.Є. Лисенко. К.: УКРНТЕІ, 2020 – 65 с.

4. Голіков В.А., Нікольський В.В., Оженко Є.М., Нікольський М.В. Модернізація комп'ютерно-інтегрованої системи подачі палива ДВЗ // Інформаційні технології та комп'ютерне моделювання; матеріали статей Міжнародної науково-практичної конференції, м. Івано-Франківськ, 18-22 травня 2020 року. – Івано-Франківськ: 2020 – С. 188 – 191.

5. Нікольський В.В., Лысенко В.Е., Никольский М.В. Конструктивные решения клапана подачи газа с пьезопреобразователями // Матеріали науково-технічної конференції «Суднові енергетичні установки: експлуатація і ремонт», 21.11.2019. – Одеса: НУ «ОМА», 2019. – С. 306-310.

6. Никольский В.В., Никольский М.В., Лысенко В.Е. Модель пьезоэлектрического преобразователя клапана подачи газа в судовой дизель-генератор // Вісник Черкаського державного технологічного університету: технічні науки. – Черкаси: ЧДТУ, 2019. – №3. – С. 25 – 30.

7. Оженко Є. М. Моделі, методи та засоби покращення системи подачі палива суднового дизеля на базі п'єзоелектричних перетворювачів: дис... канд. техн. наук. – НУ «ОМА», 2018. – 166 с.

8. Лисенко В. Є. Комп'ютерно-інтегрована система подачі газу в судновий дизель-генератор за допомогою п'єзоперетворювачів: дис... канд. техн. наук. – НУ «ОМА», 2020. – 179 с.

УДК 62.6:629.5

Кашицин І.В., кер. доц. Небеснов В.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз способів отримання, бункерування та зберігання водневих палив

Найвагоміший ефект забруднення навколишнього середовища з сучасного морського флоту обумовлений згорянням палива. Вуглеводні НС, окиси вуглецю (СО), окиси азоту (NO_x) є основними забруднювачами дизельного двигуна. Додаток 6 конвенції «MARPOL» встановлює обмеження на такі викиди. Деякі з цих обмежень стосуються допустимого відсотка вмісту паливних елементів, таких як вміст сірки, що має бути менший 0,5 % з першого січня 2020 року.

У випадках використання альтернативних видів палива, таких як водень, який не містить сірки і вуглецю, частка викидів значно зменшується. Перехід на водневе паливо потенційно може забезпечити зниження вартості морських перевезень, через його необмежену сировинну базу та значно нижчу питому витрату палива.

Щоб звести до мінімуму залежність від традиційних видів палива, були проведені розробки в інших технологіях виробництва GH₂ з поновлюваних ресурсів. Далі розглянемо методи виробництва водню з акцентом на чисті джерела енергії.

По - перше, звернемо увагу на виробництво водню з використанням сонячної енергії як поновлювального джерела. На рис.1 представлена принципова схема сонячного термохімічного виробництва водню з використанням викопно-

го палива і води (H_2O) в якості хімічного джерела, в тому числі: сонячного крекінгу, сонячного риформінгу і газифікації.

Другим способом чистого виробництва водню є система, що використовує бортовий водняний електролізер, що живиться відновлюваною енергією, виробленою за допомогою сонячної батареї, вітрогенератора та очищеної морської води. Водень потім стискається за допомогою компресорів та зберігається на судні. Електролізер розташований на борту судна, а вода для його потреб забирається безпосередньо з моря і перед застосуванням очищається. Схема системи представлена на рис. 2.

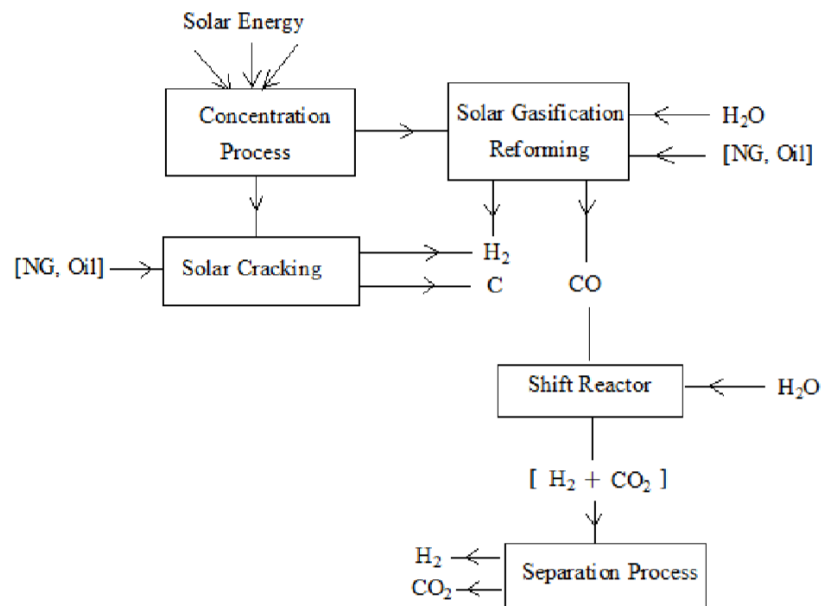


Рис. 1. Схема екологічно чистого виробництва водневого палива

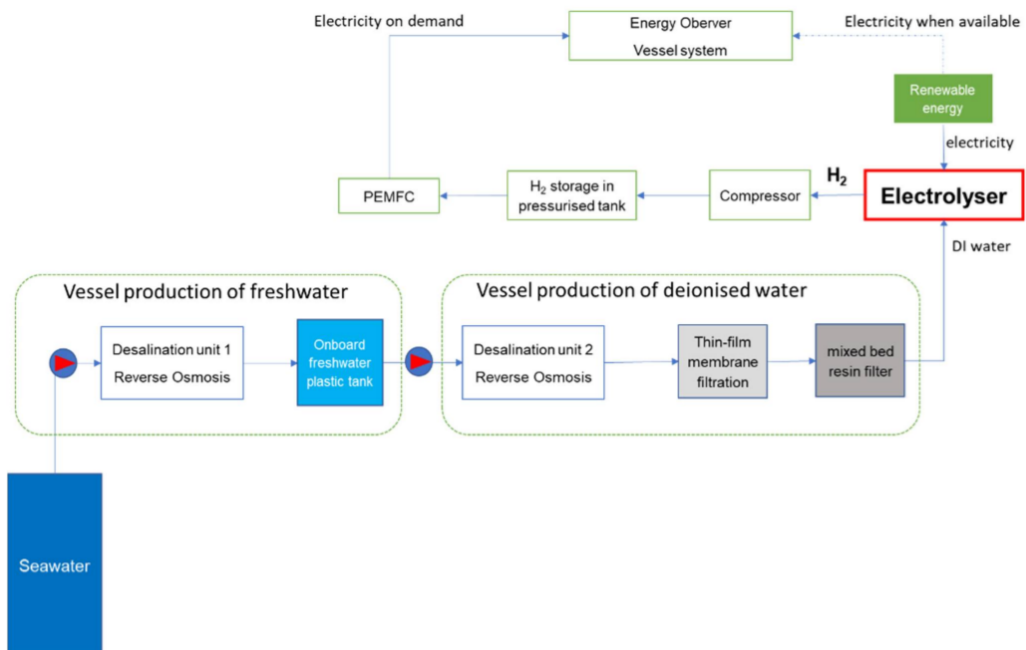


Рис. 2. Схема виробництва, зберігання та використання водню на судні

Перевагами даних способів є те, що за допомогою обох - можна виробляти водень безпосередньо на судні, уникаючи зайвих затримок, пов'язаних з бункруваннями в портах.

Водень є надзвичайно складним газом для зберігання, тому будуть залишатись обмеження його використання до тих пір, поки не будуть розроблені зручні і економічні технології зберігання. Спробуємо визначити, який з методів зберігання буде найкращим для морського використання.

Стиснений водень знаходиться в спеціальних резервуарах під тиском від 350 до 700 бар. Для цього методу потрібно встановити спеціальне обладнання, таке, як компресор і напірний бак. З іншого боку, недоліком цього способу є низька щільність зберігання.

Процес зрідження водню проходить шляхом охолодження його парів до криогенних температур -253°C . Таким способом маса водню може бути збільшена приблизно в 20 разів у порівнянні зі стисненою формою. Щодо економічності, то такий спосіб є більш прийнятним, адже для зберігання достатньо буде переобладнати паливні танки, та встановити необхідне обладнання для безпечного зберігання.

Альтернативним способом є зберігання водню в гідридах металів, яке може бути досягнуто шляхом зв'язування водню з поверхнею металу. Зберігання газу таким способом має наступні переваги: висока об'ємна щільність енергії водню, низький тиск і низькі температури. Привабливим варіантом є гідрид магнію (MgH_2), оскільки кількість доступного магнію є більш ніж достатньою, його реакційна здатність низька, а ємність для зберігання - висока (вага 7,6%).

Кращим способом бункерування водневого палива є використання зрідженого газу. Зріджений водень (LH_2) буде зберігатися в криогенних резервуарах при температурі 20 К і кількість бункерного палива буде залежати, головним чином, від часу знаходження судна в рейсі і питомої витрати палива двигунами. На рис. 3 показані основні компоненти бункерування водневого палива як на суші, так і на борту суден.

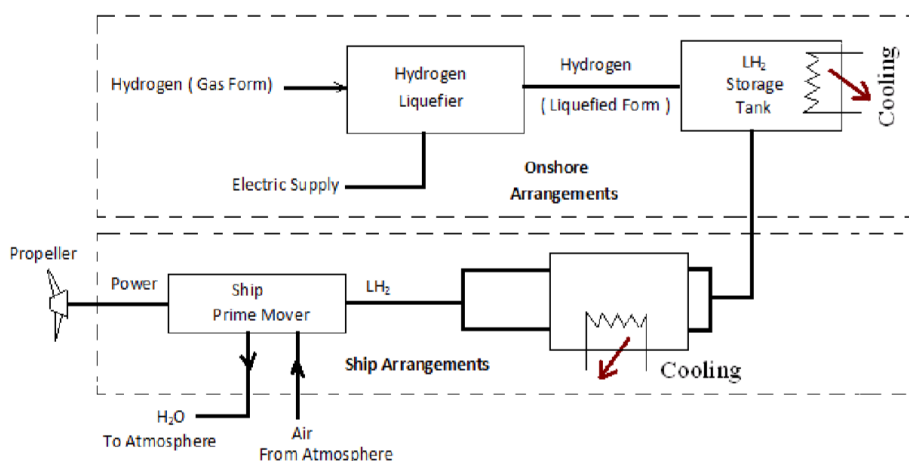


Рис. 3. Система бункерування воднем

Висновки:

1. Використання водневого палива дозволяє значно зменшити кількість шкідливих викидів в порівнянні з паливом на основі нафти – повністю усунути викиди сірки, значно знизити частку оксидів азоту, а також твердих часток.

2. Водневе паливо потенційно може знизити вартість морських перевезень, через його необмежену сировинну базу та значно нижчу питому витрату палива.

3. Принципово новими поглядом на забезпечення судна енергією є системи виробництва водню безпосередньо в суднових умовах за рахунок відновлювальних джерел енергії.

4. Запропоновано декілька типів зберігання водню, найпростіший з яких - стиснена форма, проте здатність водню переходити у рідкий стан при криогенних температурах або застосовування метало - гібридного методу значно збільшать обсяги його запасу на судні.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ЛІТЕРАТУРИ

1. MARITIME IMPACT // [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://www.dnvgl.com/expert-story/maritime-impact/index.html?tagItems=&skipCount=0>
2. C. Christos, O. Balland, and H. A. Tvete, A. Brandsæter: Alternative fuels for shipping, DNV GL. Strategic Research and Innovation Position Paper 1-2014.
3. I. S. Seddiek, and M.M. El Gohary: Eco-friendly selection of ship emissions reduction strategies with emphasis on SOx and NOx emissions, Inter J Nav Archit Oc Engng, Vol.6, 2014.
4. Y. Wei, L.Hanwu, L.Yupeng et al.: Renewable Hydrogen Produced from Different Renewable Feedstock by Aqueous-Phase Reforming Process, Journal of Sustainable Bioenergy Systems, 4, pp. 113-127, 2014.
5. Hydrogen Fuel Cells as a Ship Propulsion Option. JTTRI 2019. [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://www.jttri.or.jp/document/2019/andrea55.pdf>
6. <https://ecotechnica.com.ua/> - [Електронний ресурс].

УДК 621.43

Кучер В.Я., кер. доц. Небеснов В.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Екологічні переваги використання аміаку в якості основного типу палива для СЕУ

Зазвичай, в якості основного типу палива на суднах морського флоту використовуються рідкі вуглеводневі енергоносії, які при згорянні виділяють азот (NOx) , сірку (SOx) та у великій кількості вуглекислий газ (CO₂) . Потрапляючи в атмосферу, такі сполуки викликають різко негативні афекти. Саме необхідність зменшення шкідливих складових у судновому вихлопі задля збереження та покращення світової екологічної ситуації змушує розробляти нові практики та методи експлуатації суднових енергетичних систем.

Використання альтернативних типів палива є найкращим способом для судновласників та їх суден відповідати вимогам Додатку 6 Міжнародної Конвенції МАРПОЛ 73/78.

До альтернативних типів палива, що можуть бути застосованими у суднових дизелях можна віднести: метан, пропан, бутан (групи C_xH_y), водневе паливо (LH₂) та аміак (NH₃). За технічних причин ані газове, ані водневе паливо не здаються реалістичним паливним сценарієм для трансокеанських переходів. Аміак може бути виготовлений за допомогою існуючих методів синтезу та зберігання, а отже має відносно швидку можливість виходу на ринок.

З екологічної точки зору, використання аміаку є найбільш перспективним через те, що при його згорянні виключається більшість шкідливих викидів, що забруднюють атмосферу, а саме вуглекислий газ та сірка.

Аміак – це синтетичний продукт, отримуваний з викопного палива, біомаси або відновлюваних джерел. Якщо аміак генерується з відновлюваних джерел, то він практично не буде мати вуглецевого сліду або залишків азоту, тільки крихітну їх кількість через згорання пілотного палива.

Для використання аміаку у якості основного типу палива СЕУ необхідно переобладнати паливну систему дизеля для роботи на двопаливному режимі. Система паливорозподілу автоматично регулює кількість пілотного палива (дизельного) та основного (аміаку), у процентному відношенні – 10-15 % пілотного та 85-90 % основного. Переобладнання вже робочого дизеля доволі дороге, отже економічно вигідним варіантом буде встановлення двопаливної системи на етапі побудови дизеля.

Energy storage type	Supply energy	Energy density	Required tank volume	Supply pressure	Injection pressure	Emission reduction compared to HFO Tier II			
	MJ/kg	MJ/L	m ³ *1	bar	bar	%	%	%	%
HFO	40.5	35	1,000	7-8	950	SO _x	NO _x	CO ₂	PM
Liquefied natural gas (LNG -162°C)	50	22	1,590	300 methane	300 methane	90-99	20-30	24	90
				380 ethane	380 ethane	90-97	30-50	15	90
LPG (including Propane / Butane)	42	26	1,346	50	600-700	90-100	10-15	13-18	90
Methanol	19.9	15	2,333	10	500	90-95	30-50	5	90
Ethanol	26	21	1,750	10	500				
Ammonia* (liquid -33°C)	18.6	12.7	2,755	70	600-700	90-95	Tier	95	90
Hydrogen (liquid -253°C)	120	8.5	4,117						
Marine battery market leader, Corvus, battery rack	0.29	0.33	106,060						
Tesla model 3 battery Cell 2170 *2	0.8	2.5	14,000						

Рис.1- Порівняння екологічних характеристик аміаку з іншими типами палив

Аналізуючи рис.1, виділяємо декілька основних переваг аміаку:

- NH₃ не містить вуглецю та сірки, забезпечуючи чисте згорання;
- Об'ємна густина енергії для NH₃ вища, ніж для H₂;

Аміак легко зріджується стисненням приблизно до 8 бар. Зберігання під тиском утримує аміак у рідкій фазі, але зазвичай тиск утримання становить 17 бар (для компенсації коливань навколишньої температури);

- NH₃ легко розбивається до N₂ і H₂;
- NH₃ не вибухонебезпечний, на відміну від H₂;

Ризик пожежі мінімальний, оскільки відносно специфічне відношення аміаку та повітря потрібно для підтримки горіння.

Згоряння аміако-дизельної суміші у циліндрі відбувається повне, без залишків суміші у вихлопі :

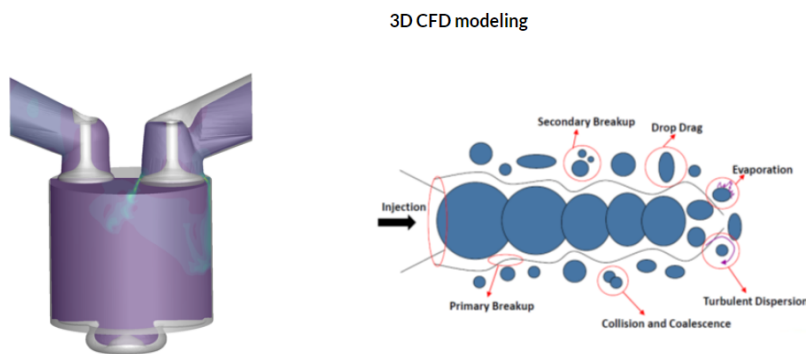


Рис.2 - Згоряння аміако-дизельної суміші у циліндрі дизеля

Висновки

Використання аміаку у якості основного типу палива для СЕУ має ряд екологічних та експлуатаційних переваг над іншими типами альтернативного палива, а саме:

- 1.Згоряння аміаку повністю виключає утворення вуглецю та сірки у вихлопі ;
- 2.Порівняно легша процедура зберігання та використання аміаку на борту судна ;
- 3.Використання аміаку забезпечує чисте згоряння суміші у циліндрах дизеля ;

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Engineering the future two-stroke green-ammonia engine [text] //MAN energy solutions – 2019 – November. – P. 1-20 ;
2. Ammonia vision Rene Sejer Laursen-MAN[text] //MAN energy solutions – 2018 – October. – P. 10 – 15 ;
3. Picking bunker winners : the mono-fuel / dual-fuel [Електронний ресурс]. URL: <https://www.ammoniaenergy.org/articles/picking-bunker-winners-monofuel-dual-fuel-duel/> (by Trevor Brown on September 24,2020) ;
4. 0D and 3D Simulation fuel [Електронний ресурс]. URL: <https://ammoniaengine.org/0d-and-3d-simulation/> (Дата звернення 23.10.2021) ;

УДК- 621.431.74-047.44(045)

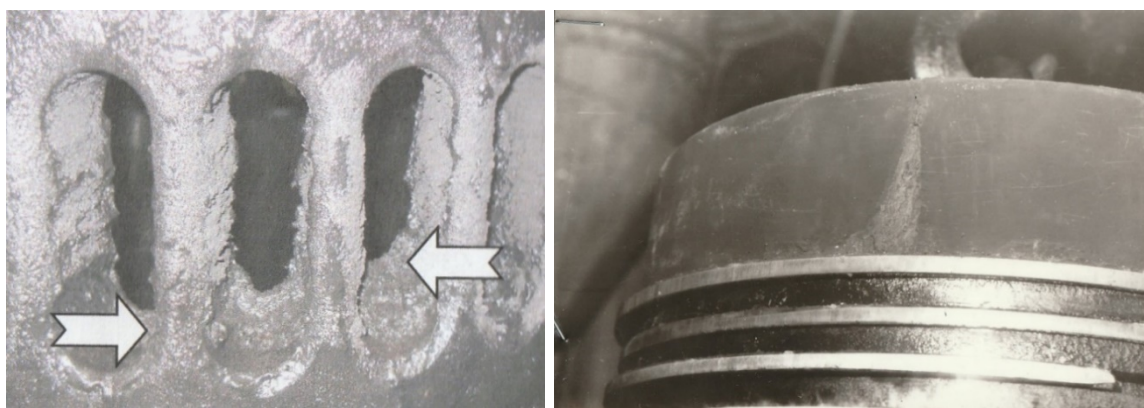
Савка О. О., кер. доц. Довиденко Ю. М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз систем мащення циліндрів суднових малообертових дизелів

Найпотужніші малообертовні дизелі транспортних суден обладнані лубрикаторною системою змащування циліндрів. Висока вартість деталей ЦПГ малообертовних суднових дизелів, а також можливість забезпечення надійності та

економічних показників роботи судна в цілому покладають на систему організації процесу змащування цих деталей особливу відповідальність. У відомих лубрикаторних системах подача відміреної плунжером порції мастила в штуцери одного циліндра відбувається в різні періоди часу і величина подачі становить лише кілька кубічних міліметрів. Крім того, період між двома нагнітальними ходами плунжера лубрикатора, залежно від конструкції його приводу (типу двигуна), складає від двох до восьми обертів колінчатого валу. Організувати в даних умовах процес регулярного, а тим більше рівномірного надходження мастила в циліндр двигуна існуючими пристроями, що подають мастило, практично неможливо. [1]

Як показує експлуатація суднових двигунів, завищені витрати мастила призводять до збільшення продуктів його відпрацьовування, відкладенням на деталях циліндра, у продувних вікнах циліндра (рис. 1), у продувному ресивері й у випускному тракті спостерігається підвищене скидання мастила в простір під поршнем. [2, 3].



а) б)

Рис. 1 Відкладення (а) у продувних вікнах; (б) на головці поршня

Водночас, недостатня подача мастила служить причиною порушення цілісності мастильної плівки на робочій поверхні циліндра й виникнення напівсухого або сухого тертя (поява ділянок сухої поверхні на поршні і дзеркалі циліндра, поява «сухих кілець»). Погіршується рухливість, відбувається защемлення і пригоряння поршневих кілець.

Це супроводжується інтенсивним зношенням, а інколи й «задиранням» тертьових поверхонь, що призводить до вимушених зупинок, знижує надійність і моторесурс дизелів. Відбувається прорив газів і іскор, а також загоряння мастильних утворень у порожнині під поршнем. [4, 5]

Попередніми дослідженнями встановлено, що лубрикаторну систему змащування ДВЗ не можна відносити до системи високого тиску. Мастило в циліндр двигуна надходить за принципом безнапірної течії або подається газами. Подача мастила на зріз маслопровідного каналу здійснюється, як правило, при закритому клапану штуцера та нерухомому плунжеру лубрикатора. Тобто лубрикатори виконують функцію дозатора і пристрою, що підкачує, періодично поповнює під відносно невисоким тиском своєрідну передкамеру, якою є канал досить складної форми, що знаходиться між клапаном штуцера і дзеркалом ци-

ліндра. Будь-яка синхронізація лубрикаторних систем зведена до нуля процесами, що відбуваються в цій передкамері.[6]

Системи змащування постійно вдосконалюються: змінюється геометрія каналів у стінці втулки і канавок на дзеркалі циліндра, використовується ефект акумулювання імпульсу тиску масла, змінюється місце розташування отворів, що підводять масло, по висоті втулки, їх кількість і т.п.

Фірма MAN B&W розробила нову електронну систему – систему змащування «Альфа»

Нова мастильна система заснована на принципі впорскування певного об'єму мастила в циліндр, для кожних чотирьох (кожних п'яти, шести і т.д.) оборотів. Крім того, точний вибір часу впорскування, гарантує (на думку фірми), що все циліндрове мастило надходить безпосередньо на поршневі кільця, де воно необхідне.

Як доказ наведеного вище затвердження фірма наводить дані вимірювання тиску в штуцері. Як бачимо, знову орієнтування на тиск мастила та відкриття клапана, а не на момент виходу мастила на дзеркало циліндра.[7]

Фірма «Вяртсиля-Зульцер» розробила аналогічну систему - систему електронного уприскування «Пульс» (Рис. 2). Аналіз конструкції цих систем показує, що фактично новим є:

- гідравлічний привід плунжерів (замість механічного), що керується комп'ютером. Це призвело до зміни зовнішнього вигляду лубрикатора. (Рис. 3);
- Забезпечення зв'язку з навантаженням двигуна.

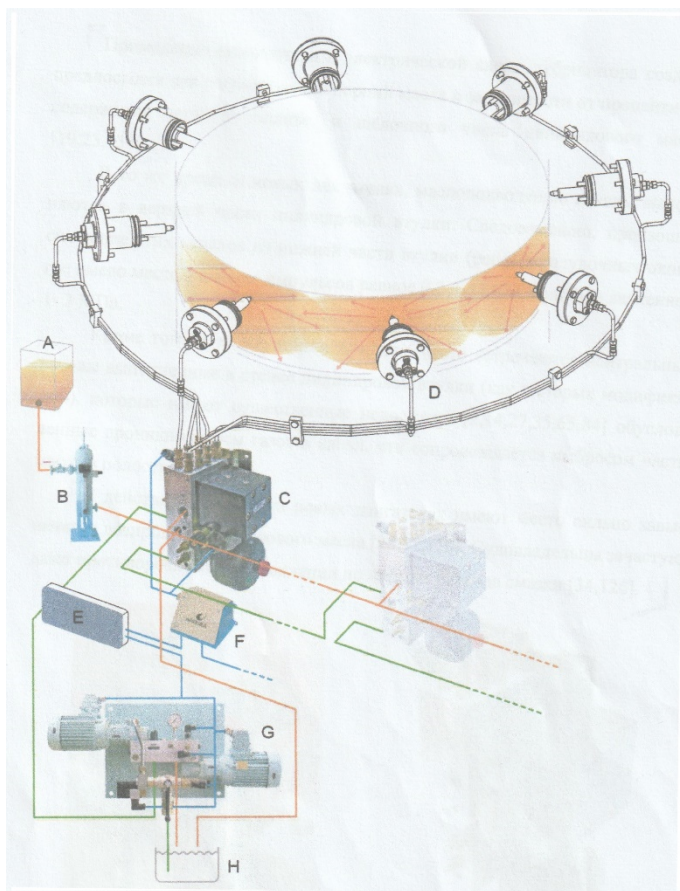


Рис. 2 - Система електронного уприскування «Пульс»

А – витратна цистрена
В – фільтр
С – блок «PULS»
D – штуцер
Е – основний блок керування FCM-20
F – електронний блок ALM-20
G – головний сервомодуль
Н – відстійник

Застосування комп'ютера в електричній схемі лубрикатора створює передумови для регулювання порцій мастила залежно від процентного вмісту сірки в паливі та лужного числа циліндрового мастила.

У той же час, в нових двигунах, канали, що підводять мастило, виконуються у верхній частині циліндрової втулки. Отже, відбулося зміщення цих каналів з нижньої частини втулки (район продувних вікон), де тиск імпульсів дорівнює 0,2-1,5 МПа в район з тиском 1-3 МПа.

Крім того, в експлуатації досить часто зустрічаються центральні канали виконані в стінці циліндрової втулки (як у старих модифікацій), які мають істотні недоліки обумовлені проникненням газів в канал, що супроводжується викидом частини масла у порожнину циліндра.[8]

В якості нового напрямку дизелебудівні фірми бачать створення алгоритму подачі змазки, що заснований на аналізі відпрацьованого мастила, дозуванні циліндрового мастила, навантаженні на двигун та нормі зносу циліндрів (рис. 3).

Автоматичне дозування та ефективність циліндрового мастила стають постійно контрольованими параметрами, що залежать від складу відпрацьованого циліндрового мастила від кожного циліндра після обробки сигналів, що надійшли комп'ютером, передаючи команди до кожного лубрикатора системи змащування.[9]

Оцінка зносу може бути заснована на контролі величини витрати або контролі лужного числа циліндрового мастила. Скорочення величини подачі може зменшувати лужне число, таким чином обмежуючи кількість нейтралізуючого агента, що надходить у циліндр (але тільки до мінімальної величини подачі, необхідної для мастила). Практичний досвід експлуатації довгоходових дизелів показує, що рекомендовані норми витрати циліндрового мастила розташовуються між значеннями - 0.8-1.6 г/кВт*ч.

Оптимізація витрати циліндрового мастила є одним із ключових параметрів для забезпечення економічної та безпечної експлуатації більшості двотактних дизелів. Оптимальна норма витрати кожного окремого двигуна визначається індивідуально, як показує досвід, дійсні вимоги до кількості мастила можуть бути дуже відмінними від двигуна до двигуна.

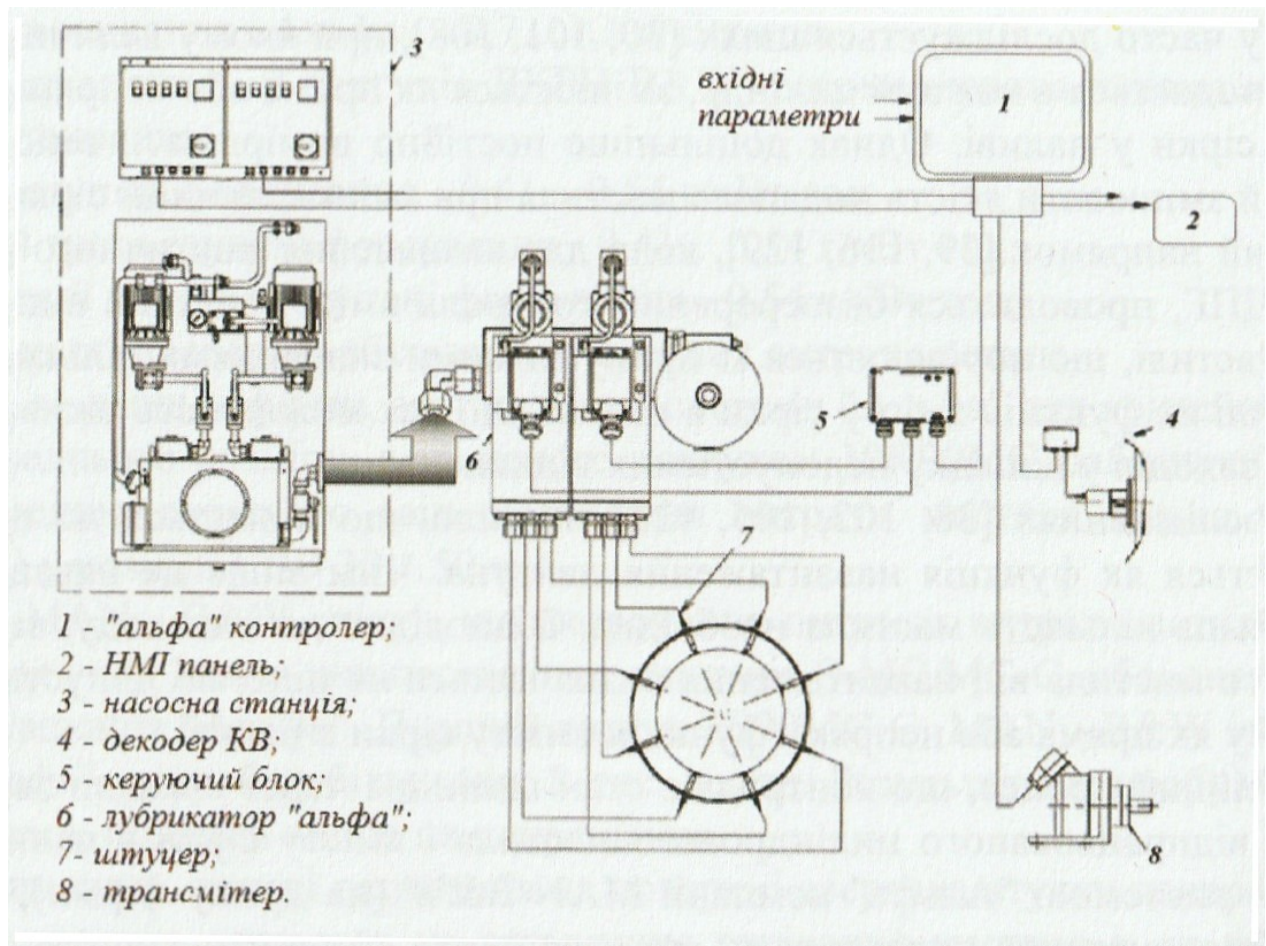


Рис. 3 – Концепція перспективного мащення циліндрів суднових дизелів

Економічними параметрами для визначення раціональної норми витрати виступають з однієї сторони – вартість циліндрового мастила та з іншої – вартість ремонту, ресурс поршнів і втулок циліндрів. На додаток до цього важливу роль грає надійність; запобігання незапланованих зупинок.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Довиденко Ю.Н. Влияние регулярности подачи масла в цилиндр малооборотного дизеля на эффективность работы цилиндро-поршневой группы: Диссертация кан. техн. наук. – Одесса :1989 – с. 10–11
2. Большаков В.Ф., Гинзбург Л.Г. Судовые малооборотные дизели. – Л.: Судостроение, 1971, – 191 с.
3. Войтов В.А. Моделирование процессов трения и изнашивания в трибосистемах в условиях граничной смазки. Часть 3. Добротность трибосистемы / В. А. Войтов, М. Б. Захарченко // Проблемы трибологии : міжнар. наук. журн., 2015, - Т.87 - №3, - С. 45-53.
4. Гловацкий Г.С. Организация и динамика процесса подачи цилиндрического масла двигателей MAN K8Z70/120E/ - Техническая эксплуатация флота. – М.: ЦБНТИ, ММФ, 1978, №17(453), с. 8-11
5. Малахов Н.Д. Эксплуатация дизелей типа «Бурмейстер и Вайн». – М.: Транспорт 1969, - 91 с.

6. Довиденко Ю.Н. Влияние регулярности подачи масла в цилиндр малооборотного дизеля на эффективность работы цилиндро-поршневой группы: Автореф. дис. кан. техн. наук. – Одесса :1990 – с. 8–9
7. Богач В.М., Задорожный А.А., Колиев И.Д. Особенности процесса истечения масла в цилиндры судовых дизелей MAN-B&W // Судовые энергетические установки: науч. - техн. сб. - 2005. - Вып.14. Одесса: ОНМА.-С.116-126.
8. Богач В.М., Задорожный А.А. Оптимальні умови надходження масла до циліндрів судових двигунів // Судовые энергетические установки: науч. - техн. сб. - 2003. - Вып. 8. - Одесса: ОНМА. - С. 67-73.
9. <https://ru.scribd.com/doc/18275428/B-W-Alpha-Lubrication>

УДК 62-61

Аргіров О. С., Солодовніков В. Г.

Національний університет «Одеська морська академія»

Методи попередньої очистки судового високовуглецевого палива від сірки

Зростання споживання нафтопродукту, що містить сірку, привів до збільшення негативного впливу двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) на екологію, що викликало розробку високоефективних процесів сіркоочищення. Сірка є одним з найбільш шкідливих компонентів в нафтопродукті.

Зростання забруднення навколишнього середовища від використання судових двигунів внутрішнього згорання (СДВЗ) з причини постійного збільшення флоту є причиною підвищення вимог до екологічних характеристик нафтопродуктів. Екологічні вимоги, що пред'являються до судових енергетичних установок (СЕУ) в цілому та до судових дизелів зокрема, зобов'язують проводити їх експлуатацію на паливах з пониженим вмістом сірки. Згідно з новими вимогами Міжнародної конвенції щодо запобігання забруднення з суден MARPOL вміст сірки в судовому паливі обмежується до 0,5%, а в особливих районах вміст сірки у використовуваному паливі не повинно перевищувати 0,1% [1]. У зв'язку з цим нафтопереробна промисловість почала виготовляти суднове паливо з низьким вмістом сірки, але на відміну від звичайного палива з вмістом сірки до 3%, воно зросло в ціні. На даний момент використання палива з високим вмістом сірки >0,5%, зобов'язує мати на борту судна і використовувати установку скруббер. Дана установка зменшує викиди SO_x в атмосферу, які створюються в процесі згорання палива в СДВЗ [2]. Даний метод отримав широке застосування на флоті, але має ряд особливостей.

У даній роботі розглядаються методи попереднього очищення високовуглецевого палива від сірки.

Хімічний склад нафтових палив висловлюють двома способами – елементним хімічним складом та груповим хімічним складом [4].

Елементний хімічний склад – це кількісний склад хімічних елементів, що входять в паливо, виражений в масових частках або масових відсотках. Число хімічних елементів в складі палива дуже велике, але не дивлячись на це елементний хімічний склад палива виражається залежністю:

$$\text{Cr} + \text{Hr} + \text{Or} + \text{Nr} + \text{Sr} + \text{Ar} + \text{Wr} = 100\%,$$

яка визначає його основні горючі речовини: вуглець С, водень Н, сірку S, кисень О і азот N, що знаходяться в складних високомолекулярних з'єднаннях і негорючі мінеральні домішки, що перетворюються при спалюванні палива в золу А і вологу W.

Груповий склад палива характеризується вмістом основних груп вуглеводнів та інших сполук [4, 5]. Вони представлені трьома групами: парафінові (алкани), нафтеніві (циклани або циклоалкани) та ароматичні (арени).

Виходячи зі складу важких палив для СДВЗ і способів їх очищення в процесі паливопідготовки, можна виділити основні продукти, що роблять істотний вплив на довговічність і економічність роботи суднового дизеля такі як механічні домішки, смолисто-асфальтенові речовини, вода, а також сірка і сірчисті з'єднання, які завдають велику шкоду світовій екології.

Рішення проблеми щодо зменшення кількості сірки в паливі, як правило, відноситься до стаціонарної енергетики і виконується на берегових нафтопереробних заводах і це підкреслює актуальність пошуку оптимальних варіантів видалення сірки з палива в умовах експлуатації судна [3].

Як способи десульфуризації палива в суднових умовах можуть бути використані:

1. тонка фільтрація;
2. гідроочищення;
3. змішування палива з єднальними реагентами з подальшим відстоюванням, фільтрацією і сепарацією осаду;
4. окислительне відновлювання;
5. ультразвукова кавітаційна обробка.

Труднощі тонкої фільтрації, як способу прямого видалення сірки з палива, пов'язані з малими розмірами сірковмісних компонентів в порівнянні з іншими домішками, а також використання тонкої фільтрації сприяє збільшенню гідравлічного опору в паливній системі і, як наслідок, підвищенню енергетичних втрат на процес паливопідготовки. Також недоліками даного методу є енергоємність процесу та додатковий нагрів палива для зменшення гідравлічного опору.

Процес гідроочищення вимагає попереднього додавання в паливо спеціально підготовленої води, після чого отримана водо-паливна суміш пропускається через гідродинамічний апарат з м'яким режимом обробки. Отримана суміш або відстоюється, або направляється в центрифугу, де частина сірки, яка пов'язана з водою осідає і зливається. Але даний метод також має ряд недоліків таких як висока енергоємність і знос рухомих частин приводів

і електромоторів центрифуги, потреба в великій потужності допоміжної енергетичної установки, а також займає багато часу для паливопідготовки в умовах судна.

Окислювальне знесірчення дозволяє знизити вміст сірки в дизельному паливі з 3...3,5% до 0,1...0,5%, проте для суднових автономних умов також має ряд обмежувальних особливостей.

Ефективність окисного знесірчення вуглеводневого палива сильно підвищується, якщо слід за процесом окислення йде адсорбція продуктів окислення на твердому адсорбенті, наприклад, компоненти, які містять молібден, активованому вугіллі, алюмосилікатах. Недолік, використання подібного способу в тому, що він рекомендован лише для паливних систем невеликого обсягу і має особливості в утилізації.

Метод десульфуризації палива шляхом ультразвукової кавітаційної обробки, може застосовуватися на всіх типах суден та суднових енергетичних установках (СЕУ). Даний спосіб знесірчення палива в умовах судна полягає в його обробці ультразвуком, проведення якого необхідно виконувати в малорухливому обсязі палива для чого найбільш підходить відстійна паливна цистерна.

При поширенні ультразвукової хвилі порівняно невеликої інтенсивності в паливі, як і в будь-якій рідині, виникає змінне звукове стискання. Під дією цього тиску паливо поперемінно відчуває стиснення і розтягнення. Паливо, будучи нестисливою рідиною, практично не змінює своїх властивостей при збільшенні тиску. Однак, в разі створення розрядження, всередині палива або навіть на його поверхні, його агрегатний стан змінюється, зокрема можлива поява газоутворення в його обсязі. При поширенні ультразвукової хвилі в паливі розтягувальне зусилля в області розрідження хвилі приводить до утворення в ньому розривів на молекулярному рівні, тобто найдрібніших кавітаційних бульбашок, заповнених газом і паром. Дане явище сприяє виникненню ультразвукової кавітації палива [6].

Високочастотна ультразвукова обробка палива застосовується для обробки великих обсягів палива, вміст сірчистих домішок в яких перевищує 3%. Її використання характерно для початкової переробки нафтопродуктів. Низькочастотний діапазон також викликає кавітацію в рідині та створює розтягувальне напруження, при цьому ставиться до слабо енергетичного впливу, що викликає в основному зміну властивостей структурної рідини [7].

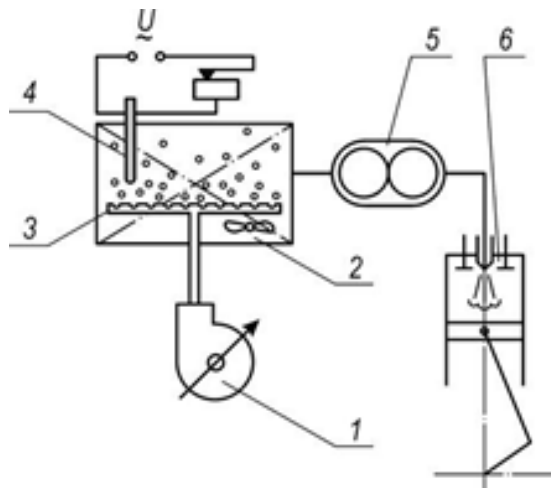


Рисунок 1. Схема системи подачі палива до двигуна з ультразвуковою установкою
Склад системи: 1 – повітряний компресор; 2 – паливна цистерна; 3 – повітряна магістраль; 4 – ультразвукова установка; 5 – паливний насос; 6 – двигун.

Висновок.

Таким чином, всі розглянуті методи по видаленню сірки з палива забезпечують паливopідготовку для подальшого використання в СДВЗ. Для видалення сірки з палива найбільш оптимальним, як на мою думку є фізико-хімічний метод, який уявляє собою ультразвукову кавитаційну обробку палива суть в якій полягає розрив зв'язку C–S в гетероциклічних сполуках для виведення сірки з палива

У даній роботі була розглянута досить велика світова проблема по негативному впливу на екологію за рахунок використання нафтопродукту в СДВЗ. Також були наведені методи по зменшенню процентної кількості сірки в паливі в умовах судна, вивчені недоліки деяких методів і визначені раціональні способи десульфуризації палива.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.

1. Міжнародна конвенція по запобіганню забрудненню з суден 1973 року (МАРПОЛ 73) (MARPOL 73) // [Електронний ресурс]. – Сайт: Верховної Ради України. – Режим доступу: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/896_009
2. Керівництво на установку скруберами WÄRTSILÄ / Wärtsilä Finland Oy, 2013.
3. Харлампіді Х. Е. Сіркоорганічні з'єднання нафти, методи очищення та модифікацій / Х. Е. Харлампіді // Соросовський освітній журнал, 2000. – № 7. – Т. 6. – С. 42–46
4. Агабеков В. Є. Нафта і газ: технологія і продукти переробки / В. Є. Агабеков. – Ростов н/Д: Фенікс, 2014. – 458 с.
5. Моновян А. К. Технологія переробки природних енергоносіїв / А. К. Моновян. – М.: Хімія, Колос, 2004. – 456 с.

6. Зубрілов С. П. Ультразвукова кавітаційна обробка палив на судах / С. П. Зубрілов, В. М. Селіверстов, М. І. Браславський. – Л.: Суднобудування, 1988. – 80 с.
7. Солодовников В.Г. Дисертація – Вдосконалення систем паливо підготовки суднових СОД шляхом зниження концентрації компонентів, які містять сірку, 2015. – 201 с.

УДК.338.98

Дем'яненко І. А., Козицький С. В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Використання нанорідкого алюмінію у пальному для покращення енергетичних та екологічних показників суднових двигунів внутрішнього згоряння

Вступ

Можливість використання порошків металів мікронних розмірів таких як алюміній, бор, берилій, літій та магній в якості енергетичної добавки до рідких та твердих компонентів палива детально вивчалася [1]. Експерименти показали, що частинки металів у рідкому вуглеводневому паливі покриваються оксидною плівкою при взаємодії з киснем, розчиненим у ньому, що призводить до зниження їх ефективності як енергетичної добавки. Головна додаткова перешкода обумовлена седиментацією, тобто осадженням металевих порошків мікронних розмірів, в рідкому вуглеводневому паливі.

Розвиток науки та технологій дозволяють у даний час отримувати порошки цих металів у нанорозмірному виді [2]. Автори [3] пропонують додавати неокислені наночастинки алюмінію розміром не більше 25 нм, вкриті антиоксидантним протектором в рідке вуглеводневе паливо, безпосередньо перед використанням у двигуні внутрішнього згоряння. При $d < 25$ нм спостерігають [3] ефективне використання наночасток алюмінію, коли добавка забезпечує підвищення швидкості та ефективності енерговиділення і збільшення температури продуктів згоряння. Такі добавки знижували емісію шкідливих речовин, інтенсифікували горіння, знижували температуру займання і зменшували затримку займання.

Автори [3] зазначають, що коли даний нанопорошок алюмінію додати в рідке вуглеводневе паливо заздалегідь, то за час зберігання поверхня наночастинок алюмінію окислюється розчиненим у паливі киснем. Утворений твердий Al_2O_3 не бере участі в процесі горіння, що призводить до зниження теплового ефекту реакцій горіння. Тому для запобігання окислення, наночастинки алюмінію необхідно покривати антиоксидантним протектором, що суттєво ускладнює технологію отримання таких наночастинок.

В той же час, є роботи, де зазначається на ефективне використання оксидів металів у нанорозмірному виді як присадок до рідкого палива. Так, розробки англійської фірми «Охоніса» при Оксфордському університеті [4] за-

значають, що введення в паливо наночастинок оксиду церію дозволяє скоротити витрату палива на 10-15% і вміст оксиду азоту в вихлопних газах. Механізм дії полягає у тому, що діоксид церію може запасати і вивільняти кисень шляхом оборотного процесу згідно рівнянню



Діоксид церію може забезпечувати кисень для окислення CO або вуглеводнів у збідненому киснем оточенні або, навпаки, може поглинати кисень для зниження рівнів оксидів азоту (NO_x) в збагаченому киснем оточенні.

У даній роботі описана можливість ефективного використання нанорідкого алюмінію як добавки до суднового пального.

Використання наноалюмінієвої присадки до дизельного палива

Автори роботи [5] вимірювали витрату палива і значення концентрації викидів вихлопних газів у двигуні при різних випробуваннях навантаження. Тестове паливо, що використовували в цьому експерименті, є високоякісним дизельним продуктом, порівняння здійснювали з паливом, куди вводили добавку нанорідкого алюмінію. Частинки алюмінію з розмірами від 40 до 60 нм, додавали до води об'ємом від 30 см³ до 60 см³ на 1 літр дизельного палива. Потім ультразвуковий віброапарат протягом 15 хв використовувався для змішування та утворення однорідного експериментального дизельного палива з 3% та 6% наноалюмінієвої присадки.

Стан горіння у циліндрі двигуна передавався на екран, де відображався середній тиск горіння всередині циліндра двигуна протягом 200 циклів горіння і виділення тепла. Концентрація вихлопних газів у двигуні вимірювалася аналізатором NO_x та димовимірювачем, шляхом проходження вихлопних відпрацьованих газів через бак. Виміряними значеннями була також питома витрати палива. Зазначені величини досліджувалися при різних частотах обертання двигуна. Результати експериментальних досліджень [5] з дизельним та експериментальним паливом приведені на рисунках 1-3.

Отримані результати у [5] показали, що вода може реагувати з алюмінієвим порошком за рахунок виділення тепла при горінні алюмінію з утворенням водню. Очевидно, що водень є перспективною альтернативою викопному вуглеводному паливу, оскільки воно має вищу енергоефективність і має менші викиди [6].

На рис. 1 показана концентрація диму (у відсотках), як для дизельного палива (D), так і для змішаного дизельного палива з нанорідким алюмінієм (AN + D) для трьох різних показників обертів. Знижена концентрація диму при 1200 і 1800 об/хв чітко вказують на те, що згорання з паливом (AN + D) є повнішим на цих швидкостях, ніж із паливом (D). Відмічено, що при 2400 об/хв концентрація диму не показує значної різниці між паливом (AN + D) та (D) паливом. Крім того, спостерігається зниження значення BSFC (Basic Specific Fuel Consumption – базової питомої витрати пального) при 1200 і 1800 об/хв.

На рис. 2 та 3 показано швидкість виділення тепла згоряння, Q , і тиск горіння всередині циліндра двигуна для палива (D) і (AN + D) при 1200 об/хв при питомому навантаженні BMEP (Brake Mean Effective Pressure – середній ефективний тиск, розрахований на основі тормозного моменту) близько 8,4 кг/см².

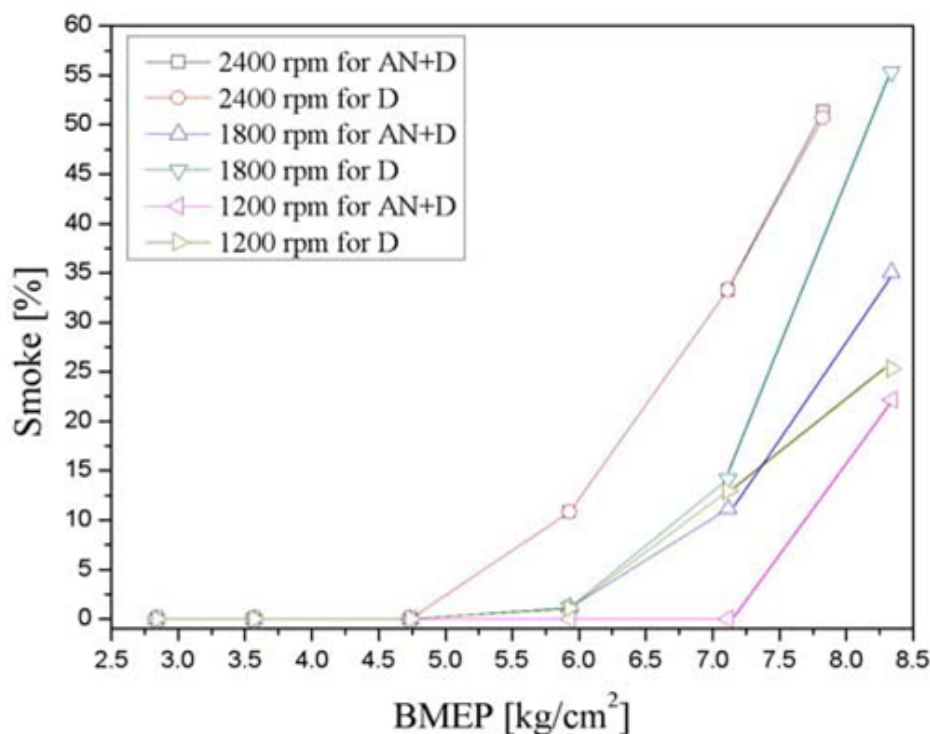


Рис.1. – Концентрація диму після згоряння палива з нанорідиною (AN+D) та чистого (D) при різному значенні обертів та навантаження на двигун

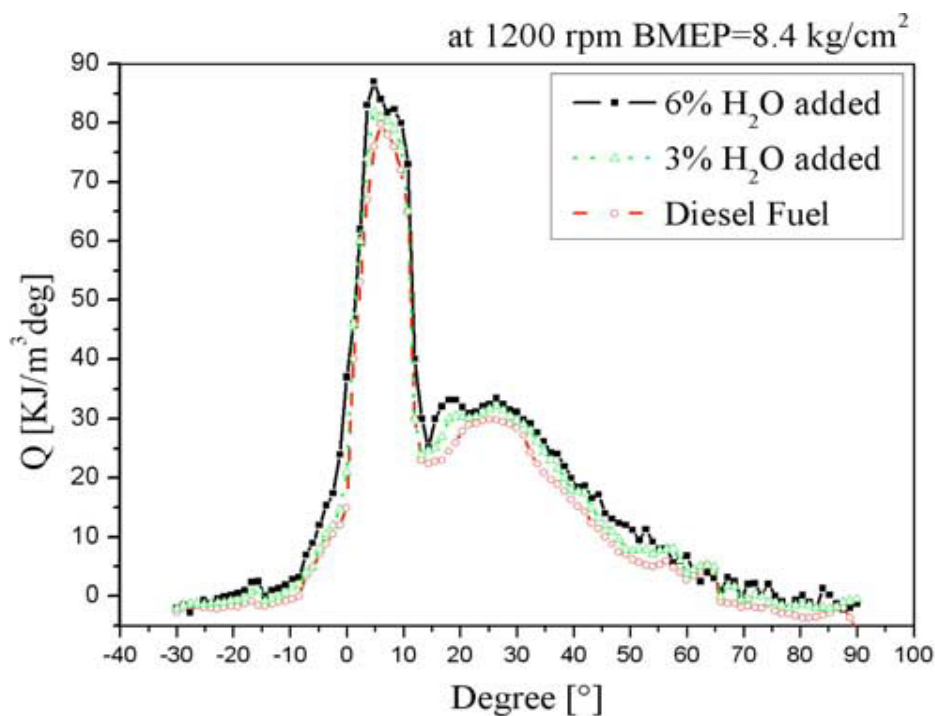


Рис. 2. – Швидкість виділення тепла в циліндрі двигуна при додаванні різної кількості води в залежності від кута повороту колінчатого валу

З рис. 2 видно, що при певній концентрації алюмінієвого порошку площа кривої тепловиділення при згорянні дещо зростає із збільшенням кількості води, що додається, з 3 до 6%. Швидкість виділення тепла згорання палива (D) нижча, ніж у будь-якого палива (AN + D), що свідчить про те, що спалювання водню сприяє виділенню тепла згорання шляхом термо-каталітичного розкладу при концентрації води від 3 до 6%. Паливо (AN + D) має трохи більший коефіцієнт тепловіддачі при заданій кількості доданої води. Тому споживається менше палива.

Паливо (D) дає вищий піковий тиск горіння всередині циліндра двигуна при 1200 об / хв (рис. 3). Зниження тиску (рис. 3) та температури (рис. 2) зумовлюють зменшення викидів NO_x , від (AN + D) оскільки оксид азоту утворюється при більш високих тисках і температурах.

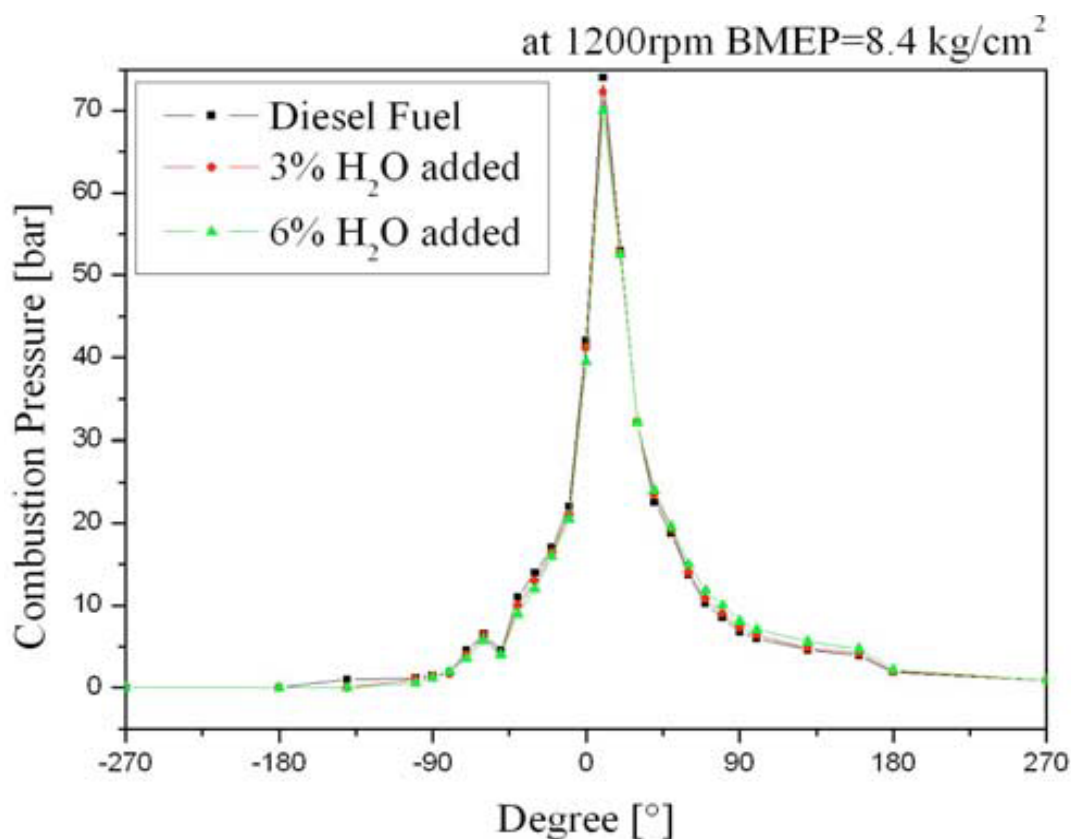


Рис. 3. – Тиск згорання в циліндрі для палива з нанорідиною (AN+D) та чистого (D) в залежності від кута повороту колінчатого валу

Висновки

Під час горіння палива з присадкою водної нанорідини алюмінію покриті окисною плівкою наночастинки алюмінію оголюються і починають горіти. Виділена при горінні алюмінію енергія розкладає воду, утворюючи водень. Як наслідок, збільшує загальну теплота згорання та знижує концентрацію диму і зменшуються викиди окислів азоту у вихлопних газах дизельного двигуна. Найкращі результати отримані при введенні 6% нанорідкого алюмінію у дизельне паливо.

Досліди проводилися при частотах обертання двигуна 2400, 1800 та 1200 об/хв. Найбільшого ефекту було досягнуто при найменших обертах двигуна.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Nanoparticles and Nanostructured Films: Preparation, Characterization and Applications. Book Editor: Prof. Janos H. Fendler/ WILEY-VCH Verlag GmbH, 1998. P. 468;
2. Valiulis A., A history of materials and technologies development. – Technika, 2014. – 444 p.;
3. Старик А. М., Кулешов П. С., Савельев А. М., Нанокomпонентная энергетическая добавка в жидкое углеводородное топливо. Патент 2013112877/04 25.03.2013, Заявитель и владелец патенту Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, Россия;
4. Клейтон Дэвид Джон, Росс Джозеф В., Ричардсон Данкан. C10L10 – Добавки к топливам или в топки для уменьшения дыма и нежелательных отложений или облегчения удаления сажи. Владелец патента RU 2354683: АФТОН КЕМИКАЛ КОРПОРЕЙШН (US), 2015.
5. Mu-Jung Kao., Aqueous Aluminum Nanofluid Combustion in Diesel Fuel / Mu-Jung Kao, Chen-Ching Ting, Bai-Fu Lin, and Tsing-Tshih Tsung // Journal of Testing and Evaluation, Vol. 36, No. 2. P. 1-5. ID JTE100579; 2008.
6. Grégoire-Padró, C. E. and Lau, F., *Advances in Hydrogen Energy*, Kluwer Academic/Plenum Publishers, New York, 2000. P. 378.

UDC 621.436.1:532.135

Sorokin R.R., Kozytskyi S.V.

National University "Odessa Maritime Academy"

Efficiency comparison of the crankshaft's torsional vibrations hydrodynamic damper of a low-speed vessel engine depending on the design parameters and the properties of the fluid

In the contemporary world of transport system, maritime transportations occupy one of the first places among the existing means of transport. The need for them is confirmed by the increase in requests from global carriers for the design of new vessels. Most often, internal combustion engines (ICE) are used as the main propulsion system of the vessel. The shaft line is one of those propulsion system (PS) parts that is subjected to serious stresses, as it consumes the whole energy load of the main engine (ME) when the vessel is underway. It is affected by a torque that arises from the gas pressure forces on a piston head in all crank mechanisms of engine cylinders; as well as the moments of inertia forces. The nature of torsional vibrations starts changing in the system during the gradual approximation of the forced vibrations frequency to the free vibrations frequency of any form, and right at the moment of frequency coincidence, an uncontrolled increase in the amplitudes of resonant vibrations occurs. Large dynamic stresses of the

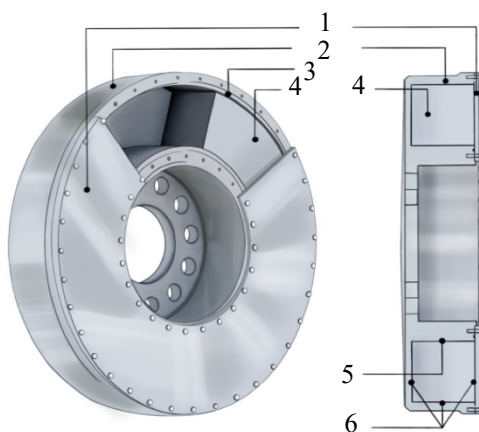


Fig.1 – Viscosity damper design:
 1 – damper's end cover; 2 – housing; 3 – seal between
 the cover and the damper's housing;
 4 – flywheel (inertia ring); 5 – bearing;
 6 – clearances filled with fluid.

shaft, its axial vibration and in some cases destruction can become the consequences of such phenomena. Ensuring the trouble-free shaft line operation directly depends on the process organization of reducing the negative impact of torsional vibrations and the phenomenon of resonance.

Plenty of **scientific papers** have been published regarding this topic. Important is the contribution of Professor V. P. Terskykh [1], who was one of the first

scientists to generalize and classify dampers and varieties of anti-vibrators. Within the paper [2], various options for reducing the amplitudes of torsional vibrations are considered, described, and compared – means by changing system design parameters and with the help of anti-vibrators and dampers. A number of scientific sources [3–5] highlight the feasibility of using a hydrodynamic type of dampers due to their efficiency, relative simplicity in design and long service life. Practically, liquid dampers remain on the market as an extremely common mean of torsional vibration damping and they are manufactured by such very well-known companies as GEISLINGER, METALDYNE, etc.

Fig. 1 shows the design of a hydrodynamic damper: a flywheel mass (4) is inserted into the metal housing (2) in the form of a ring that rotates freely relatively to it, while the clearance (6) between the housing – the inertial mass – and the cover (1) filled with the fluid; the damper must have a seal (3) between the housing and its cover, as well as bearing (5). Mineral and synthetic oils are quite often utilized as the gap fluid in such damper, but mostly the silicone liquid is used.

Problem statement

Because of their rheological properties, mineral and synthetic oils are referred to Newtonian liquids during calculations, while silicones are referred to non-Newtonian (pseudoplastic) ones. An indication of using a silicone fluid in a hydrodynamic damper is a decrease in its viscosity under the influence of the high velocity gradient on the shear resistance. An important step towards the development of the topic of increasing the hydrodynamic damper efficiency [6,7] was the consideration of using non-Newtonian dilatant fluids in the damper clearances, which are colloidal materials (particles are inserted into the fluid). While the shear resistance value is small, such liquid has its initial viscosity; but when this value is getting higher – friction occurs between the particles which in turn leads to an increase in the effective viscosity. The increase in the efficiency of using such dilatant liquids can be performed by changing the concentration and size of their par-

ticles. In [7, 8] papers, theoretical calculations of the efficiency of using dilatant fluids in a viscous damper were carried out within the framework of comparing the values ratio between the moments of friction forces in a damper created by the non-Newtonian fluid and the moment which is created by the Newtonian one.

The purpose of paper is the study aimed at enhancing the efficiency of the torsional vibration viscous damper of an eight-cylinder low-speed vessel engine WARTSILA by improving its design parameters and using dilatant fluids in its clearances as well as theoretical calculations of the damper's relative efficiency values.

Selection of the damper parameters for theoretical study

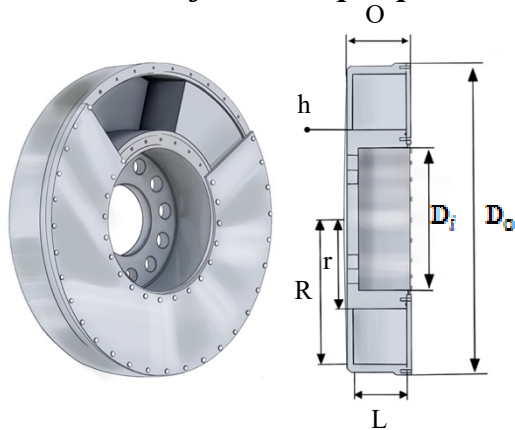


Fig. 2 – Damper model with designations of the design parameters: D_o – outer diameter of the damper; D_i – inner diameter of the damper; O – width of the damper;

h – gap between the flywheel ring and the housing elements; R – outer radius of the flywheel mass; r – inner diameter of the flywheel mass; L – width of the inertia ring

To select the torsional vibration damper for the vessel's shaft line system it is necessary to have practically obtained, as well as confirmed by calculations figures of some significant parameters [2,9], such as the effective inertia moment of the damper θ_e , the inertia moment of the damper's flywheel ring θ_r , flexibility of the crankshaft's mounting to the housing of the damper in the system e_0 , the value of a linear viscosity damping G , the index of the damper friction resistance E , fluid viscosity ν_0 and undimensioned damping factor K .

By means of this factor a quick check of the damping magnitude, independent of the damper size, can be made. One has first to get a damping factor and then carry out the torsional vibration calculation [9]. Based on the obtained data, the damper is selected that meets the calculated requirements, with typical dimensions and parameters. The main test will indicate whether the torsional vibration stress values with a damper in the system exceed the stated permissible values during the action of resonant amplitudes at all ME operational modes.

The model of the damper used by the two-stroke WARTSILA 8RTA96C–B engine in the vessel's shaft line system is presented by Fig. 2. Table 1 summarizes the main initial data of the damper's parameters and dimensions. For further calculations, the registered values of torsional vibrations parameters in the existing system are used: the amplitude $\varphi_0 = 14,5 \cdot 10^{-3}$ rads and pha-se velocity of vibration $\omega = 0.5$ rad/s [10]. The dynamic parameters of the damper together with the associated shaft line system are calculated using variable parameters, such as stiffness coefficient c_0 and corresponding to it damping coefficient K . Their choice is based on the theory of optimal damper design [9].

According to [9], the optimal calculated values of index K are in the range from 0.14 to 0.16; the coefficient is relatively connected to the parameter c_0 (1) and affects the system – the value of stresses which are acting on the shaft decreases when the stiffness coefficient c_0 increases.

Table 1 – Initial data of the system and parameters of the torsional vibration damper

Effective inertia moment of the damper, θ_e	17928 kg · m ²
Inertia moment of the damper's flywheel ring, θ_f	24702 kg · m ²
Torsional stiffness while twisting, c_0	60 MH · m/rad
Outer diameter of the damper, D_o	3400 mm
Inner diameter of the damper, D_i	2100 mm
Damper width, O	500 mm
Distance between the flywheel mass and the housing elements, h	5 mm
External radius of the flywheel, R	1620 mm
Internal diameter of the flywheel, r	1165 mm
Flywheel ring width, L	410 mm

$$K = \frac{G \cdot \omega}{c_0}, \quad (1)$$

where $G = 240000$ N·m·s/rad – linear viscous damping value;

$\omega = 38,61$ rad/s – phase velocity of natural vibrations according to the measured data [10].

$$K = \frac{240000 \cdot 38,61}{60 \cdot 10^6} \approx 0,15.$$

The relationship between torsional stiffness coefficient c_0 and e_0 – value of the crankshaft's flexibility while twisting, is expressed by the equality

$$c_0 = \frac{1}{e_0}, \text{ thus } e_0 = \frac{1}{60 \cdot 10^6} = 0,017 \cdot 10^{-6} \text{ rad}/(\text{N} \cdot \text{m}).$$

Damping of the dangerous torsional vibrations is performed due to the friction forces that occur in the damper housing from the flywheel mass shifting in the fluid relatively to the case. The mechanical link between the primary (housing and cover) and secondary (flywheel) inertia is provided by the operational fluid in the clearances h . In [6], the total and average values of the force's moment occurring in a silicone damper were calculated and it was proved that in the case of using silicones, during high velocity gradient values, the moment of friction forces decreases in comparison with Newtonian liquids. In papers [7,8], an equation was derived for evaluating the efficiency of a damper filled with a non-Newtonian liquid, relatively to that, which is filled with a Newtonian one.

Calculation of the working fluid viscosity and changes in the geometry of clearance that it fills are shown in the article to increase the efficiency of the viscous damper, thereby providing an opportunity to optimize the ME system.

Enhancing the efficiency of the viscous damper by using a dilatant fluid as an operational one and changing geometric parameters

Using the formula (2) from paper [7] and the simplified damper model (see Fig. 3), one can find the ratio of the friction forces moment in the damper (pa-

rameters are indicated in Table 1), which a non-Newtonian fluid creates ($n > 1$) to the moment created by a Newtonian one ($n = 1$).

$$M(t) = 2 \cdot \pi \cdot K_n \cdot \left(\frac{\varphi_0 \cdot \omega}{h} \right)^n \cdot \cos^n \omega t \cdot f_{(n)} \quad (2)$$

where $f_{(n)}$ – the function which considers the original design parameters of the damper (Table 1)

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

The ratio between the averaging values of the friction force moments in a damper created by a non-Newtonian fluid and values of the moments created by a Newtonian one ($n = 1$) can be stated as:

$$w = \frac{1}{C} \cdot \frac{\langle M_n \rangle}{\langle M_1 \rangle} = \left(\frac{\varphi_0 \cdot \omega}{h} \right)^{n-1} \cdot \frac{f_{(n)} \cdot \langle |\cos^n \omega t| \rangle}{f_{(1)} \cdot \langle |\cos \omega t| \rangle}, \quad (3)$$

where $C = K_n/\nu$ – the constant of the considered non-Newtonian fluid compared to the Newtonian fluid viscosity;

$\cos^n \omega t$ – in (2) a harmonic function, the averaging for which in (3) has the form as follows:

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

The parameter w determines the efficiency of the damper under consideration when using a dilatant fluid instead of a Newtonian one. Calculation results are listed in Table 2 and a graph of the obtained results (Fig. 4) is provided below.

Table 2 - Calculation of the damper efficiency parameters w for the flow indices n

n	1	1,5	2	2,5	3
w	1	1,27	1,67	2,25	3,08

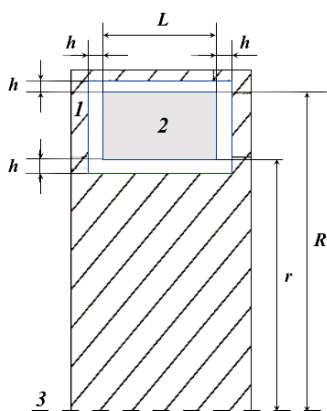


Fig. 3 – Simplified design model of the selected damper, that considers its original parameters, according to the designations in Table 1

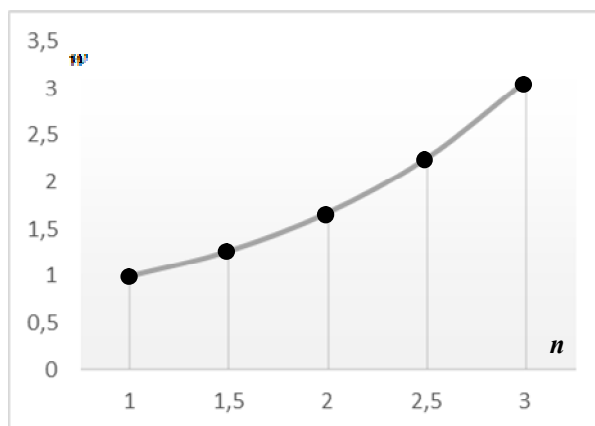


Fig. 4 – The efficiency graph of the selected damper: dependence function of w on the flow indices n of dilatant liquids

From the above graph (Fig. 4) one can see that the efficiency of damping

the resonant amplitudes by a damper enhances with increased values of the index n . The higher the amplitude of resonant vibrations occurs in the vessel's shaft line system, the greater shear resistance gradient and the damping moment of friction would be. However, at large values of the index n , the relative shifting of inertia mass in the damper will not occur and its efficiency will decrease.

Firstly, it is necessary to analyze the damper operation by changing the value of the clearance h , in comparison with its original size – 5 mm. The main parameters of the damper remain unchanged – the external structure, connection dimensions with the crankshaft, the parameters of the space in which the flywheel ring rotates, and the operational fluid is poured. According to equation (2), the gap parameter h is in the denominator, so that the numerical changes of this figure (increase or decrease) will directly affect the initial values of the friction moments $M(t)$, and hence the values of the efficiency parameter w .

The key issue is the proper choice of the direction and values of the clearance h changings, considering the possibility of the trouble-free running of the modified damper during the allotted operational period. With the values of the design clearance $h = 1$ mm and $h = 2$ mm, extremely high values of the friction moments will be observed in the damper, which are arisen due to the large size of the flywheel ring and the small gap between it and the casing. In the event of the significant viscous friction forces, the inertia ring will not be able to rotate freely in the damper housing, there will be no relative velocity between the flywheel mass and casing, so the efficiency will drop and as a result, instead of being a vibration damper, it will turn into an additional uncontrolled mass in the shaft line system; the service life of such damper will noticeably fall due to its wear. Moreover, the operation of the damper with such small clearances is an extremely difficult task. That's why the cases with $h = 1$ mm and $h = 2$ mm are considered as inappropriate.

Table 3 – Calculated damper parameters for three cases

1) Calculated design parameters of the damper with $h = 7$ mm					
$h, \text{ м}$	$R, \text{ м}$		$r, \text{ м}$		$L, \text{ м}$
0,007	1,618		1,167		0,406
Calculations of the damper efficiency parameter w_1 for indices n					
n	1	1,5	2	2,5	3
w_1	1	1,07	1,19	1,36	1,57
2) Calculated design parameters of the damper with $h = 3$ mm					
$h, \text{ м}$	$R, \text{ м}$		$r, \text{ м}$		$L, \text{ м}$
0,003	1,622		1,163		0,414
Calculations of the damper efficiency parameter w_2 for indices n					
n	1	1,5	2	2,5	3
w_2	1	1,64	2,79	4,86	8,58
3) Calculated design parameters of the damper with $h = 4$ mm					
$h, \text{ м}$	$R, \text{ м}$		$r, \text{ м}$		$L, \text{ м}$
0,004	1,621		1,164		0,412
Calculations of the damper efficiency parameter w_3 for indices n					
n	1	1,5	2	2,5	3
w_3	1	1,42	2,09	3,15	4,82

Next allowable options for the clearance to be considered are $h = 7; 4; 3$ mm. For these dimensions we will figure out the corresponding values of the damper efficiency parameters w . Firstly, let's increase the gap by 2 mm i.e., 1) $h = 7$ mm. Next, we will calculate the damper with reduced values of the gaps in comparison with the original ones, hence: 2) $h = 3$ mm; and 3) $h = 4$ mm. From the model presented above (Fig. 3) it can be stated that the parameters of the inertia ring and the geometry of the clearance undergo changes. The found values of the formed damper's parameters and the data regarding their efficiency w at the corresponding indices n (3) are listed in Table 3. The newly formed graphs, together with the original one (Fig. 4), are plotted on one coordinate plane (see Fig. 5) to compare the results.

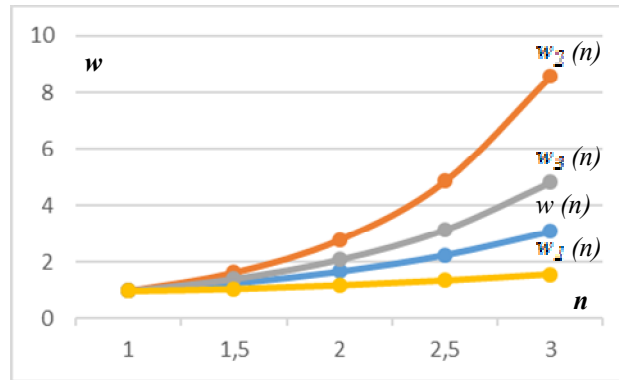


Fig. 5 – Dependence function of efficiency parameter w on the flow indices n of dilatant liquids: $w(n)$ – damper efficiency of the initial construction; $w_1(n)$ – with the clearance $h = 7$ mm; $w_2(n)$ – $h = 3$ mm; $w_3(n)$ – $h = 4$ mm.

From the graphs (Fig. 5) it can be stated that with an **increase** in the clearance h between the inertia mass and the housing parts and a change in the parameters of the ring, the efficiency of resonant torsional vibrations damping significantly decreases compared to the initial efficiency, when the gap h is 5 mm. The application of such a damper is impractical, because the one which has initial dimensions shows better characteristics. The best ratio between the frictional moments, which are arisen in the viscous damper, is obtained from the function $w_2(n)$ – according to the second calculation (Table 3), with a **reduced clearance** i.e., $h = 3$ mm. As previously stated in this paper, the further greater decrease of the clearance h is providing the increase of the parameter w theoretical value, but the practical functioning of such a damper and its performance will deteriorate. Thus, according to results of the conducted studies, it is obtained that **the greatest efficiency** of the damper is achieved with its subsequent param.: $h = 0,003$ m, $R = 1,622$ m, $r = 1,163$ m, $L = 0,414$ m (Fig. 5, function $w_2(n)$).

Let's evaluate the damper efficiency parameter w depending on its behavior during measured values of the torsional vibration amplitudes φ_0 in a typical two-node vessel's shaft line system at the ME's operational modes [10] with various dilatant fluid flow indices n in the clearances h of the damper. Using the model of

efficiency parameter w evaluation (2,3), we will calculate the value with each index n (1.5, 2, 2.5) for the initial $\varphi_0 = 14,5 \cdot 10^{-3}$ rad and three other amplitudes that were recorded during the normal operation of the WARTSILA 8RTA96C–B diesel engine [10]. The results of calculation are listed below, in the Table 4. For each case the corresponding graphs are built on one coordinate plane (see Fig. 6) to compare the results.

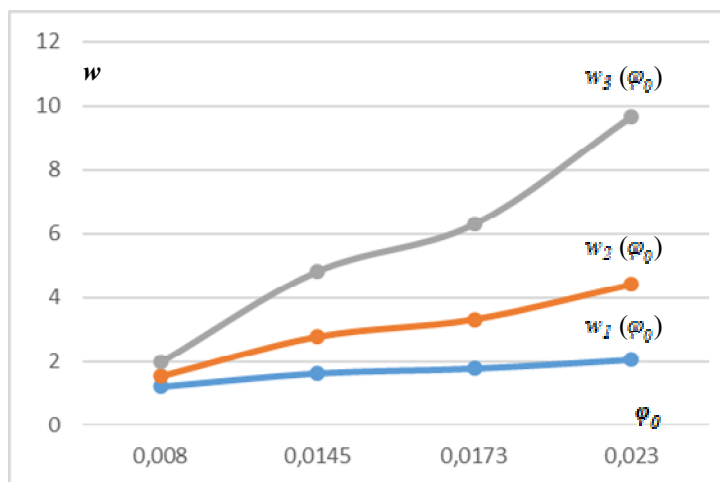


Fig. 6 – Dependence of the calculated damper efficiency parameter w on the amplitudes φ_0 recorded during ME's operation for different indices n of the dilatant liquid: $w_1(\varphi_0)$ – with $n = 1,5$; $w_2(\varphi_0)$ – with $n = 2$; $w_3(\varphi_0)$ – with $n = 2,5$.

From the graphs (Fig. 6): it is **proved** that in the calculated damper, the ratio of the friction moments averaging values created by the non-Newtonian fluid to the moments created by the Newtonian one (parameter w) will rise with an increase in the amplitude of the vessel's shafting torsional vibrations; and the higher the concentration of the dispersed phase is (the value of the liquid flow index n), the better the efficiency of the torsional vibration damping at the same amplitude values φ_0 will be.

Table 4 – The results of calculating the dependence $w(\varphi_0)$ at different values of the flow index n

φ_0, n	$n = 1,5$	$n = 2$	$n = 2,5$
φ_0 , рад	w_1	w_2	w_3
1. 0,008	1,21	1,53	1,98
2. 0,0145	1,63	2,78	4,83
3. 0,0173	1,78	3,32	6,30
4. 0,023	2,06	4,41	9,66

An important stage in analyzing the efficiency of the damper in the vessel's shaft line system is the calculation of the optimal viscosity of its operational liquid using the method described in [9, 11] at a relatively even rotation of the shaft. The optimal viscosity ν_0 [mm²/s] is calculated using the following formula [11]:

$$\nu_0 = \frac{h}{\pi \cdot \rho \cdot R^4 \cdot M \cdot E} \cdot \sqrt{\frac{\theta_\epsilon}{\Delta e_0}} \cdot \left(\frac{1,27 \cdot 10^{-6} \cdot N}{\rho \cdot M^2 \cdot R^3} \cdot G + \sqrt{1 + \left(\frac{1,27 \cdot 10^{-6} \cdot N}{\rho \cdot M^2 \cdot R^3} \cdot G \right)^2} \right),$$

where $G = 240000$ N·m·s/rad – linear viscous damping value;

$E = 9,117$ – the index of the damper friction resistance;

R, r, L, h – external and internal diameters of the inertia ring in the calculated damper; its width and the clearance between the housing and the ring (in accordance with clause 2 Table. 4);

$\rho = 960 \text{ kg/m}^3$ – the studied density of the damper's operational fluid;

$\theta_e = 17928 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $\Delta e_0 = 0,017 \cdot 10^{-6} \text{ rad/(N} \cdot \text{m)}$ – constants of the system, effective inertia moment of the damper housing and value of the crankshaft's flexibility while twisting;

M, N – coefficients that are calculated depending on the inertia ring dimensions using the following formulas:

$$M = 1 - \frac{r^4}{R^4} + 2 \cdot \frac{L}{R} \cdot \left(1 + \frac{r^3}{R^3}\right); N = 1 - \frac{r^5}{R^5} + 2,5 \cdot \frac{L}{R} \cdot \left(1 + \frac{r^4}{R^4}\right).$$

By inserting these parameters into the above equation, it can be determined that the optimal calculated kinematic viscosity value of the hydrodynamic damper operational fluid ν_0 is $11000 \text{ mm}^2/\text{s}$. The given viscosity value corresponds to high-viscosity liquids, so a viscous flow will be observed in the damper operational liquid.

Conclusions:

1. The studies carried out make it possible to determine the optimal damper parameters on a non-Newtonian fluid: $h = 0.003 \text{ m}$, $R = 1.622 \text{ m}$, $r = 1.163 \text{ m}$, $L = 0.414 \text{ m}$.

2. In such a damper the ratio of the friction forces moments averaging values created by the non-Newtonian fluid to the moments created by the Newtonian one (parameter w) will rise with an increase in the flow index n value and an increase in the torsional vibration amplitudes of the vessel shafting system. For $h = 5 \text{ mm}$ – when $n = 1$, $w = 1$; when $n = 2$, $w = 1.67$; when $n = 3$, $w = 3.08$. For $h = 7 \text{ mm}$ – when $n = 1$, $w = 1$; when $n = 2$, $w = 1.07$; when $n = 3$, $w = 1.19$. For $h = 3 \text{ mm}$ – when $n = 1$, $w = 1$; when $n = 2$, $w = 2.79$; when $n = 3$, $w = 8.58$.

3. The sufficiently large values of the exponent index n will cause the significant forces of viscous friction, that will not allow the relative movement of the inertia mass to be performed inside damper's casing; and a decrease in the velocity gradient leads to a decrease in its efficiency.

4. The theoretically optimal kinematic viscosity **evaluation** of the hydrodynamic damper operational fluid at a relatively even rotation of the vessel's shafting was **performed** – $\nu_0 = 10230 \text{ mm}^2/\text{s}$. A viscous flow will be observed in the damper operational liquid.

LIST OF REFERENCES

1. Terskykh V. P. Calculations of torsional vibrations of power plants: Vol. 3 / V. P. Terskykh. – L.: Sudpromgiz. – 1953-1954. – 1953-1954. – Vol. 1. – 259 p., Vol. 2. – 215 p., Vol. 3. – 200 p.,

2. Istomin P. O. Torsional vibrations in vessel's combustion engines / P. O. Istomin. – Leningrad: Shipbuilding, 1968. – 304 p.
3. Rodin P. T. Adjusting the shaft line vibrations of the vessel's diesel installations / P. T. Rodin. Doctor of Engineering science Thesis, Odesa, 1992. – 385 p.
4. Lee D. C. A Study on the Torsional Vibration Characteristics of Super Large Two Stroke Low Speed Diesel Engines with Tuning Damper / D. C. Lee, R. D. Barro. // Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng. – 2009. – № 19. – P. 64–75.
5. Venczel M. Design Modifications and Thermal Analysis of Visco-Dampers for Extending Silicone Oil Durability / M. Venczel, M. Steidl, Á. Veress. // Acta Polytechnica Hungarica. – 2021. – № 18. – P. 27–46.
6. Kozytskyi S. V. Improving the operational reliability of torsional vibration dampers of vessel's diesels / S. V. Kozytskyi, Kiriian S. V. // Ship's power plants: scientific and technical collection. – Odesa: ONMA, 2012. – № 30. – P. 122–128.
7. Kozytskyi S. V. Comparison of the torsional vibration damper efficiency of the vessel's diesel engine crankshaft when using liquids with different rheological properties / Kozytskyi S. V., Kiriian S. V., Shvets O. I. // Ship's power plants: scientific and technical collection. – Odessa: NU "OMA", 2019. – № 38. – P. 107–115.
8. Sorokin R. R. Efficiency of using non-Newtonian liquids in torsional vibration hydrodynamic dampers of the vessel's diesel engine crankshaft // R. R. Sorokin, Kozytskyi S. V. // Ship's power plants: scientific and technical collection. – Odesa: NU "OMA", 2020. – № 40. – P. 88–96.
9. Geislinger Viscous dampers catalog, technical data and main calculations. // Vdamp Catalog. – 2020. – № 1.6. – P. 6–13.
10. HYUNDAI-Wartsila 8RTA96C-B Final Drawings & Tests MANUAL – South Korea, 2009. – 470 p.
11. Pokusaiev M. N. Fundamentals of a mathematical model of a vessel's torsional vibration damper with operational fluid inside and with a change of its rheological properties / M. N. Pokusaiev, Gorbachev N. M. // Marine engineering and technologies. – Astrakhan, 2004. – P. 110–112.

УДК 621.436.

Біткіне К. Г., Козицький С. В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Врахування втрат потужності суднових малообертових двигунів фірми MAN B&W на рух складових у кривошипно-шатунному механізмі.

Постановка задачі. Зворотно-поступальний рух поршня перетворюється у обертальний рух кривошипа завдяки кривошипно-шатунному механізму (КШМ). Цей процес супроводжується механічними та тепловими втратами.

Аналіз публікації. Динаміка КШМ досліджена детально [1]. Визначені сили, що діють на поршень при згорянні палива, сили деформації у шатуні та

кривошипі і моменти, що діють у ньому. В даній роботі ми дослідимо енергетичні втрати зумовлені рухом складових КШМ.

Мета роботи. Оцінити втрати потужності головних суднових двигунів корпорації MAN B&W на рух складових кривошипно-шатунного механізму, без врахування втрат на тертя.

Викладення основного матеріалу дослідження.

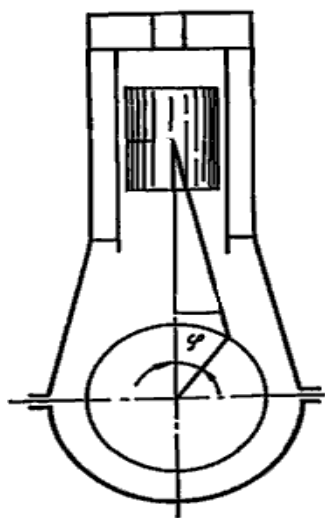


Рис. 1 – Тронкова схема

У тронковій схемі двигуна – шатун безпосередньо з'єднується з поршнем (рис.1), а у крейцкопфній – через крейцкопф і шток. Враховуючи те, що крейцкопф, шатун та поршень здійснюють зворотно-поступальний рух, то кінематичні параметри їх однакові, через те можна обмежуватися тронковою схемою (рис 1). Будемо вважати, що у верхній точці шатуна зосереджений поршень, маса якого є сумою мас крейцкопфа, шатуна та поршня.

1. Кінетична енергія поршня.

Швидкість поршня залежить від кута повороту φ кривошипу та параметру КШМ і визначається за формулою [2]:

$$V_B = \omega * r * \left(\sin \varphi + \frac{\lambda * \sin 2\varphi}{2 * \sqrt{1 - (\lambda * \sin \varphi)^2}} \right) \quad (1)$$

де r – радіус кривошипа,

ω – кутова швидкість обертання кривошипа.

λ – стала механізму, відношення радіуса кривошипу до довжини шатуна.

Тоді, кінетична енергія поршня знаходиться за формулою [2]:

$$T_{\pi} = \frac{m_{\pi} * \omega^2 * r^2}{2} * \left(\sin \varphi + \frac{\lambda * \sin 2\varphi}{2 * \sqrt{1 - (\lambda * \sin \varphi)^2}} \right)^2 \quad (2)$$

де m_{π} – маса поршня (зі штоком та крейцкопфом),

Графік залежності приведений кінетичної енергії поршня $T_{\pi}/(m_{\pi} * \omega^2 * r^2)$ від кута повороту кривошипа зображено на рисунку 2 .

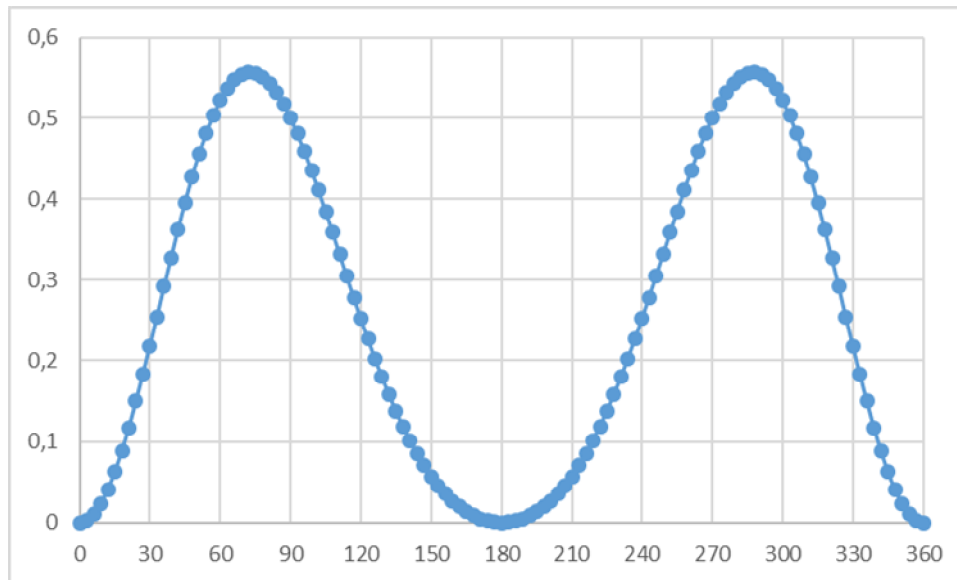


Рис. 2 –Графік залежності приведеній кінетичної енергії поршня від кута повороту кривошипа, де $\lambda = 0,38$

Кінетична енергія шатуна.

Для того, щоб розрахувати кінетичну енергію шатуна скористаємося теоремою Кеніга. Оскільки, вона складається з кінетичної енергії поступального руху центра мас та кінетичної енергії обертання навколо центра мас [2]:

$$T_{\text{ш}} = \frac{m_{\text{ш}} * V_C^2}{2} + \frac{I_{\text{ш}} * \omega_L^2}{2} \quad (3)$$

де $m_{\text{ш}}$ – маса шатуна,

- V_C – швидкість центра мас шатуна,
- $I_{\text{ш}}$ – момент інерції відносно осі, що проходить через центр мас, перпендикулярно площині руху шатуна обертання кривошипа (вала),
- ω_L – кутова швидкість обертальної складової шатуна.

Залежність ω_L від кута повороту кривошипу визначається за формулою [2]:

$$\omega_L = \omega * \frac{\lambda * \cos \varphi}{\sqrt{1 - (\lambda * \sin \varphi)^2}} \quad (4)$$

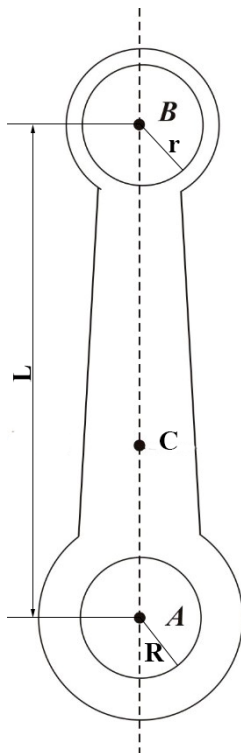


Рис. 3 - Шатун

мо його суцільним.

Для того щоб, визначити кінетичну енергію обертальної складової шатуна, необхідно знати його момент інерції. Рисунок шатуна наведено на рис. 3. Масу шийки шатуна та масу поршневого пальця відносимо до маси шатуна, тобто вважає-

Для проведення оцінок та визначення впливу положення центру мас на кінетичну енергію шатуна обмежимося двома простими моделями:

а) шатуна – тонкий однорідний стрижень довжиною L , тоді положення центра мас та відповідний момент інерції знаходимо за формулами:

$$\frac{AC}{L} = \frac{1}{2}, \quad I_{ш} = \frac{m_{ш} * L^2}{12}$$

б) шатун – має форму однорідного рівнобедреного трикутника для якого $L \gg R$ та $r \ll R$, тоді положення центра мас та відповідний момент інерції знаходимо за формулами [2]:

$$\frac{AC}{L} = \frac{1}{3}, \quad I_{ш} = \frac{m_{ш} * L^2}{18}$$

Кінетична енергія обертальної складової шатуна $T_{ш}^{об}$ для обох моделей знайдемо за формулами: а)

$$T_{ш}^{об} = \frac{I_{ш} * \omega^2}{2} = \frac{m_{ш} * L^2 * \omega^2}{24} * \left(\frac{\lambda * \cos \varphi}{\sqrt{1 - (\lambda * \sin \varphi)^2}} \right)^2 = \frac{m_{ш} * r^2 * \omega^2}{24} * \left(\frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - (\lambda * \sin \varphi)^2}} \right)^2 \quad (5a)$$

$$б) T_{ш}^{об} = \frac{I_{ш} * \omega^2}{2} = \frac{m_{ш} * L^2 * \omega^2}{36} * \left(\frac{\lambda * \cos \varphi}{\sqrt{1 - (\lambda * \sin \varphi)^2}} \right)^2 = \frac{m_{ш} * r^2 * \omega^2}{36} * \left(\frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - (\lambda * \sin \varphi)^2}} \right)^2 \quad (5б)$$

Графік залежності приведеної кінетичної енергії обертальної складової шатуна від кута повороту кривошипа

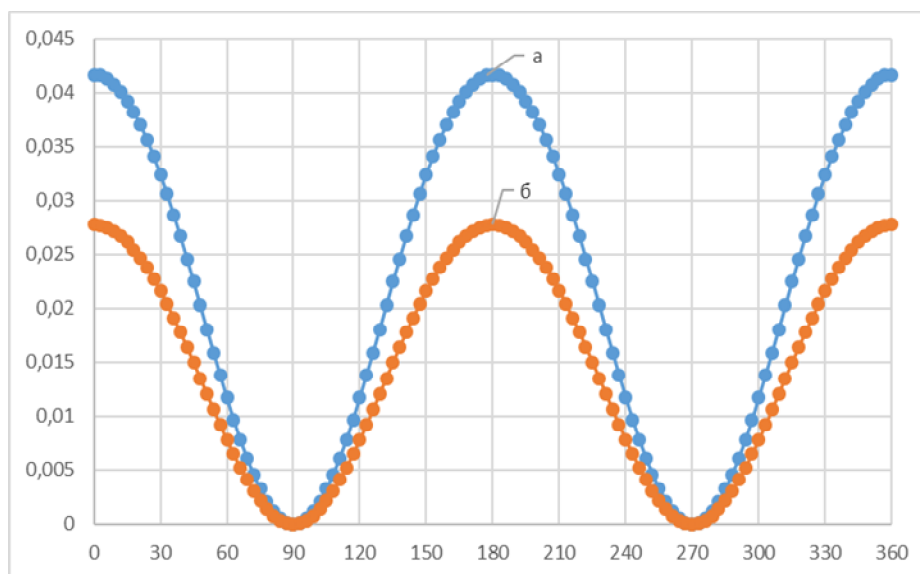


Рис. 4 –Графік залежності приведеної кінетичної енергії обертальної складової шатуна від кута повороту кривошипа

$$T_{ш}^{об} / m_{ш} * r^2 * \omega^2, \text{ де } \lambda = 0,38$$

вої шатуна $T_{ш}^{об} / m_{ш} * r^2 * \omega^2$ від кута повороту кривошипа φ зображено на рисунку 4. Швидкість довільної точки С шатуна визначаємо за формулою V_c

$$[3]: \quad = \omega * r * \sqrt{\left(\sin \varphi + \frac{AC}{L} * \frac{\lambda * \sin 2\varphi}{2 * \sqrt{1 - (\lambda * \sin \varphi)^2}} \right)^2 + \left(1 - \frac{AC}{L} \right)^2 * \cos^2 \varphi}; (6)$$

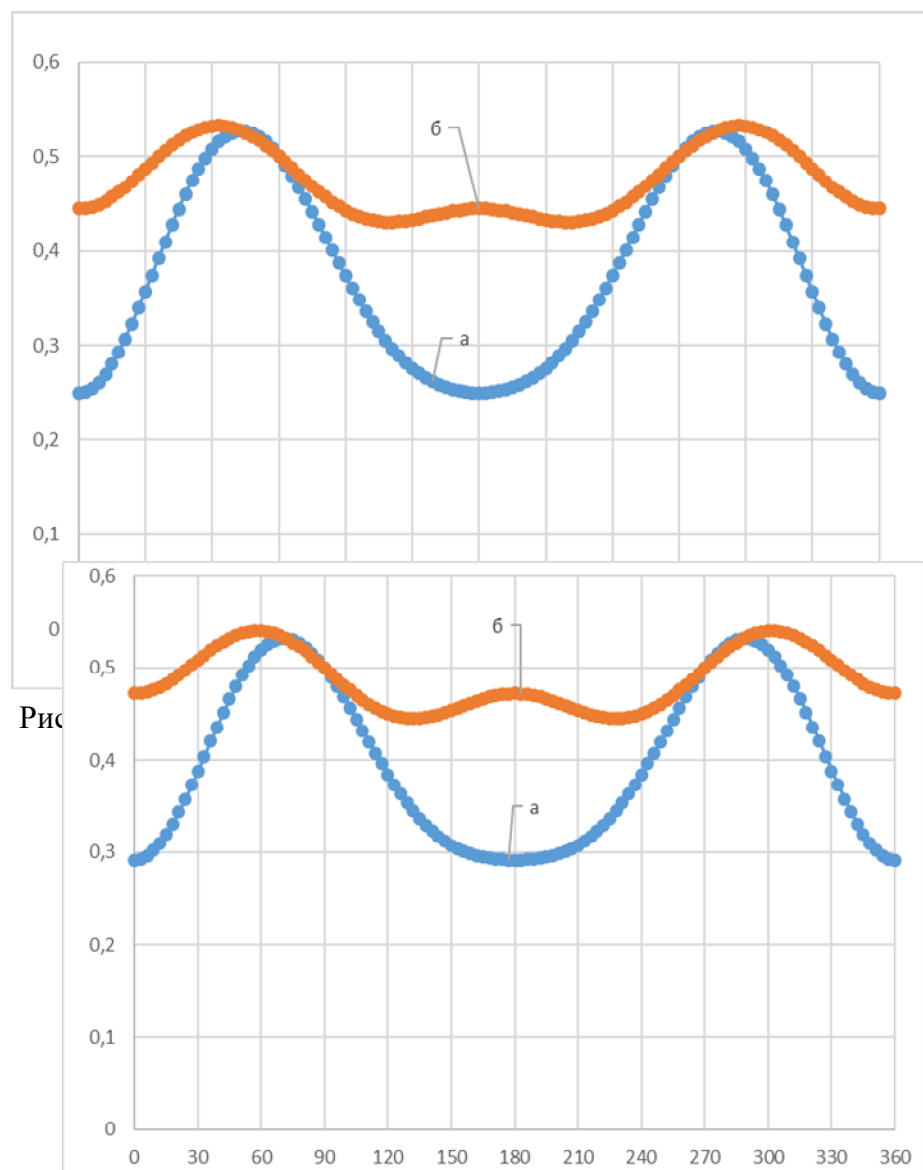
Тоді для кінетичної енергії складової поступального руху шатуна отримуюмо:

$$\text{а) } T_{\text{ш}}^{\text{п}} = \frac{m_{\text{ш}} * \omega^2 * r^2}{2} * \left(\left(\sin \varphi + \frac{\lambda * \sin 2\varphi}{4 * \sqrt{1 - (\lambda * \sin \varphi)^2}} \right)^2 + \frac{1}{4} * \cos^2 \varphi \right) \quad (7\text{а})$$

$$\text{б) } T_{\text{ш}}^{\text{п}} = \frac{m_{\text{ш}} * \omega^2 * r^2}{2} * \left(\left(\sin \varphi + \frac{\lambda * \sin 2\varphi}{6 * \sqrt{1 - (\lambda * \sin \varphi)^2}} \right)^2 + \frac{4}{9} * \cos^2 \varphi \right) \quad (7\text{б})$$

Побудуємо приведенний графік залежності кінетичної енергії поступальної складової шатуна від кута повороту кривошипа φ зображено на рисунку 5. $T_{\text{ш}}^{\text{п}} / m_{\text{ш}} * r^2 * \omega^2$

Побудуємо приведенний графік залежності сумарної кінетичної енергії шатуна від кута повороту кривошипа φ зображено на рисунку 6.



Рис

Рис. 6 - Приведений графік залежності сумарної кінетичної енергії шатуна від кута повороту кривошипа φ

$$T_{\text{ш}}^{\text{п}} / m_{\text{ш}} * r^2 * \omega^2$$

Наведені дані вказують, що втрати на поступальну складову руху шатуна менші для першої моделі (а).

Кінетична енергія кривошипа

Кінетична енергія обертального руху кривошипу знаходиться за формулою [2]:

$$T_{кр} = \frac{I_{кр} * \omega^2}{2} \quad (8)$$

яка не залежить від його кута повороту .

Для моменту інерції кривошипа, який складається з двох щік (так як масу шийки віднесли до маси шатуна). Обмежимося моделлю кривошипа як однорідного стрижня довжиною r , тоді

$$I_{кр} = \frac{m_{кр} * r^2}{6} \quad (9)$$

де $m_{щ}$ – маса двох щік кривошипа. Тоді для кінетичної енергії обертального руху кривошипа отримуємо:

$$T_{кр} = \frac{m_{кр} * r^2 * \omega^2}{12} \quad (10)$$

Втрати потужності двигуна на кінетичну енергію складових КШМ у двигунах корпорації MAN B&W

Таблиця 1. Розрахунок втрати енергії двигуна на рух деталей КШМ

	Двигуни фірми MAN B&W					
	6S60ME-C8.2	8K90MC-C	G80ME-C9			
Маса поршня $m_{п}$, кг	3828	9888	6190			
Маса шатуна $m_{щ}$, кг	1879	8500	4900			
Маса кривошипу $m_{к}$, кг	2986	9100	4500			
Хід поршня S , мм	2400	2300	3720			
Оберти n , об/хв	79	84	68			
Період циклу $\tau=60/n$, с	0,76	0,71	0,88			
Циліндрова потужність $N_{ц}$, кВт	1830	5730	4450			
Втрата енергії на рух поршня $T_{п}$, кДж	98	262,8	283,8			
Втрата енергії на рух кривошипу $T_{к}$, кДж	24,5	77,5	65,7			
Втрата енергії на рух шатуна $T_{ш}$, кДж	$\frac{AC}{L} = \frac{1}{2}$	$\frac{AC}{L} = \frac{1}{3}$	$\frac{AC}{L} = \frac{1}{2}$	$\frac{AC}{L} = \frac{1}{3}$	$\frac{AC}{L} = \frac{1}{2}$	$\frac{AC}{L} = \frac{1}{3}$
	62,2	70,3	292,4	330,1	288,9	336,4
Сумарна втрата енергії на рух деталей за період T, кДж	а)	б)	а)	б)	а)	б)
	184,7	192,8	632,7	670,4	638,4	685,9
Втрата потужності, $N = T/\tau$, кВт	а)	б)	а)	б)	а)	б)
	243	253,68	891,1	944,2	725,5	779,4
$\delta = \frac{N}{N_{ц}} * 100\%$, %	а)	б)	а)	б)	а)	б)
	13,3%	13,9%	15,6%	16,5%	16,3%	17,5%

Для того, щоб визначити втрати енергії двигуна за один період на рух деталей КШМ, потрібно інтегрувати вирази (2), (5) та (7) в межах зміни кута повороту кривошипа.

$$T = \int_0^{2\pi} (T_{\pi} + T_{\pi}^{об} + T_{\pi}^n)(\varphi) d\varphi \quad (11)$$

Проведені розрахунки втрати енергії двигуна на рух деталей КШМ та потужності трьох різних двигунів фірми MAN B&W. Результати розрахунку зведемо в таблицю 1. Отримані дані дозволяють визначити втрату потужності двигуна на рух складових КШМ. Оскільки період циклу двигуна $\tau = 60/n$ с, то втрату потужності розраховуємо за формулою:

$$N = T/\tau \quad (12)$$

Висновки

Витрати енергії на рух складових КШМ у двигунах корпорації MAN B&W складає значну величину в межах 13-17%. При цьому суттєва витрата енергії приходить на рух шатуна. І вона зменшується для моделі (а) - коли центр мас знаходиться у центра шатуна.

Втрати енергії пропорціональні масам деталей, тому вирішення проблеми по зменшенню втрат зводяться до використання сучасних технологій, в основі яких лежить нанотехнологія.

Наразі матеріали, отримані пресуванням з порошків алюмінію та титану з присадками наночастинок, водночас міцні та пластичні, а питома вага у 2,5- 3 рази менша. Заміна на деталі КШМ з таких матеріалів зменшать розглянуті втрати у двигунах до 5-6 %.

Література

1. Суворов П. С. Судовые двигатели внутреннего сгорания[Текст]: Учебное пособие / П. С. Суворов. – Одесса: ОНМА, 2012. – 626 с.
2. Козицький С. В. Теоретична механіка: Підручник /для напряму підготовки 6.070104 «Морський та річковий транспорт»/. – Одеса, Астропринт, 2014. – 468 с.
3. Козицький С.В., Кіріян С.В., Швець О. І. Оцінка втрат кінетичної енергії у кривошипно-шатунному механізмі. Суднові енергетичні установки: Науково-технічний збірник. Вип. 42. - Одеса: НУ «ОМА», 2021. с. 57 - 65.
4. MAN B&W – S60ME-C8.2-TII (Project guide) [Електронний ресурс].– Режим доступа:
https://marine.man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/printed/S60ME-C8_2.pdf
5. HYUNDAI – MAN B&W DIESEL ENGINE MAIN ENGINE MANUAL, volume 1.
6. MAN B&W K90MC-C DIESEL ENGINE MAIN ENGINE MANUAL, volume 1.

Корітнянський Д.В., кер. доц. Козьмініх М.А.
Національний університет «Одеська морська академія»

Шляхи визначення ефективності суднової енергетичної установки контейнеровоза

Незалежно від епохи, рівня технологій і географічного положення – питання використання ресурсів, обладнання і транспортних засобів в морській сфері з найбільшою можливою ефективністю завжди являється актуальним.

Це можна досить легко пояснити лише тим, що від рівня ефективності роботи морського транспорту буде залежати ціна перевозок вантажів і прибуток як судновласників так і компаній які беруть судна у фрахт.

Одним із основних показників, який впливає на всю роботу судна, характеризуючи його ефективну роботу в цілому - являється технічний стан і рівень модернізації суднової енергетичної установки (СЕУ) яка встановлюється при закладці судна по замовленню судновласника і модернізується в залежності від технічного прогресу, нового законодавства та економічних тенденцій власника. [1]

Під терміном “суднова енергетична установка” мається на увазі сукупність всіх вузлів судна за допомогою яких воно приводиться в рух і забезпечується енергією для нормального функціонування.

Таким чином до складу СЕУ слід віднести наступні вузли :

Головна енергетична установка (та яка приводить судно в рух)

Допоміжна енергетична установка (та яка забезпечує роботу головної енергетичної установки)

Мета роботи – це проведення дослідження ефективності роботи СЕУ для аналізу та подальшого підвищення працездатності і економічності механізмів, збільшення їх надійності і безвідмовності, шляхом проведення технічних робіт по налаштуванню та модернізації вузлів механізмів.

Тема дослідження охоплює аналіз ефективності СЕУ контейнеровозу 2013-го року збудування у відповідності з рівнем технічного розвитку на 2021 рік. Прикладом для цього дослідження було обрано судно під назвою “APL SAVANNAH”.

Аналіз ефективності СЕУ

Головний двигун

Для того щоб охарактеризувати ефективність роботи обраного для розгляду головного двигуна типу MAN B&W 10S90ME за робочий період з 25.06.2021 по 29.09.2021 на судні були проведені 4 щомісячні дослід (ME Performance) з допомогою тестового приладу Tekomar .

За допомогою даного приладу, окрім безперервного моніторингу індикаторних показників головного двигуна, були зняті точні показники основних

процесів які виступають у якості показників ефективності роботи ГД і на їх основі побудовані індикаторні діаграми які вказано на малюнках нижче. Індикаторні діаграми (рис.1) описують процеси які відбуваються в циліндрах і за їх допомогою можна оцінити ефективність роботи двигуна в цілому.[4]

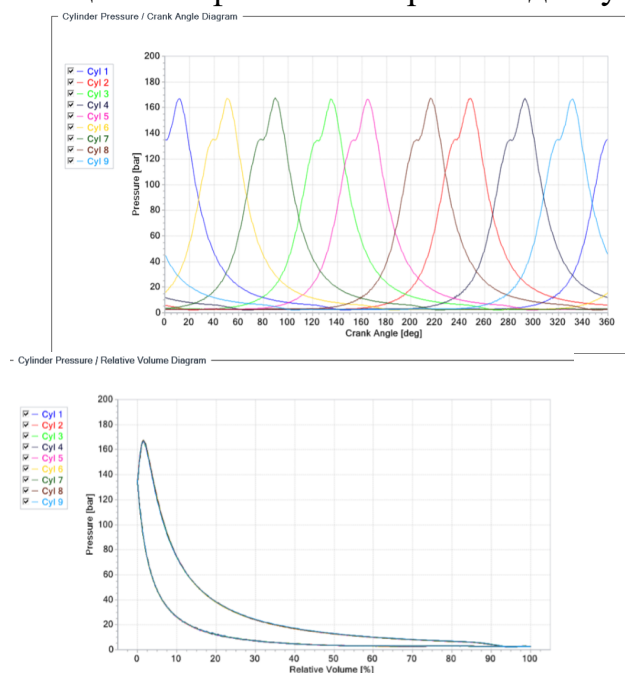


Рис. 1 Індикаторні діаграми головного двигуна MAN B&W 10S90ME

Допоміжні двигуни

Аналіз ефективності роботи допоміжних двигунів майже не відрізняється від того ж процесу для головного двигуна. На щомісячній основі були проведені аналітичні виміри індикаторних показників двигунів за допомогою приладу Tekomar.

Для більш якісного рівня проведення вимірів, їх необхідно проводити на найбільш можливому навантаженні, тому на період зняття індикаторних діаграм з циліндрів допоміжних двигунів, в роботу були підключені додаткові споживачі енергії суднової електричної системи, що дозволило підняти навантаження на двигуні до 80% при номінально можливому навантаженні в 4000 кВт.

Котельна установка

Ефективність роботи котельної установки полягає в оцінці об'єму пару яка вона генерує за певний проміжок часу на заданому навантаженні. Щоб зробити оцінку паропродуктивності котлів можна звернутись до Steam Consumption Chart де вказано граничні температури які мають досягати теплові елементи парової системи в залежності від навантаження котлів і зовнішніх факторів (температури).

Якщо котельна установка не може забезпечити всі потреби судна в парові це може бути ознакою її неправильної роботи, тому щоб запобігти цьому, щоденно необхідно проводити аналіз роботи котлів :

Фіксувати різницю перепаду на u-трубчатому манометрі

Фіксувати температуру в топці котлу (температуру газів які проходять через утилізаційний котел)

Фіксувати рівень навантаження на допоміжному котлові

Періодично робити огляд вогняної і водяної частин котлів

Щоденно моніторити парові протічки і при першій же можливості, їх усувати.

В якості результатів проведеної роботи, наведено три таблиці з одержаними показниками, які в прямій мірі характеризують роботу розглянутих установок та базуючись на отриманих даних проведено аналіз ефективності та економічності.

Таблиця 1. Головний двигун MAN B&W 10S90ME (28.09.2021)

Load	Kw	RPM	Load	kW	RPM	Load	Kw	RPM
25%	12768	52.9	50%	25535	66.7	75%	38303	76.3
Fuel index	Consumption		Fuel index	Consumption		Fuel index	Consumption	
43 mm	2242/h		64 mm	4335/h		83 mm	6507/h	
Pmax	Pcomp	Pscav	Pmax	Pcomp	Pscav	Pmax	Pcomp	Pscav
108.5	74.4	0.51	146.1	116.3	1.47	159.0	126.1	2.48

Таблиця 2. Допоміжні двигуни 8H32/40 (28.09.2021)

ДГ 1 – 21 875 год.		ДГ 2 – 16 132 год.		ДГ 3 – 13 734 год.		ДГ 4 – 13 227 год.	
Повітря в маш. відд. - 30 °C Морська вода – 29 °C Тиск в маш. відд. – 1.013 бар							
Load kW / RPM		Load kW / RPM		Load kW / RPM		Load kW / RPM	
3807/720		3800/720		3864/720		3850/720	
Mechanical/Electr.		Mechanical/Electr.		Mechanical/Electr.		Mechanical/Electr.	
89.7 % / 94.7 %		89.9 % / 94.6 %		89.3% / 94.4 %		89.9 % / 94.7 %	
Fuel index	26.1	Fuel index	22.9	Fuel index	22.2	Fuel index	26.8
Exh temp	395	Exh temp	365	Exh temp	364	Exh temp	376
P comp.	90	P comp.	94.6	P comp.	87.5	P comp.	91.1
P max.	125.8	P max.	130.2	P max.	122.2	P max.	123.2
SOC g/kW	222.7	SOC g/kW	201.2	SOC g/kW	213.7	SOC g/kW	204.7

Таблиця 3. Котельна установка (25.09.2021 і 26.09.2021)

Допоміжний котел – 3000 кг / год				Утилізаційний котел – 5000 кг / год			
Load	P bar	mmA diff	Fuel	ME Load	P bar	mmA diff	T gas
25%	2.5	45 mm	250 l/h	25%	3.8	70 mm	128
50%	4.65	43 mm	280 l/h	50%	5.9	68 mm	264
75%	6.50	40 mm	310 l/h	75%	6.8	59 mm	316
100%	6.8	30 mm	370 l/h	100%	6.8	43 mm	320

Проаналізувавши одержані данні можливо зробити наступні висновки:

- Головний двигун: керуючись отриманими показниками, головний двигун працює в рамках заданих параметрів і показники його роботи не мають відхилень від рекомендованих, додатково до знятих індикаторних показників було проведено інспекцію підпоршневого простору і поршневих кілець, що вказало про необхідність заміни поршня і поршневих кілець на 10 циліндри, у зв'язку з їх зносом і невеликою втратою тиску компресії на даному блоці двигуна, що в майбутньому може призвести до задирів, зношенню втулки або прориву газів з камери згоряння в простір наддуву та інших можливих поломок. [3]

- Допоміжні двигуни: керуючись отриманими даними, двигуни 2-3-4 працюють в рамках заданих показників які рекомендуються їх будівником, двигун 1 має завищену температуру вихлопних газів, підвищений розхід палива і занижений тиск згоряння, що свідчить про втрату ефективності і економічності. Для вирішення цієї проблеми необхідно провести перевірку паливної апаратури в тому числі паливних форсунок і насосів високого тиску, у разі якщо це не допоможе, необхідно відрегулювати паливоподачу або кут опередження впрыскування палива.

- Котельна установка: після проведення аналізу роботи допоміжного і утилізаційного котлів на отриманих результатах можна зробити висновок що котли працюють в нормальному режимі з достатньою паропроодуктивністю якої вистачає для забезпечення суднових потреб у парові, але рівень перепаду тиску вихлопних газів до і після котлів. Це свідчить про те, що димогарні трубки почали суттєво вкриватись сажовим покривом, для усунення якого необхідно провести мийку газового простору, при наявній можливості, що в свою чергу підвищить паропроодуктивність і зменшить витрату палива у допоміжному котлові. [2]

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Кобзарь В.М. Судовая энергетика: [учебное пособие] / В.М. Кобзарь, В.А. Абрамов. – Одесса: [ОНМА], 2008 – 180 с.

2. Корнилов Е.В., Афанашенко В.Н., Бойко П.В. Вспомогательные и утилизационные котлы морских судов. Конструкция и эксплуатация: Нав. посібн. — Одеса: Фенікс, 2004, - 172 с.
3. Логишев И.В., Ю.Н. Дивиденко Техническая эксплуатация судовых технических средств и безопасное несение вахты. — Одесса: Фенікс, 2019. — 472 с.
4. Смирнов, М. Н. Определение мощности СЭУ / М. Н. Смирнов. — Текст : непосредственный // Молодой ученый. — 2017. — № 4 (138). — С. 44-49.

УДК 629.12.565.3

Рачковський А. С., Павлович В. М. кер. доц. Козьмініх М. А.
Національний університет “Одеська морська академія”

Підвищення надійності суднового холодильного обладнання шляхом використання ланки навантаженого резерву

Анотація: В роботі розглянуто: а) проблема надійності елементів суднових холодильних установок; б) проведено аналіз факторів, які впливають на надійність елементів суднових холодильних установок.

Ключові слова: суднова холодильна установка, надійність, аналітичний аналіз елементів.

Abstract: The article reveals: a) the problem of reliability of ship refrigeration plant elements; b) analysis of factors impacting the reliability of ship refrigeration plant elements.

Key words: ship refrigeration plant, reliability, analytical analysis of elements.

Вибір напрямку досліджень обумовлено важливістю вирішення проблем надійності елементів суднових холодильних установок у зв'язку з їх розповсюдженням використанням і важливістю їх безвідмовної роботи.

В якості об'єкту для детального розгляду визначені основні показники надійності елементів суднової холодильної установки.

Надійність роботи холодильної установки значною мірою залежить від міцності та щільності як її окремих вузлів, так і установки загалом. Під надійністю розуміють властивість об'єкта виконувати певні функції, зберігаючи в часі значення встановлених експлуатаційних показників у заданих межах, що відповідають даному режиму.

Рівень надійності холодильної машини визначається витратами, пов'язаними з аварійними і плановими простоями при ремонтах, а також вартістю ремонтів і технічного обслуговування при експлуатації.

Надійність і довговічність холодильних компресорів багато в чому залежать від основних характеристик: холодопродуктивності, тиску конденсації, температури нагнітання. Порушення хоча б однієї характеристики в умовах

експлуатації холодильної установки призводить до відхилення решти параметрів від оптимальних значень. До числа факторів, що викликають відхилення, належать такі:

- а) поломка платівок клапанів, поршневих кілець;
- б) порушення герметичності клапанів;
- в) збільшення проміжків між деталями тертя;
- г) підвищений нагрів деталей тертя в місцях сполучень і ущільнень.

Для складних технічних об'єктів до яких слід віднести: середній наробіток на відмову; параметр потоку відмов; середній час відновлення; коефіцієнти тривалого терміну служби. Такі об'єкти створюються частіше за все ремонтопридатними. Розглянемо методику аналізу надійності відновлювальних систем при різних схемах включення елементів.

Перехід системи з непрацездатного (граничного) стану в працездатне здійснюється за допомогою операцій відновлення або ремонту. До перших, в основному, належать операції ідентифікації відмови (визначення його місця й характеру), заміни, регулювання, заключних операцій контролю працездатності системи в цілому. Перехід системи із граничного стану в працездатне здійснюється за допомогою ремонту, при якому відбувається відновлення ресурсу системи в цілому. Розглянемо, приміром, реле тиску. Відновлення працездатності реле відбувається шляхом заміни. А, наприклад, при відмові лінійного фільтра холодильного агента в тій же установці відновлення працездатності може відбуватися шляхом ремонту або заміни його на новий. В обох випадках потрібно зробити регулювання й перевірити функціонування системи в цілому здійснивши контрольні операції.

У даному аналізі буде використано ряд припущень. Потік відмов у системі найпростіший, тобто виконуються вимоги ординарності, стаціонарності й відсутності наслідку ($\omega = \lambda = \text{const}$). Потік відновлень найпростіший, тобто

($\mu = 1 / \text{тв} = \text{const}$). Відновлення відбувається шляхом ремонту або заміни з наступним настроюванням і перевіркою працездатності або справності системи за той саме час тв . Дана система з інтенсивністю λ прагне прийняти стан відмови, а з інтенсивністю μ - перейти в працездатний стан. У табл. 1 дані орієнтовні заводські параметри λ для ряду вузлів холодильної установки.

Позначимо стійкі стани системи індексами:

1 - відмова, тобто система перебуває в стані відновлення з інтенсивністю відновлення $\mu = \text{const}$;

0 - працездатний стан з параметром потоку відмов $\omega = \text{const}$, $\lambda = \omega$.

Для аналізованої системи з урахуванням прийнятих допущень можливі чотири види переходу зі стану в момент часу t у стан у момент часу $(t + \Delta t)$:

Таблиця 1. Заводські параметри λ для ряду вузлів холодильної установки

Пристрій (елемент)	Параметр потоку відмов λ , 1/рік	Середній час відновлення τ_b , рік	Інтенсивність відновлення μ 1/рік
Компресор фреоновий, Q кВт	0,015	20	$5 \cdot 10^{-2}$
Вентилятор повітроохолоджувача	0,02	10	10^{-1}
Регулятори(реле) тиску й температури	0,01	2	0.5
Конденсатор кожухотрубний	0,03	10	10^{-1}
Вентилі соленоїдні	0,02	1	1
Фільтри осушувачі	0.05	0.5	2
РТО	0,03	10	10^{-1}
ТРК	0,01	2	0,5

Таблиця 2. Види переходу зі стану в момент часу t у стан у момент часу $(t + \Delta t)$

t	Δt	$t + \Delta t$
0	>	0 — перебування у робочому стані
0	>	1 — перехід до відказу
1	>	0 — перехід до відновлення працездатності
1	>	1 — перебування у стані відновлення

Зазначені переходи можна представити у вигляді графа переходу станів системи з відновленням. Графові переходу станів відповідає матриця перехідних ймовірностей 2×2 :

$$\begin{vmatrix} P_{00}(\Delta t) & P_{01}(\Delta t) \\ P_{10}(\Delta t) & P_{11}(\Delta t) \end{vmatrix}$$

Діагональні елементи цієї матриці відповідно визначаються як ймовірність безвідмовної роботи на відрізку Δt : $P_{00}(\Delta t) = e^{-\lambda \Delta t}$, а ймовірність продовження відновлення системи на відрізку Δt : $P_{11}(\Delta t) = e^{-\mu \Delta t}$.

Скористаємося формулою розкладання функції в ряд:

$$e^{-x} = 1 - x + \frac{x^2}{2!} - \frac{x^3}{3!} \sum (-1)^k \frac{x^k}{k!}.$$

Зберігаючи високу точність розрахунку можна обмежитися тільки двома першими членами ряду. Нехай $\lambda = 10 - 4$ 1/година, $\Delta t = 1$ година, тоді

$$e^{-\lambda \Delta t} = 1 - 10^{-4} + \frac{10^{-8}}{2} - \frac{10^{-12}}{6} + \dots + 0(\Delta t)$$

Таким чином можна записати:

$$P_{00}(\Delta t) = e^{-\lambda \Delta t} = 1 - \lambda \Delta t + 0(\Delta t),$$

$$\text{відповідно } P_{11}(\Delta t) = 1 - \mu(\Delta t) + 0(\Delta t).$$

Із властивостей матриці треба, щоб сума елементів кожного рядка матриці дорівнювала одиниці, як сума ймовірностей появи несумісної складової повної групи подій, звідки треба:

$$P_{00}(\Delta t) + P_{01}(\Delta t) = 1; P_{01} = 1 - P_{00}(\Delta t) = \lambda \Delta t + 0(\Delta t);$$

$$P_{11}(\Delta t) + P_{10}(\Delta t) = 1; P_{10} = 1 - P_{11}(\Delta t) = \mu \Delta t + 0(\Delta t).$$

Для складання рівнянь ймовірностей станів системи варто записати формулу повної ймовірності для кожного стовпця матриці:

$$P_0(t+\Delta t) = P_0(t) \times P_{00}(\Delta t) + P_1(t) \times P_{10}(\Delta t) - \text{для першого стовпця};$$

$$P_1(t+\Delta t) = P_0(t) \times P_{01}(\Delta t) + P_1(t) \times P_{11}(\Delta t) - \text{для другого стовпця};$$

де $P_0(t)$ - ймовірність знаходження системи в нульовому (працездатному)

$$\text{стані в момент часу } t: P_1(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{P_1(t+\Delta t) - P_1(t)}{\Delta t},$$

де $P_1(t)$ - ймовірність знаходження системи в стані "1" (відмови) у момент часу t .

У ці вираження підставимо розкриті формули повних ймовірностей

$P_0(t + \Delta t)$ і $P_1(t + \Delta t)$, зробимо відповідні перетворення й одержимо систему двох диференціальних рівнянь щодо ймовірностей перебування системи в станах "0" й "1": $P'_0(t) = \lambda P_0(t) - \mu P_1(t)$.

Ймовірність працездатного стану системи в момент часу t являє собою функцію готовності $G(t)$. Функція готовності - це ймовірність працездатного стану відновлюваної системи в певний момент часу t . Цей показник є комплексним з надійності, що оцінює дві властивості системи - безвідмовність і ремонтпридатність. Помітимо, що $G(t)$ дає оцінку не за весь період від 0 до t , а тільки в заданий момент часу t , оскільки до цього система могла перебувати як у працездатному (0), так й у непрацездатному (1) станах.

Припустивши $\lambda = \text{const}$, можна наочно побачити наскільки підвищиться надійність системи за рахунок збільшення μ (скорочення часу відновлення) для певного часу t .

Наприклад, при збільшенні μ у десять разів для моменту $\lambda t = 1$ надійність підвищиться з $G(t) = 0,41$ до $G(t) = 0,95$. Для високонадійних систем, наприклад, компресора й вентилятора повітроохолоджувача, коли: $\lambda < 10^{-5}$ 1/ч, $\mu > 10^{-2}$ 1/ч, оцінку надійності доцільно визначати за рік експлуатації. У цьому випадку зручно користуватися коефіцієнтом готовності.

Визначимо граничне значення $G(t)$ за виразом:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} G(t) = \frac{\mu}{\lambda + \mu} = K_r.$$

Асимптотичне значення функції готовності при $t(p) \rightarrow \infty$ є коефіцієнт готовності. Таким чином, коефіцієнт готовності являє собою ймовірність того, що система виявиться працездатною в довільний момент часу, крім планованих періодів, протягом яких використання системи по призначенню не передбачається.

Холодильна установка є складною і чутливою до внутрішніх змін системою. Зміна робочого стану елемента, а отже й параметрів, за які він відповідає, може призвести до змін, які негативно впливатимуть на роботу установки в цілому. Аналітичний підхід дає змогу оцінити стан надійності системи у певний момент часу, приймаючи до уваги параметри її елементів. Використання даного метода робить можливим оцінювання впливу застосування різних елементів і методик технічного обслуговування на надійність роботи системи.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Голіков А.А. Суднові системи кондиціювання повітря. – К.: Наукова думка, 2000. – 607 с.
2. Загоруйко, В. О. Суднова холодильна техніка : підручник. - К.: Наукова думка, 2002 . - 576 с.
3. Кардаш, В. П. Судовые холодильные установки и их техническая эксплуатация: учебное пособие. - Часть 1 . - 120 с.
4. Колиев, И. Д. Судовые холодильные установки : учебное пособие. - Одесса: Фенікс, 2009 . - 270 с.
5. Цуранов О.А., Крысин А.Г. Холодильная техника и технология. - СПб: Лидер, 2004 - 448 с.

УДК 629.12

Студніков А.В., кер. доц. Козьмініх М.А.

Національний університет «Одеська морська академія»

Порівняльний аналіз систем скраплення пари вантажу суден LPG.

АНОТАЦІЯ. Показано: а) Схема каскадної установки конденсації газів при ізотермічному способі перевезення; конструкція вкладної вантажної цистерни; б) Схема каскадної установки вторинного зрідження нафтових газів, двоступеневе стиснення нафтових газів компресором.

Ключові слова: пропан, каскадні установки скрапленого газу, двоступеневий компресор, порівняльний аналіз.

Comparative analysis of LPG cargo liquefaction systems.

ABSTRACT. Shown a) The scheme of the cascade installation of condensation of gases at an isothermal way of transportation; construction of an insert cargo tank; b) Scheme of cascade installation of secondary liquefaction of oil gases, two-stage compression of oil gases by a compressor.

Keywords: propane, cascade liquefied gas installations, two-stage compressor, comparative analysis.

У наш час рівень автоматизації суднових холодильних установок вторинного скраплення пари вантажу газозовів значно збільшився, завдяки чому, створюються повністю автоматизовані системи управління і що дозволяє поступово відмовитись від постійної вахтової служби.

Впровадження сучасних засобів автоматизації дозволило підвищити загальну ефективність і надійність експлуатації холодильної установки шляхом оптимізації режимів її роботи, організації контролю технічного стану устаткування.

Впроваджуються нові, прогресивніші типи холодильних установок з поліпшеною конструкцією механізмів і устаткування, що дає судновій холодильній техніці безперервно удосконалюватись.

На 2021 рік приходяться дуже багато санкцій, що до забруднення навколишнього середовища і руйнування озонового шару землі викидами NO_x та SO_x , які виникають при згоранні мазуту. При згоранні газу, в атмосферу Землі викидається набагато менше забруднюючих речовин, що може зробити його альтернативним паливом для суднових двигунів.

Як відомо, газ є економічним резервом майже кожної держави. Таких великих експортерів газу як: США, Росія, Близький схід – відокремлює від імпортерів великі дистанції, моря та океани. Тому, починаючи з другої половини ХХ-го століття, безперервно розвивається морське перевезення скрапленого газу. Нині в міжнародній торгівлі більше 75 % скрапленого газу транспортується по трубопроводах, а решта дуже значної кількості перевозиться морським шляхом на великі відстані за допомогою газозовів.

Метою роботи є вибір оптимальних конструкційних і експлуатаційних характеристик для зниження енерговитрат.

Об'єктом дослідження в даній статті є процеси вторинного скраплення газу у каскадних установках та двоступеневе стиснення нафтових газів компресором.

Установки вторинного зрідження, що працюють за комбінованою або каскадною схемою скраплення, найбільш складні і дорогі. Каскадна схема рекоонденсації газу складається з нижньої гілки каскаду, в якій здійснюється повний цикл низького тиску (стиснення випарувавшого у вантажному танку газу компресором, його конденсація в конденсаторі і дроселювання у вантажний танк), і верхньої гілки каскаду, в якій також здійснюється повний замкнутий цикл високого тиску. При цьому конденсатор нижньої гілки каскаду є випарником верхньої гілки каскаду. Найпростіша схема каскадної установки вторинного зрідження газів представлена на рис. 1

У нижній гілці каскаду випарований у вантажному танку 4 газ засмоктується компресором 5, стискається в ньому і подається в конденсатор-випарник 6. Тут він конденсується, віддаючи тепло холодильному агенту

верхньої гілки каскаду. Далі сконденсований газ через регулюючий вентиль 10 до тиску перевезення і повертається назад в вантажний танк 4.

У верхній гілці каскаду рідкий холодильний агент з відділювача рідини 7 насосом 8 подається в конденсатор-випарник 6, де частково випаровується, і надходить назад у віддільник рідини 7. У ньому відбувається поділ фаз і виділившийся пар холодильного агента відсмоктується компресором 1, стискається до тиску конденсації і подається в конденсатор 2. Тут пар конденсується, віддаючи тепло конденсації забортній воді, і надходить у ресивер 3. З ресивера рідкий холодильний агент дроселюється у дросельному клапані 10 і зливається у віддільник рідини.

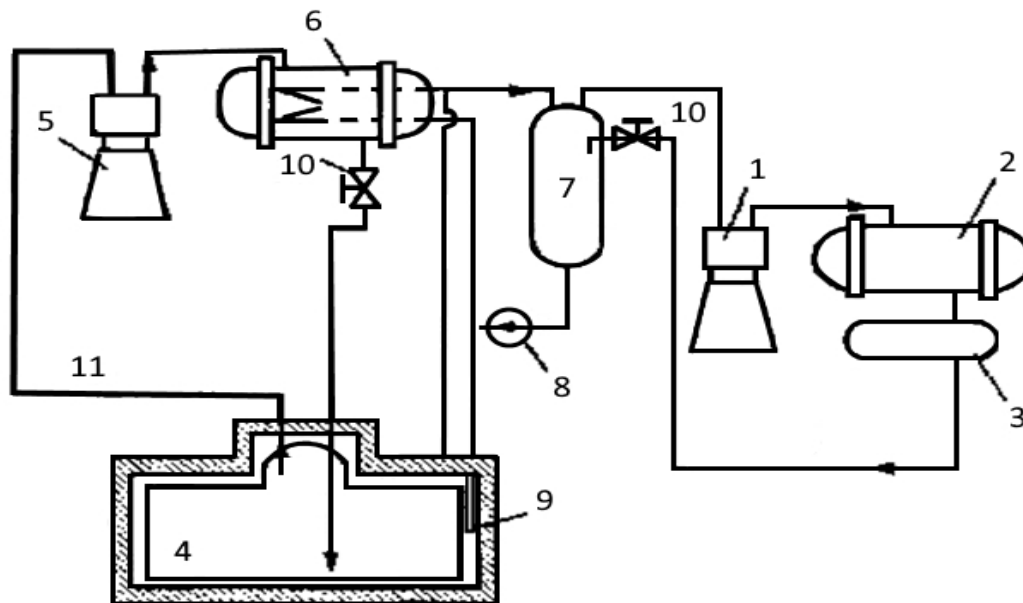


Рис. 1 Схема каскадної установки конденсації газів при ізотермічному способі перевезення: 1 - компресор верхньої гілки каскада; 2 - конденсатор; 3 - ресивер; 4 - вантажний танк; 5 - компресор нижньої гілки каскаду; 6 - конденсатор-випарник; 7 - відділювач рідини; 8 - насос; 9 - охолоджувач інертного газу; 10 регулюючий вентиль.

На рис. 1 показана конструкція вкладної вантажної цистерни, де між цистерною і ізоляцією циркулює інертний газ (зазвичай азот), який охолоджується спеціальним змійовиком, зв'язаним з конденсатором-випарником.

При ізотермічному перевезенні етану і етилену (температура конденсації відповідно $-88,5 \dots -104^{\circ}\text{C}$) у каскадній установці використовуються двоступеневі компресори. Наприклад, на експериментальному багатоцільовому газозвозі «Pythagore» каскадна схема включає двоступеневий закритий пропановий цикл і двоступеневий відкритий етиленовий цикл.

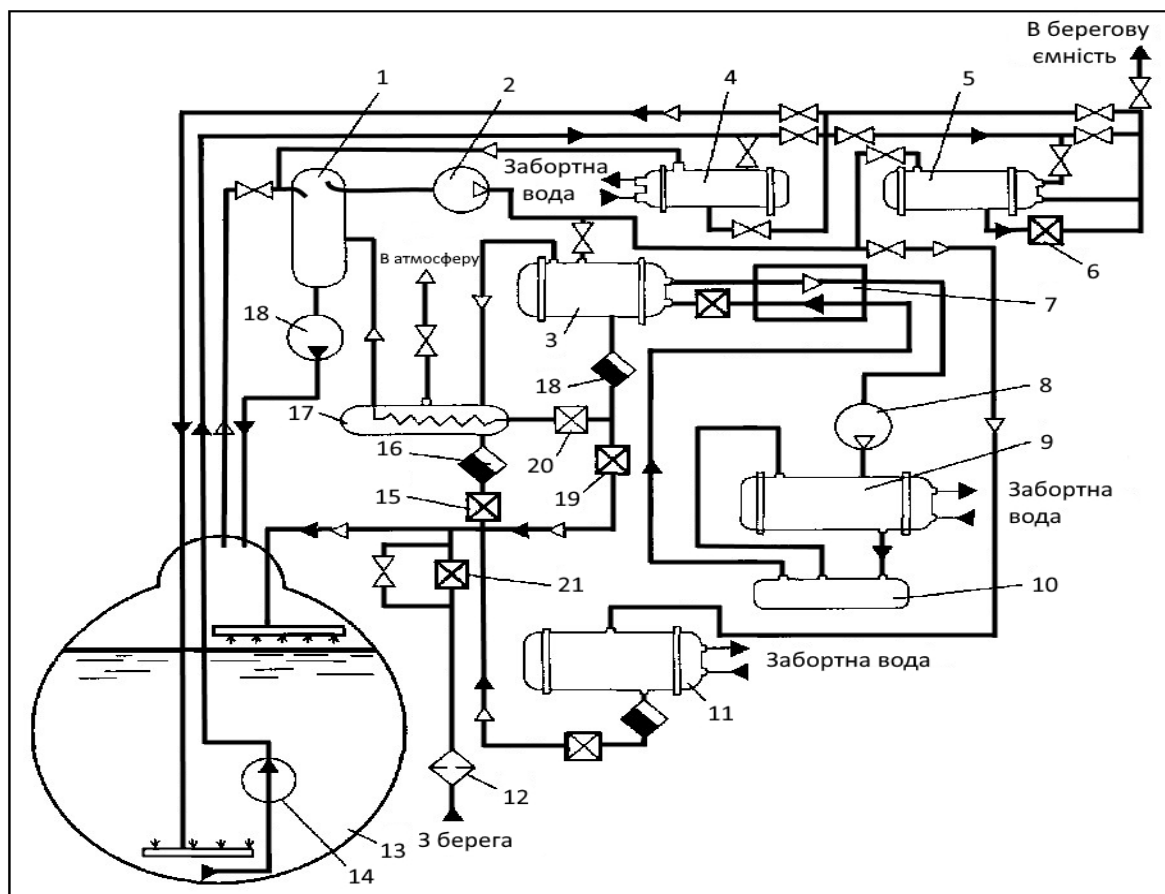


Рис. 2 Схема каскадної установки вторинного зрідження нафтових газів

На рис. 2 зображена практично повна схема каскадної установки вторинного зрідження нафтових газів, що застосовується на газозах великої вантажомісткості. Установка легко пристосовується до різноманітних експлуатаційних умов. Наприклад, при перевезенні бутану, для якого не потрібна висока ступінь стиснення, можна відключити верхній каскад і працювати за прямим методом зрідження. Для цього в схемі передбачено конденсатор вантажу 11. У цьому випадку утворений у вантажному танку пар всмоктується через віддільник рідини 1 газовим компресором 2, стискається в ньому і подається у вантажний конденсатор 11. Тут пар конденсується, віддаючи тепло заборотної води, дроселюється в дросельному клапані до тиску перевезення і прямує назад у вантажний танк 13.

Рис. 2 Схема каскадної установки вторинного зрідження нафтових газів:
 1 - віддільювач рідини; 2 - газований компресор нижнього каскаду; 3 - конденсатор-випарник; 4 - газований випарник; 5 - конденсатор-випарник; 6 - дросельний клапан; 7 - регенеративний теплообмінник; 8- фреоновий компресор; 9- фреоновий конденсатор; 10 ресівер; 11 - конденсатор вантажу; 12- фільтр-гравезик; 13 - вантажний танк; 14- вантажний насос; 15 - дросельний клапан; 16 - конденсатор-відвідник; 17-віддільювач неконденсуючих або трудноконденсуючих газів; 18- конденсатор-відвідник; 19, 20, 21 - дросельні клапани.

Двоступеневе стиснення

Режим роботи УВСТГ в значній мірі залежить від температури

заборотної води, що охолоджує конденсатор, температури транспортування вантажу, а також від роду самого вантажу. Так, наприклад, підвищення температури заборотної води викликає зростання температури конденсації вантажу, а з нею - підвищення тиску конденсації і тиску нагнітання компресора. І навпаки, зниження температури транспортування вантажу, зменшує тиск на всмоктуванні компресора. У всіх випадках зростання перепаду тисків на поршень компресора негативно позначається як на його роботі, так і на роботі компресорної установки в цілому. При знаходженні поршня компресора у верхній мертвій точці, в обсязі, утвореним дном поршня і нижньою поверхнею кришки циліндра (мертвому просторі), залишаються стислі пари, які розширюються при зворотному ході поршня і займають частину корисного об'єму циліндра. Чим вище тиск в кінці стиснення, тим більша кількість парів залишається в мертвому просторі, і тим більший корисний об'єм циліндра вони займають при розширенні, зменшуючи тим самим дійсну подачу компресора. Зниження тиску всмоктування, також зменшує корисний об'єм циліндра компресора, оскільки для всмоктування пари потрібне більше розширення пара і, отже, більша частина корисного обсягу циліндра.

Всі фірми, виробники компресорів, дають граничні значення різниці тиску нагнітання і всмоктування для кожного компресора. Так, фірма Зульцер, для своїх поршневих компресорів, які використовуються в установках вторинного зрідження, дає граничне значення різниці тисків всмоктування і нагнітання в 6,5 бар, перевищення цього параметра призводить до значного зростання об'ємних втрат і різкого зниження подачі компресора.

У двоступеневої УВСТ пари вантажу перегріваючись у верхній частині танка, проходять через віддільника рідини ВР на всмоктування 1-го ступеня компресора (рис. 3). На діаграмі Рамзіна цей процес відобразиться лінією (1-2) (рис. 4).

У першому місці пари стискаються до деякого проміжного тиску P_p (2-3) і направляються для охолодження в проміжний охолоджувач (ПО). Проходячи через шар киплячій рідини, гарячі пари повністю охолоджуються до стану насичення (3-4), після чого всмоктуються 2-й шаблем компресора. У другому рівні компресора відбувається остаточне стиснення парів до кінцевого значення тиску конденсації p_k (4-5). Стислі гарячі пари вантажу охолоджуються заборотною водою в конденсаторі КД до температури конденсації і потім конденсуються при постійному тиску (5-6). Теплий рідкий вантаж у проміжному охолоджувачі ПО ділиться на 2 потоки: невелика частина загального потоку, дроселіруючись в регулювальному клапані РВ1 (6-А), до проміжного тиску P_p , направляється в проміжний охолоджувач для підтримки в ньому необхідного рівня рідини.

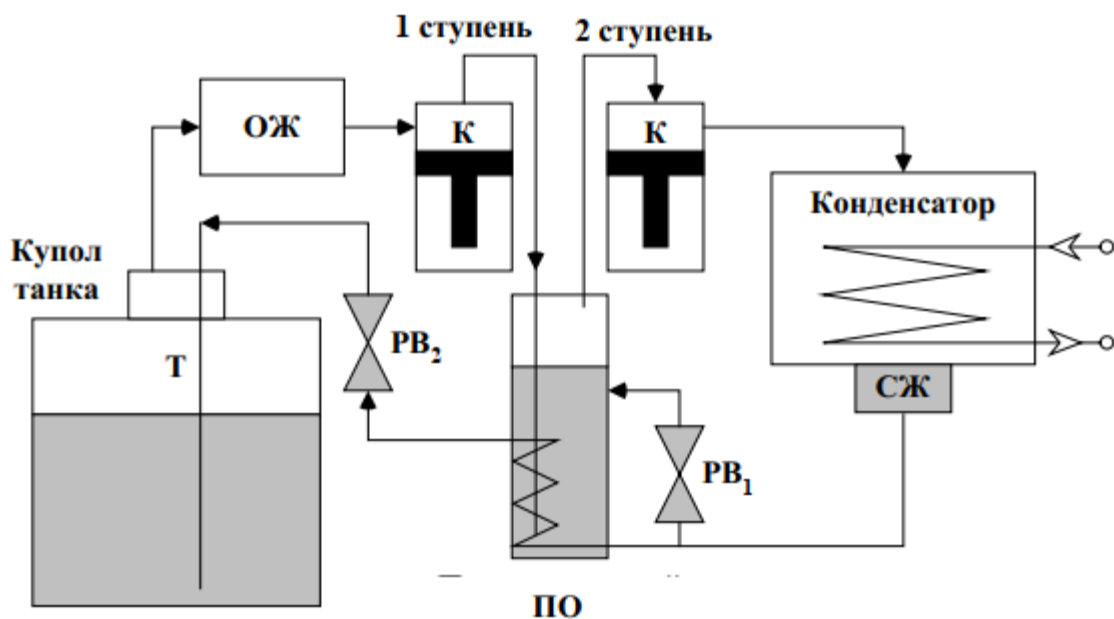


Рис. 3 Двоступенева УВСГ із ПО

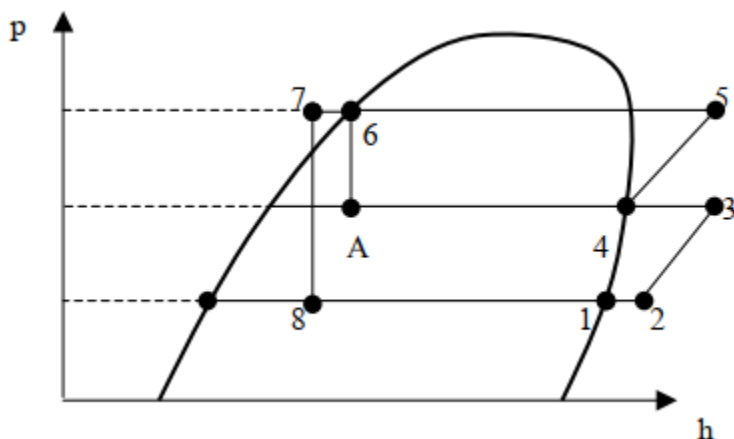


Рис. 4 Цикл двоступеневої УВСГ з ПО

Основний же потік конденсату проходить всередині змієвика проміжного охолоджувача, сильно при цьому переохолоджуючи (6-7). І наприкінці, дроселіруючись в регулюючому клапані РВ2, парожидкісна суміш скидається в танк.

Виконавши аналіз двоступеневої схеми ми можемо зробити висновки про те, що розглянута схема є набагато ефективніша ніж одноступенева. На суднах газозовозів при застосуванні розглянутих схем найбільш розповсюдженими залишаються компресори поршньового типу. Основною перевагою є їх помітна дешевизна у порівнянні з компресорами інших типів, відносна простота виробництва, висока ремонтпридатність.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ:

1. Баскаков С.П., Курс лекцій по программе Специализированная подготовка персонала газозовозов, Санкт-Петербург, 2000, 269 с.

2. Козьминых Н.А., Занько О.Н., Голиков В.А., Писклов В.Т., Холодильные установки газозовов и их эксплуатация, М.: В/О Мортехинформреклама, 1988.-32 с.

3. Козьмїних М.А., Дулдїєр О.П., Чепалїс І.В., Системи скраплення газу та вантажні системи суден-газовозів, Одеса: НУ «ОМА», 2018. – 68 с.

УДК 697.9+004.94

Мамикін С.В., Дорошенко Д. С., кер. доцент Козьмїних М.А.
Національний Університет «Одеська Морська Академія»

Підвищення ефективності суднових холодильних установок систем комфортного кондиціювання повітря

Анотація

Система комфортного кондиціювання повітря призначена для створення основних параметрів мікроклімату в суднових приміщеннях, найбільш сприятливих для людини і незалежних від зовнішнього клімату і метеорологічних умов. Вона підтримує на заданому рівні складу, тиск, чистоту, температуру (21-26 ° С), відносну вологість (40-60%), рухливість (0,15 м / с) повітря і теплопоглинання поверхонь огорожень і обладнання. Технологічний процес кондиціювання повітря може включати також одоризацію (додавання в повітря речовин, що додають характерний запах), дезодоризацію (усунення неприємних запахів) і іонізацію (перетворення атомів і молекул в іони) повітря. До складу системи входять обладнання для обробки їх повітря (фільтри, теплообмінні апарати, зволожувачі, відділителі вологи), вентилятори, змішувачі та розподільники повітря, глушники, трубопроводи, прилади та арматура систем автоматичного регулювання, контрольно-вимірювальні прилади. На сучасних судах використовують наступні судові системи комфортного кондиціювання повітря: центральні, місцеві, центрально-місцеві, автономні. В центральних ССККП виробництво холоду, теплоти і тепловологісна обробка повітря централізовані. В центрально-місцевих ССККП виробництво холоду, теплоти та обробка свіжого повітря здійснюється в центральному кондиціонері, а в місцевих кондиціонерах обробляється рециркуляційне повітря приміщень. Автономний кондиціонер встановлюється в приміщенні. Він являє собою агрегат для виробництва холоду, теплоти і обробки повітря. Застосовуються також групові автономні кондиціонери, які обслуговують кілька приміщень. В представленій роботі розглядаються питання по удосконаленню центральної ССККП та використання вентиляторів з безколекторними електронно-комутованими з двигунами з метою спрощення регулювання швидкості повітря.

УДОСКОНАЛЕННЯ ССККП, СПРОЩЕННЯ РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ПОВІТРЯ, ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ

ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ, ПОКРАЩЕННЯ САНИТАРИХ НОРМ.

Improving the efficiency of marine refrigeration systems for comfortable air conditioning systems

Abstract

The system of comfortable air conditioning is designed to create the basic parameters of the microclimate in the ship's premises, the most favorable for humans and independent of the external climate and meteorological conditions. It maintains at a given level the composition, pressure, purity, temperature (21-26 ° C), relative humidity (40-60%), mobility (0.15 m / s) of air and heat absorption of the surfaces of fences and equipment. The technological process of air conditioning may also include odorization (addition to the air of substances that add a characteristic odor), deodorization (elimination of odors) and ionization (conversion of atoms and molecules into ions) of air. The system includes equipment for their air treatment (filters, heat exchangers, humidifiers, moisture separators), fans, mixers and air distributors, mufflers, pipelines, devices and fittings of automatic control systems, control and measuring devices. Modern ships use the following ship systems of comfortable air conditioning - central, local, central-local, autonomous. In the central SSKKP production of cold, heat and heat-and-moisture treatment of air are centralized. In central-local SSKKP production of cold, heat and processing of fresh air is carried out in the central conditioner, and in local conditioners recirculated air of rooms is processed. Autonomous air conditioning is installed indoors. It is a unit for the production of cold, heat and air treatment. Group autonomous air conditioners are also used, which serve several rooms. In the presented work questions on improvement of the central SSKKP are considered and use of fans with collectorless electronically commutated motors to simplify air speed control.

IMPROVEMENT OF SSKKP, SIMPLIFICATION OF AIR SPEED REGULATION, INCREASE OF EFFICIENCY OF ELECTRICITY USE, IMPROVEMENT OF SANITARY STANDARDS

В даній роботі розглянемо методи покращення роботи одноканальної прямоточно-рециркуляційної ССККП тому що, ця система є ефективною, та не є великозатратною, також одним з важливих якостей ВКВ є можливість індивідуального регулювання мікроклімату в каюті (приміщенні). У одноканальної ВКВ з повною обробкою повітря індивідуальне регулювання здійснюється тільки за рахунок зміни подачі припливного повітря клапаном або заслінкою ВР (кількісне регулювання), але при значному прикритті заслінки вентиляція приміщення погіршується. Незважаючи на зазначений недолік, нижча в порівнянні з іншими типами ВКВ вартість, проста трасування повітропроводів, менші маса і габарити зумовили досить широке поширення подібних систем на судах. Так, низькошвидкісні системи внаслідок такого результату встановлюються переважно на пасажирських судах оскільки двоканальні системи використовуються дуже рідко через складність ре-

гулювання, хоча і мають деякі переваги, проте недоліком таких систем є підвищені витрати на теплову ізоляцію паралельних повітроводів, що підводяться до кожного обслуговуваного приміщення. Саме тому було запропоновано розглянути методи покращення одноканальної прямоточно-рециркуляційної ССККП, принципову схему якої наведено нижче на Рис. 1.

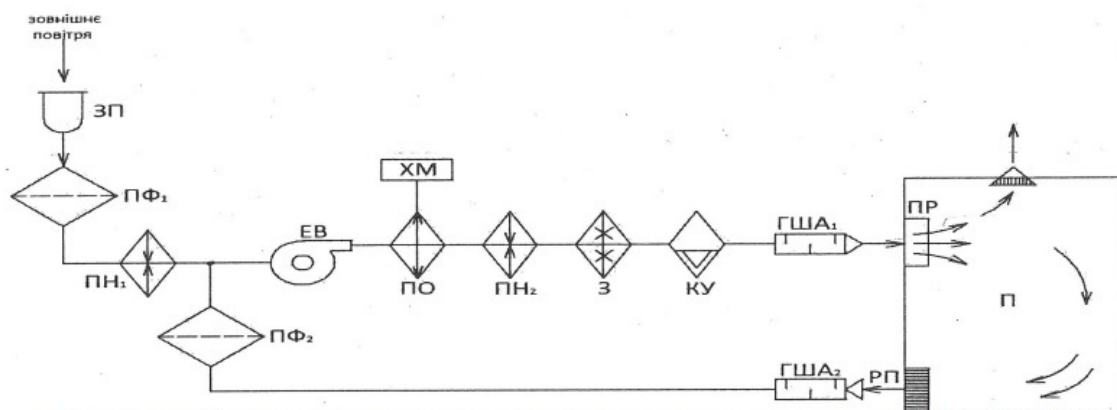


Рис. 1. Принципова схема одноканальної прямоточно-рециркуляційної ССККП, де: ЗП – заборний пристрій; ПФ₁ і ПФ₂ – протипилові фільтри; ПН₁ – первинний повітрянагрівач; ЕВ – електровентиль; ПО – повітряохолоджувач; ПН₂ – вторинний повітрянагрівач; ХМ – холодильна машина; З – зволожувач; КУ – каплеуловлювач; ГША₁ і ГША₂ – глушники аеродинамічного шуму; ПР – повітрярозподільник; П – приміщення; РП – рециркуляційне повітря.

Зовнішнє повітря буде проходити через заборний пристрій (ЗП), там він очищується від пилу в протипиловому фільтрі (ПФ1), далі підігрівається попередньо в первинному повітрянагрівачі (ПН1) і поступає в змішувальну камеру, де змішується з рециркуляційним повітрям (РП). Далі ця суміш зовнішнього і рециркуляційного повітря поступає в всмоктувальну полость електровентильатора (ЕВ). В вентиляторі тиск повітря підвищується. Потім повітря проходить через повітряохолоджувач (ПО), вторинний повітрянагрівач (ПН2), зволожувач (З), каплеуловлювач (КУ), повітрярозподільник (ПР) і поступає до приміщень. Частина каютного повітря удаляється в атмосферу, а інша частина повітря (рециркуляційне повітря) забирається з коридорів і направляється в змішувальну камеру кондиціонера.

В реальних умовах така система може працювати як в літньому та і в зимовому режимах. В літньому режимі оброблене повітря охолоджується і одночасно буде осушуватися в повітряохолоджувачі, так як знаходження в ньому водяний пар конденсується на холодній поверхні теплообмінника, а повітрянагрівачі і зволожувач при необхідності включають, або відключають.

В дійсності холодильні машини в суднових установках кондиціонування повітря використовують для охолодження повітря в тропічних зонах з високими температурами навколишнього середовища.

Цілком очевидно, що на практиці використання холодильних машин в будь-яких зонах світового океану відкриває перспективи до більш економічного і широкого використання суднових систем кондиціонування повітря. Холодильна установка може працювати літом в усіх зонах світового океану з високими температурами навколишнього середовища. Для отри-

мання холода при поглинанні тепла в випарнику холодильної машини, а в зимку - для теплопостачання за рахунок переключення напрямку руху холодильного агента. При переключенні напрямку руху холодильного агента будуть мінятися на протилежні функції, які виконують конденсатор холодильної машини і випарник.

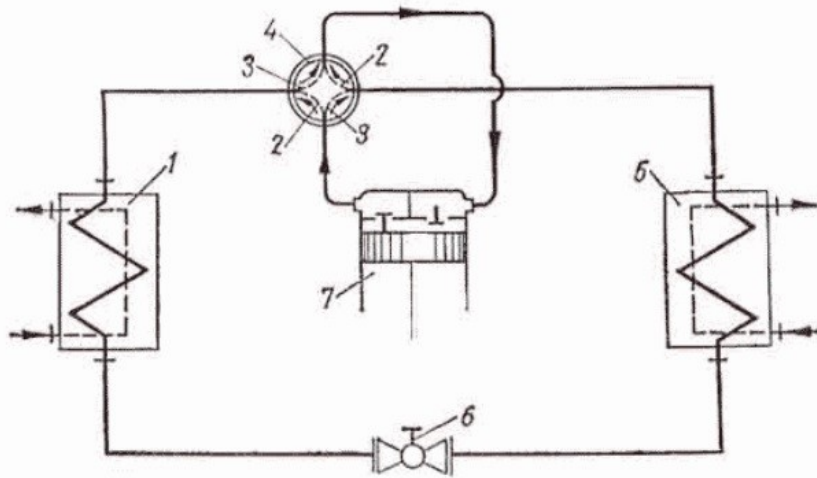


Рис.2. Принципова схема теплового насоса

Розглянемо роботу теплового насоса зображеного на Мал. 2. В режимі охолодження приміщень теплообмінник – 1 охолоджується забортною водою, виконуючи функцію конденсатора холодильного агента. Теплообмінник– 6 охолоджує повітря, виконуючи функцію випарника. Работа холодильної машини в режимі кондиціювання повітря по схемі теплового насоса для опалення житлових і робочих приміщень судна полягає в тому, що за рахунок чотирьох ходового крана-перемикача режимів роботи буде змінюватися напрям циркуляції холодильного агента, показаного на принциповій схемі. Саме тому для таких систем рекомендується встановити пілотний 4-ходовий реверсивний клапан, який застосовується для систем теплових насосів, реверсивних систем кондиціювання повітря, водоохолоджуваних установках і т. д. Клапан дозволяє швидко переключити режим роботи установки з режиму охолодження до режиму нагріву.

При режимі нагріву: коли соленоидная котушка під напругою пілотний клапан рухається вправо, і холодоагент з високим тиском входить в камеру пілотного клапана. З іншого боку, холодильний агент надходить в основний корпус клапана і рухає поршень повзунок вправо.

На режимі охолодження, коли соленоидная котушка не перебуває під напругою, пілотний клапан рухається вліво, і холодоагент з високим тиском входить в камеру пілотного клапана. З іншого боку, виходячи з пілотного клапана, холодоагент поступає в основний корпус вентиля і рухає поршень повзунок вліво.

Також важливим шляхом для покращення роботи системи кондиціювання повітря та його постійного контролю за роботою пропонується встановити електронний розширювальний клапан (ЕРК). ЕРВ буде забезпечувати оптимальне заповнення випарника, гнучкі точки максимального робочого тиску та застосування при можливості максимально високої темпе-

ратури кипіння для підвищення ефективності використання електроенергії - це важливі шляхи до покращення холодильних систем.

До складу електронного розширювального клапану входять: електронний блок керування; електромагнітний клапан; датчики температури; датчик тиску.

Контролер має релейні виходи для керування: - компресором; - вентилятором; - перемикачем режимів роботи ССККП;

Одним з недоліків одноканальної прямотно-рециркуляційної ССККП є те, що ця система не зовсім відповідає санітарним нормам, а саме той факт, що повітря йде на рециркуляцію, замість того щоб брати на 100 відсотків чисте повітря з навколишнього середовища, це може привести до захворювання на судні коли повітря потрапить від каюти хворої людини до здорової, в рамках сучасності (Covid-19), це буде актуальним питанням. Саме тому одним з можливих варіантів позбутися цієї проблеми, це УФ-опромінення, яке проходить по воздуховодах повітря і впливає обробленим повітрям на всі внутрішні поверхні вентсистем, тим самим знижує рівень поширення вірусів і мікробів до безпечного мінімуму також ефективно знезараження повітряного середовища в повітроводах сприяє додатковому очищенню всієї системи повітропроводів і компонентів вентсистем. Також важливі і ефективні способи обробки повітря озоном, який руйнівню діє на структуру ДНК вірусів, мікробів і бактерій. При каналної установці УФ-знезаражувачі для обробки циркулюючих повітряних мас озоном, з подальшим його розкладанням, відмінно очищається повітря і контактні поверхні вентиляційних приміщень

УФ опромінення, що впливає на мікроби, віруси і бактерії надають руйнівну дію на їх ДНК, перешкоджає їх розмноженню і призводить до подальшого вимирання. Світлові хвилі певного UVC-спектра (200-280 Нм) мають ефективним бактерицидну дію, а випромінювання з довжиною хвиль в 254 Нм володіє піковим ефектом для деактивації клітин патогенних мікроорганізмів, в тому числі і коронавірусів COVID-19.

Для дезінфекції і якісного очищення повітря в приміщеннях пропонується встановлювати компактний автономний УФ-рециркулятор (мал.3). Який очищує від шкідливих патогенних мікроорганізмів повітря всередині приміщення і попереджую поширення їх в інші приміщення. Плюси: компактність, простота монтажу, достатня ефективність. Недоліки - більш високе енергоспоживання, контроль часу роботи, необхідність заміни ламп і їх подальшої утилізації.

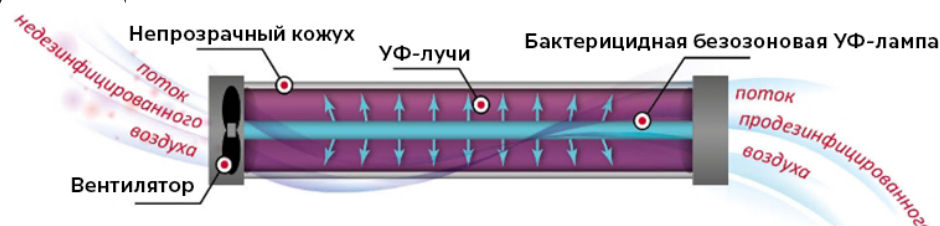


Рис. 3 - автономний УФ-рециркулятор

Ще одним шляхом для покращення економічності ССККП, а саме зниження енерговитрат під час експлуатації повітроохолоджувачів має неабияку

актуальність оскільки для більшості повітроохолоджувачів, що експлуатуються в складі суднових холодильних установок, потужність електродвигунів вентиляторів сягає 20–25% від загальної потужності необхідної для забезпечення працездатності холодильного обладнання.

Основних напрямком для вирішення цієї проблеми є визначення оптимального режиму роботи повітроохолоджувача. При цьому необхідно забезпечити інтенсифікацію теплопереносу від повітря до охолоджуючої робочої речовини та мінімізацію можливих витрат, що може бути досягнуто за рахунок оптимізації швидкості повітря в живому перетині повітроохолоджувача.

Саме тому перш за все необхідно вирішити задачу мінімізації значення собівартості виробництва холоду:

$$S = C/Q_0,$$

де C – витрати на охолодження повітря; Q_0 – холодопродуктивність повітроохолоджувача.

Енерговитрати на охолодження повітря можуть бути визначені потужністю електродвигуна вентилятора відповідно до залежності:

$$N_e = [V_{\Pi} (\Delta P_{no} + \Delta P_e)] / \eta_e, (1)$$

де V_{Π} – об'ємна витрата повітря в системі охолодження, м³/с;

ΔP_{no} – аеродинамічний опір повітроохолоджувача, Па;

ΔP_e – динамічний напір, Па;

η_e – ККД вентилятора.

при визначенні коефіцієнту теплопередачі можливо використати залежність:

$$k = [(1/\alpha_3 \zeta E_p) + (\delta_{in}/\lambda_{in}) + (\beta' \beta_{in}/\alpha_{вн})]^{-1}, (2)$$

де α_3 – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до теплообмінної поверхні, Вт/м²К;

ζ – коефіцієнт вологовипадіння;

E_p – коефіцієнт характеризуючий ефективність оребреної поверхні повітроохолоджувача;

δ_{in} – товщина шару інею, м;

λ_{in} – коефіцієнт теплопровідності інею, Вт/м² ;

β' – геометричний ступень оребрення;

β_{in} – додатковий ступень оребрення інеєм;

$\alpha_{вн}$ – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні до холодоносія або холодильного агенту, Вт/м²К.

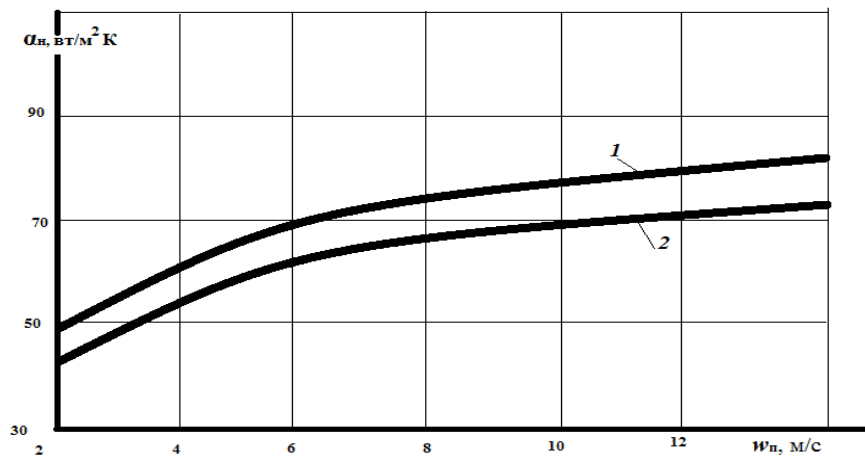


Рис.3 – Графічні залежності коефіцієнту тепловіддачі від повітря до теплообмінної поверхні від швидкості повітря: 1- $L/d_{ekb}=5$, 2- $L/d_{ekb}=10$

Таким чином проаналізувавши взаємовплив швидкості повітря та коефіцієнту теплопередачі, та визначивши їх оптимальне співвідношення з точки зору витраченої енергії стає можливим визначення оптимальних режимів роботи для повітроохолоджувача та його вентилятора.

При визначенні оптимальної швидкості повітря в живому перетині повітроохолоджувача потрібно отримати залежності $\alpha_n = f(N_v)$ для обраних характеристик повітроохолоджувача. Потужність, що споживається вентилятором визначається по його характеристиці або по розрахунковій залежності

$$N_v = V_{\pi} H_v k_v / \eta_v \eta_{ev},$$

де V_{π} - масова витрата повітря, $\text{м}^3/\text{с}$;

H_v – напір, що забезпечує вентилятор при заданому режимі, Па;

k_v – коефіцієнт запасу потужності електродвигуна вентилятору;

η_v – ККД вентилятору;

η_{ev} – ККД електродвигуна.

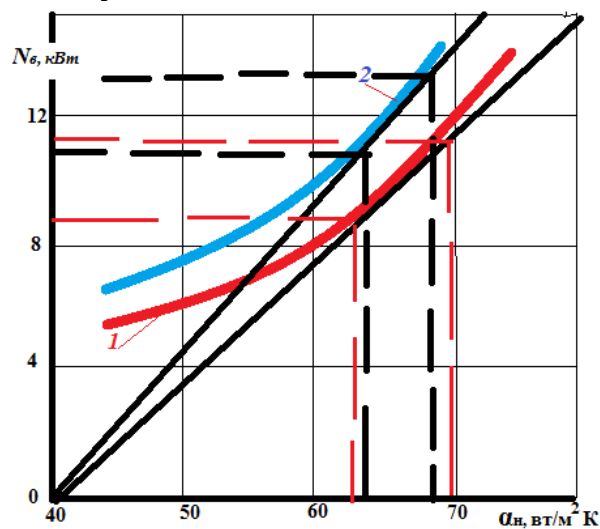


Рис. 4 - Геометрична інтерпретація функції $\varphi_e(w_{\pi})$ при $L/d_{ekb}=5(1)$
та при $L/d_{ekb}=10(2)$

З визначенням оптимальної швидкості повітря можливо розглянути вибір типу застосованого вентилятору.

Для найбільш поширених в суднових системах комфортного кондиціонування повітря потужність електродвигунів вентиляторів центральних кондиціонерів складає 10÷12 кВт, однак можливість застосування безколекторних електронно-комутованих двигунів (Electronically Commutated) дозволяє знизити необхідні витрати енергії майже на 50% .

Висновки

У роботі було розглянуто систему та методи покращення одноканальної прямоточно-рециркуляційної ССККП яка є ефективною, та не є великозатратною, також вона має можливість індивідуального регулювання мікроклімату в каюті, саме тому цю систему є необхідність покращувати, тому були обрані деякі шляхи для цього це: встановлення пілотного 4-ходового реверсивного клапану на систему теплового насосу, цей клапан дозволяє швидко перемкнути режим роботи установки з режиму охолодження до режиму нагріву; встановити електронний розширювальний клапан який забезпечую оптимальне заповнення випарника; покращенні санітарних умов екіпажу шляхом встановлення автономного УФ -рециркулятора.

Також одним з доцільних напрямків зниження енерговитрат при експлуатації систем охолодження, в яких використовується прилади охолодження з примусовою циркуляцією повітря є визначення оптимального режиму роботи повітроохолоджувача.

Забезпечення оптимального режиму може бути досягнуто шляхом впливу на об'ємну витрату повітря та коефіцієнт теплопередачі теплообмінної поверхні повітроохолоджувача.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Козьмініх М.А., Василець Д. І., ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧІВ СУДНОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК , Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського, Том 31, № 5, с.с. 208-213.
2. Козьмініх М.А., Ольшамовський В.С., УДОСКОНАЛЕННЯ СУДНОВИХ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОМФОРТНОГО І ТЕХНОЛОГІЧНОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ, Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського, Том 31, № 1, с.с. 131-134.
3. Василець Д.І., Козьмініх М.А., Онищенко О.А., Аналіз методів моделювання систем кондиціонування суднових приміщень. Вісник НТУ "ХПІ", Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2017. – № 7 (1229). с.с. 24-29.
4. <https://blog.vents.ua/articles/klassifikaciya-sistem-kondicionirovaniya-i-ventilyacii.html>
5. <https://ventbazar.ua/blog/uv-dezinfekcia-system-ovk.html>

6. <http://www.stroitelstvo-new.ru/sudostroenie/mechanizm/sistemy-kondicionirovaniya-vozduha.shtml>

7. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. «Судостроение»,. Л., 1972, 568 с.

УДК 621.43 – 032.1 +338.47 (042)

Дяченко Р. І., кер. доцент Кардаш В.П.

Національний університет «Одеська морська академія»

Шляхи зниження викидів NO_x судновими дизельними двигунами

Протягом тривалого часу на судах морського флоту двигуни внутрішнього згоряння широко застосовуються в якості судових енергетичних установок, що працюють на рідких вуглеводневих видах палива. При наявності безперечних переваг, вони потребують постійної модернізації в зв'язку з жорсткістю вимог Додатка VI Міжнародної Конвенції МАРПОЛ 73/78 по запобіганню забрудненню атмосфери з суден шляхом скорочення концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах. За різними оцінками, в атмосферу Землі щорічно викидається від 35 до 58 мільйонів тон оксидів азоту. У процесі згоряння азот здебільшого не вступає в реакцію, проте його невелика процентна частка окислюється, утворюючи різні окисли азоту. Оксиди азоту (NO_x), які можуть утворюватися, включають окис азоту (NO) і діоксид азоту (NO₂), а їх кількість залежить головним чином від температури полум'я або згоряння. Утворення NO_x також залежить від часу, протягом якого азот і надлишковий кисень піддаються впливу високих температур, пов'язаних з процесом згоряння в дизельному двигуні. Іншими словами, чим вище температура згоряння (наприклад, високий піковий тиск, високий ступінь стиснення, висока швидкість подачі палива і т.п.), тим більша кількість виникнення NO_x. В цілому, малообертовий дизельний двигун має тенденцію до утворення більшої кількості NO_x, ніж високообертовий. NO_x негативно впливають на навколишнє середовище, викликаючи підкислення, утворення тропосферного озону, збагачення поживними речовинами, і негативно впливає на здоров'я людини в глобальному масштабі [1,2].

Згідно з правилами Додатку VI міжнародної конвенції МАРПОЛ 73/78, які обмежують викиди оксидів азоту, судові дизельні двигуни повинні задовольняти відповідним граничним значенням викидів NO_x, встановленим в Додатку VI до МАРПОЛ-73/78.

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

Так, одною з технологій зниження викидів NO_x, на думку Wartsila, є введення води в камеру згоряння. Емульгування палива піддавалося тривалому вивченню. Гнучкість у налаштуванні двигунів RT-flex з системою

Common Rail полегшує їх адаптацію для введення водопаливних емульсій. Використовувані в даний час насоси та їх виробники роблять можливим зниження емісії NOx на 20%.

Фірма MAN B&W практикує на своїх малообертових двигунах використання селективного каталітичного відновлення SCR (Selective Catalytic Reduction) відпрацьованих газів і технологію подачі вологого повітря в циліндри двигуна НАМ (Humid Air Motor). Впровадження цих заходів дозволило отримати значне зниження викидів окислів азоту до меж рівня Tier III вимог Міжнародної морської організації.

Також фірма MAN B&W активно працює у напрямку використання технології рециркуляції відпрацьованих газів EGR (Exhaust Gas Recirculation) стосовно малообертових двигунів. Експериментально встановлено, що рівень емісії оксидів азоту знаходиться у зворотній залежності від ступеня рециркуляції випускних газів. При збільшенні ступеня рециркуляції в діапазоні значень 0...20% відбувається 38,0...53,5% зниження концентрації оксидів азоту у випускних газах.

Грунтуючись на механізмі хімічної реакції згоряння палива, NOx у викидах дизельного палива утворюється в основному з N₂ всередині середовища горіння циліндра двигуна. Згідно з дослідженнями Шанхайського університету, які займалися вивченням характеристик процесу згоряння дизельних двигунів з всмоктуванням O₂ і CO₂, при згорянні подібної газової суміші викиди NOx відсутні, оскільки відсутній вміст азоту. В середовищі O₂ і CO₂, тільки коли об'ємна частка O₂ досягає 45%, двигун можна запустити і продовжувати працювати; робота двигуна є більш стійкою після того, як процентний вміст O₂ збільшується до 50%. [3]

Згідно з дослідженням, проведеним університетом Мічігану (США), збільшення вмісту кисню в паливній суміші призводить до більш високої швидкості горіння палива і здатності спалювати більше палива при тій же стехіометрії (відношення кисню до палива). [4]

Результати дослідження впливу збагаченого надувного повітря на робочі характеристики ДВС :

- Коли концентрація кисню у всмоктуваному повітрі була збільшена з 21% до 35% (за обсягом), в той час як при згорянні підтримувалося постійне співвідношення кисню до паливної суміші, циліндрична потужність і середній ефективний тиск збільшилися на 90%, а питома витрата палива знизилася на 15%. Однак відповідний піковий тиск в циліндрі збільшився до 35%.

- Затримка часу уприскування палива при використанні всмоктуваного повітря, збагаченого киснем, має позитивний ефект щодо пікового тиску в циліндрі без значного зниження потужності і витрати палива. Коли використовувалися різні рівні кисню у впускному повітрі від 23% до 30% (за об'ємом) і затримка вприскування палива (до 12 градусів кута повороту колінчастого вала), піковий тиск в циліндрі знизився до 22%.

- Викиди NO збільшилися до 4 разів при збільшенні концентрації кисню у всмоктуваному повітрі з 21% до 35%.

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, циліндри двигуна після періоду затримки самозаймання, це призведе до екзотермічної реакції окислення азоту. В результаті чого сповільнюється процес перетворення хімічної енергії палива, зростання температури і тиску в камері згоряння. Це призведе до зниження «жорсткості» роботи двигуна, збільшення періоду початкового горіння (II стадія, рис.1). Завдяки тому, що сповільнюється зростання температури в камері згоряння, зменшується утворення оксидів азоту. Далі, якщо подавати повітря, збагачене киснем в момент початку періоду основного горіння (III стадія, рис.1), можна досягти 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. Це дасть можливість потенційного збільшення термічного ККД, питомої потужності дизеля і керувати процесом хімічного перетворення палива в теплову енергію та сприяти зниженню викидів NO_x в навколишнє середовище.

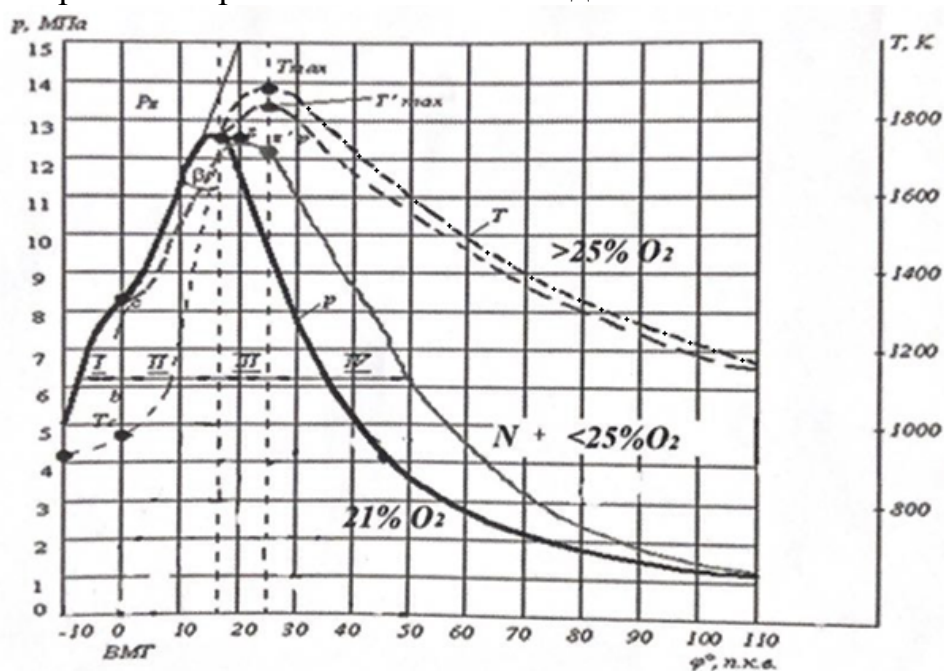


Рис.1 Індикаторна діаграма роботи суднового двигуна з додаванням азоту та збагаченого киснем повітря

Технічні характеристики установки розділення повітря, у складі СЕУ, дозволяють отримувати повітря, збагачене киснем до 40 % за об'ємом. Збільшення вмісту кисню в реагуючій паливній суміші призведе до підвищення якості згоряння палива і можливості спалювати більше палива при тій же стехіометрії. Збагачене киснем повітря, можна отримати за допомогою мем-

бранної установки розділення повітря. В основі роботи мембранної установки лежить принцип виборчої проникності: волога, СО, і кисень O_2 проникають через стінку мембрани легше, ніж азот N_2 , таким чином, первісна суміш газів розділяється на два потоки - азот N, і збагачений 40% кисень O_2 . [5]

ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА :

1. Додаток I та VI Конвенції МАРПОЛ 73/78 про «Правила запобігання забруднення нафтою, та «Правила запобігання повітряного середовища з судов»
2. Приложение к Резолюции МЕРС 177(58): Технический кодекс по выбросам окислов азота от судовых дизельных двигателей – 1997 г.
3. A Study on the Combustion Performance of Diesel Engines with O_2 and CO_2 Suction, Hindawi Publishing Corporation Journal of Chemistry, China, 2016
4. Study of using Oxygen-enriched combustion air for diesel engines, the University of Michigan, Michigan, 1996
5. Самсонов В.И., Худов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов, 2-е издание, 1990 г., 386 с.

УДК 629. 5. 065.

Кузьменко Б.В., Шендерей Є. О., кер. доц.Кардаш В. П.
Національний університет «Одеська морська академія»

Управління процесами тертя в опорах валів суднових допоміжних механізмів

Надійність суднових допоміжних механізмів (СДМ) в значній мірі залежить від стану опор валів, в яких можуть використовувати підшипники ковчання.

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.

Контроль за інтенсивністю зношення на робочих поверхнях опор валів і управління процесами тертя в період експлуатації СДМ дозволить підвищити надійність їх роботи.

Розвиток судноплавства спрямовано на охорону навколишнього середовища зростаючих вимог до організації процесів завантаження і вивантаження вантажів і забезпечення їх зберігання при перевезенні. - Світовий ринок вимагає жорсткої економії енергетичних і матеріальних ресурсів.

Енергетичне обладнання СДМ, є потужними джерелами шуму і вібрації. Всі СДМ, жорстко з'єднані з елементами набору корпусу судна і, таким чином, сприяють зростанню загального рівня шуму і вібрації. Компонування і

розташування СДМ 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.

Від інтенсивності цих процесів залежить надійність і довговічність роботи СДМ.

Їх підвищення 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 гребенями шорсткості поверхонь деталей, що труться, в'язкість масла, а також залежить від форми входних 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 масляного матеріалу.

У роботах, виконаних у Національному університеті «Одеська морська академія» під керівництвом С. А. Ханмамедова була запропонована рідинно-кристалічна модель мастильного шару. Також, запропонований спосіб управління структурою мастильного шару в підшипникових елементах, що дозволить забезпечити працездатність цих вузлів в діапазоні швидкостей до нуля і декількох метрів за сек. Вперше було виміряно розклинюючий тиск в мастильному шарі на конструкційних матеріалах, що використовуються в опорах валів в СДМ.

В даний час одним із 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 в ній трибо-технічних 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 цього мастильного матеріалу, упорядковують і створюють структуру в пристінному шарі змащувального матеріалу.

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

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

Виходу електрона з металу перешкоджають сили взаємодії з кристалічної решітки, тобто на поверхні металу є поверхневий молекулярний бар'єр. Покинути метал можуть лише ті електрони, які мають енергію, достатню щоб подолати ці сили. Ця енергія і названа роботою 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 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 складової завдяки адсорбції інших речовин. До цього здатні і рідини, на поверхні яких, завдяки прагненню зменшити поверхневу енергію, відбувається, крім того, певне орієнтування молекул.

Основними характеристиками орієнтаційної впорядкованості молекул в граничних шарах є товщина шару d_s (для смектиків); вектор-директор L , що визначає переважну орієнтацію молекул в шарі, і параметр порядку S , що дорівнює

$$S = 0,5 \left[3 \left(\cos^2 \theta - 1 \right) \right],$$

де $\cos^2 \theta$ – середнє значення косинуса кута відхилення довгих осей молекул від вектора –директора.

Орієнтованість молекул особливо характерна для речовин, що мають несиметричні молекули. Перебуваючи на поверхні вони орієнтуються таким чином, щоб в сторону, наприклад, газової фази була звернена та частина молекули, яка забезпечує менший поверхневий натяг. Для забезпечення лінійної поверхневої енергії молекули знаходяться на поверхні, а функціональна група всередині фази. Орієнтування поверхневих молекул, безумовно, знижує ентропійну складову внутрішньої енергії поверхневого шару, так як забезпечує певну впорядкованість молекул на поверхні. Таким чином структура поверхневого шару формується в результаті самовільного зменшення поверхневої енергії.

Такий стан речовини прийнято вважати рідкокристалічним. Рідкі кристали існують в двох різних станах: нематичному і смектичному, залежних, певним чином, від розподілу атомних груп в молекулах. У нематичному стані сили тяжіння розподілені рівномірно по всій довжині молекули. У смектичній фазі проявляються помітні центри тяжіння.

Тільки серед органічних сполук відомі речовини, що утворюють рідкокристалічний стан.

Орієнтаційна впорядкованість молекул граничного мастильного шару призводить до анізотропії їх фізичних, в тому числі і оптичних властивостей. Зокрема, такі впорядковані фази володіють оптичною анізотропією, знак якої визначається типом орієнтаційної впорядкованості молекул, а величина залежить від ступеня орієнтаційної впорядкованості середовища.

Основний процес, що виникає при терті матеріалів і приводить до зносу, є пружнопластична деформація як результат взаємодії мікрорельєфів поверхонь. У свою чергу цей процес породжує і супроводжується цілою низкою похідних фізичних, хімічних і механічних процесів, що протікають на поверхнях і в поверхневих шарах тертьових тіл. Це процеси окислення, теплофізичні і корозійно-механічні процеси, втомне руйнування, поверхневі явища (адсорбція) та ін.

Слід зазначити, що на характер контакту двох тіл і виникнення фрикційних зв'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 підходить щодо 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 залежать 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 – це епітропний рідкий кристал.

При аналізі поведінки мастильних матеріалів виявляється фізична нелінійність коефіцієнта в'язкості, звертає на себе увагу той фактор, що всі вони є дисперсними системами, з коефіцієнтом в'язкості, що зменшується із зростанням 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 орієтанта структури мастильного матеріалу дозволяє знизити інтенсивність зношування. Абсолютне значення зниження інтенсивності зношування залежить від типу застосованого орієтанта і технологій його нанесення.

Застосування фторорганічних сполук в якості орієтанта структури мастильного матеріалу підвищує несучу здатність мастильного шару за рахунок того, що деякі фторорганічні сполуки є орієтантами, що упорядковують структуру мастила і є бар'єрним покриттям, що утримує мастильний матеріал в зоні тертя.

Технологія нанесення названого покриття є доволі простою.

Підвищення довговічності вузлів СДМ досягається зменшенням інтенсивності зношування. Так при досягненні інтенсивності зношування $I_h = 10^{-2}$ 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 орієтант – 6СФК-180-05. Це високомолекулярна фториста сполука розчинена у хладоні R-113. Має в'язкість $\nu = 800$ сСт, щільність $1,9150$ г/см³, коефіцієнт переломлення $n = 1,3054$.

Створення плівки орієтанта на попередньо знежиреній поверхні деталей СДМ відбувається безпосередньо шляхом занурення деталі в розчин названого орієтанта в хладоні на 3 хвилини. Після закінчення зазначеного часу, деталь витягувалась з розчину і сушилась в повітряному середовищі при температурі $18-25^\circ \text{C}$. Через 10 хвилин на робочу поверхню наносився базовий мастильний матеріал і деталь надходила на збірку опора вала [4, 5].

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Ханамамедов С. А., Заблоцький Ю. В., Поповський К. М. Связь ориентационной упорядоченности в пристенных слоях со «смазочной способностью» // Вопросы физики формообразования и фазовых превращений. Калинин: КГУ, 1989. -С. 49-57.
2. Поповский Ю. М., Ханамамедов 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.
3. Дерягин Б. В., Поповський Ю. М. Жидкокристаллическое состояние граничных слоев некоторых полярных жидкостей // Колоид. Журн., 1982. Е.44.Ж95. -С.863-870.
4. Кардаш В. П., Ханмамедов С. А. Повышение эффективности эксплуатации судовых устройств // Судові енергетичні установки: навч. – техн. сб.

Одеса: 0.2007. Вип. 18. -С. 70-77.

5. Кардаш В. П., Худенко Г. О. Підвищення ефективності експлуатації суднових пристроїв морських суден // Суднові енергетичні установки: навч. – техн. сб. Одеса: НУ «ОМА», 2018. Вип. 38. -С. 98-100.

УДК 614.84:629.543-0.48.78

Заболотний А.В., керівник к.т.н., доцент Кардаш В.П.
Національний університет “Одеська морська академія”

Методи поліпшення умов пожежної безпеки на танкерах-газовозах

Зростаючий попит на енергію в сучасному світі робить необхідним транспортування нафти та нафтопродуктів морем. Це означає, що танкерний флот зростатиме і далі, а з ним зростатимуть і ризики виникнення пожерів та вибухів, пов'язаних з вантажем, який перевозять танкери. Пожежні і вибухові аварії на нафтових танкерах належать до однієї з категорій аварійних ситуацій із руйнівними наслідками, які призводять до великих економічних втрат судновласників та до великої кількості поранених та загиблих.

У звітах Global Integrated Shipping Information System (GISIS) про морські аварії, пов'язані з аваріями вибуху чи пожежі, проведено аналіз ризиків на випадок пожеж чи вибухів, які сталися на нафтових танкерах.

Доцільно класифікувати причини вибухово-пожежних аварій на нафтових танкерах за двома основними темами. Такими як джерело горючого матеріалу та фактор, що спричиняє пожежу. Коли одна або декілька основних подій за такими основними темами об'єднуються трапляються аварії вибуху чи пожежі.

Для оцінки впливу первинних подій на виникнення пожеж і вибухів, у програмі Open FTA проведено аналіз первинних подій. Первинними подіями, що сприяють виникненню аварій, є відповідно: використання невідповідного обладнання - на 23%; гарячі роботи - на 19,2%; накопичення горючого газу - на 15,4%; і витік вантажу - на 15,4%. За результатами аналізу видно, що перші два фактори з найвищим рівнем ризику у виникненні аварій вибуху чи пожежі і походять від людських помилок.

На інтенсивність горіння можуть впливати наступні фактори:

- Підвищення температури реагуючих речовин - палива і окислювача;
- При підвищенні температури на кожні 10°C швидкість реакції зростає в 2-рази - емпіричне правило Вант-Гоффа.
- Фотохімічна дія світла;

Полягає в тому, що молекули реагуючих речовин, поглинаючи кванти світла, збуджуються, тобто стають більш реакційноздатними.

- Іонізуюче випромінювання;
- Тиск;
- Механічний вплив;

Механохімічним процесом є розрив хімічних зв'язків в речовині під дією механічних сил (диспергування та ін.). Виникаючі при цьому «осколки» молекул підвищують реакційну здатність речовин.

Каталітичний вплив

Каталізатори - це речовини, які змінюють швидкість реакції. У присутності каталізатора змінюється шлях, по якому відбувається сумарна реакція.

Залежно від агрегатного стану каталізатора та реагуючих речовин розрізняють каталіз гомогенний і гетерогенний.

Хімічні реакції, що відбуваються між речовинами, що знаходяться в одній фазі, називають гомогенними, в різних фазах - гетерогенними.

Так званий пожежний трикутник (кисень, теплота, горюча речовина) може дати найпростіше уявлення про три фактори пожежі, необхідні для існування пожежі. Він дає уявлення про важливі фактори, необхідні для запобігання і гасіння пожежі.

На танкерах для забезпечення пожежної безпеки і унеможливлення виникнення пожежі чи вибуху у вантажних танках використовують системи ; інертних газів, які зменшують кількість кисню у повітрі цистерн.

Однак в процесі інертизації вантажних танків димовими газами є досить високий ризик виникнення електростатичних зарядів. Самі по собі димові гази не можуть викликати електростатичні розряди, але згідно «Міжнародному керівництву з безпеки для нафтових танкерів і терміналів» (ISGOTT) дрібні частинки металів, пилу, сажі та інші, принесені інертним газом, можуть бути електростатично зарядженими. Поділ заряду відбувається в процесі згоряння палива, а заряджені частинки можуть проникнути в вантажні танки через скруббер, вентилятор і розподільні труби. Електростатичний заряд, що переноситься інертним газом, зазвичай малий, але у «ISGOTT» відзначається, що рівні такого заряду набагато вищі, наприклад, в порівнянні з зарядами, що зустрічаються в водних туманах, які утворюються в процесі мийки. Так як танки зазвичай знаходяться в інертному стані, то ймовірність електростатичного займання слід розглядати тільки в разі, коли необхідно інертизувати танк, в якому вже присутня займиста атмосфера або в уже інертизованому танку внаслідок збільшення вмісту кисню в результаті надходження повітря.

Електризація потоку рідини, тобто поява в потоці нафтопродукту надлишку зарядів одного знаку, пов'язане з існуванням подвійного електричного шару на межі розділу фаз. Зіткнення нафтопродукту зі стінкою трубопроводу призводить до утворення цього подвійного електричного шару. При цьому стінка труб виявляється зарядженої електричним зарядом одного знаку, а нафтопродукт, що безпосередньо прилягає до труби, рівним зарядом протилежного знаку.

Подвійний шар на межі рідина-стінка складається з тонкого шару іонів одного знаку, жорстко пов'язаних з поверхнею стінки трубопроводу в результаті дії електричних і адсорбційних сил (шар Гельмгольца), і дифузійного шару іонів іншого знаку (шар Гуї). В шарі Гельмгольца товщиною приб-

лизно $\delta_0=10^{-10}$ м потенціал змінюється лінійно (рис. 1) від значення φ (потенціал стінки) до значення Ψ_0 (потенціал нафтопродукту на відстані δ_0 від стінки трубопроводу), причому φ_0 і Ψ_0 можуть бути однаковими і протилежними за знаком [1].

При переміщенні рідини відносно твердої поверхні ефективна товщина дифузійного шару (відстань від поверхні розділу фаз до площини ковзання) завжди більше товщини шару Гельмгольца.

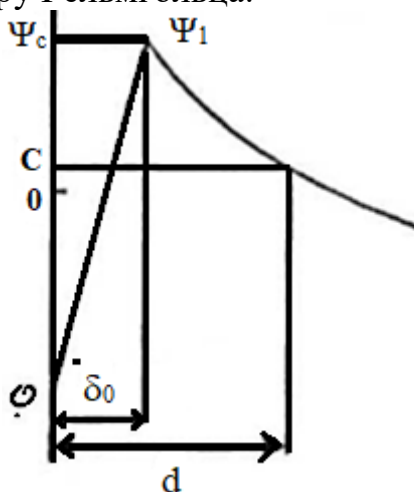


Рис.1 Зміна потенціалу в подвійному електричному шарі на кордоні розділу рідина-стінка.

Концентрація іонів в шарі Гуї (і зменшення цієї концентрації з відстанню) визначається не тільки електричним взаємодією, а й участю в хаотичному тепловому русі, а також дифузією іонів з області з більшою концентрацією в область з меншою концентрацією, очевидно, що межа подвійного шару буде розмита, можна говорити лише про умовне значення товщини подвійного шару δ_0 , який можна розрахувати по формулі:

$$\delta_c = \sqrt{D_m \tau}$$

де D_m – коефіцієнт дифузії іонів, m^2/c ;

τ – час релаксації, с

Час релаксації електричного заряду в свою чергу визначається формулою [2]:

$$\tau = \epsilon_0 \epsilon \rho_v$$

де ϵ_0 – абсолютна діелектрична постійна, Ф/м;

ϵ – діелектрична проникність рідини;

ρ_v – питомий об'ємний електричний опір рідини, Ом·м.

Електризація нафтопродуктів відбувається при різних технологічних процесах:

- 1) Течія нафтопродукту по трубопроводах;
- 2) Проходження нафтопродукту через технологічне обладнання, таке як фільтри, засувки, насоси, клапани та ін.
- 3) Збір і перемішування нафтопродукту в вантажних танках.

При протіканні нафтопродуктів трубопроводами відбувається електризація за рахунок поділу зарядів на межі поділу фаз - рідини і твердого тіла, описувана теорією електризації рідини в трубопроводах[3, 4, 5, 6, 7].

Електризація нафти при її русі в трубопроводах є причиною потрапляння зарядів статичної електрики в вантажні танки. Це сприяє виникненню іскрового розряду в парогазовій атмосфері танка і, в кінцевому рахунку, може призвести до важкої аварії.

Транспортована по трубопроводах нафта завжди містить якусь кількість домішок, таких як присадки, вода, бульбашки повітря або іншого газу і т.п., молекули яких в такому розбавленому розчині дисоціюють в деякій мірі на позитивно і негативно заряджені іони. На стінках трубопроводу протікають окисні (або відновлювальні) реакції, в результаті яких негативні (позитивні) іони віддають стінці (забирають від стінки) зайві (відсутні) електрони. З огляду на сучасні методи катодного захисту трубопроводів, як найпоширеніший метод антикорозійного захисту трубопроводів і танків, механізм електризації при русі рідини в заземленому трубопроводі можна описати таким чином. Так як при використанні катодного захисту на трубопровід подається негативний потенціал, то метал у поверхні труби заряджається негативно. Внаслідок цього на стінці адсорбуються позитивні іони. Надходить в трубопровід незаряджена рідина витісняє звідти рідина з надлишком негативних іонів, що викликає розряд адсорбованих на стінках позитивних іонів. З часом проходження рідини по трубі концентрація надлишкових негативних іонів центральній частині труби буде наростати, а швидкість розряду тих, що були раніше на стінці іонів - падати. На якійсь відстані від входу в трубу концентрація негативних зарядів в потоці досягне рівноважного значення, а розряд позитивних іонів на стінку практично припиниться[8].

Таким чином, в рідині накопичується результуючий негативний сумарний електричний заряд, внесений потоком нафтопродукту в ємність танку.

Така картина добре пояснює практично, що спостерігаються факти, а саме: безперервне утворення зарядів в трубі і поступово встановлення рівноваги в процесі електризації, коли кількість утворених електричних зарядів і кількість зарядів, що витікають на трубу, порівнюється і на певній довжині трубопроводу встановлюється цілком певний струм електризації.

Концентрація потенціаловизначених іонів в обсязі нафти, що перекачується по трубопроводу, залежить від хімічного складу нафти, електричних її параметрів, швидкості перекачування тощо.

Інтенсивність електризації нафти, що залежить від швидкості потоку в трубі, наявності домішок, солей, води, температури ті ін. Величина об'ємної щільності цього заряду і визначає, в кінцевому підсумку, напруженість електричного поля в газовому просторі танку. Саме значення напруженості електричного поля в паро-повітряному середовищі над поверхнею рідини, що зберігається в танку, природно прийняти в якості критерію небезпеки накопичення електричного заряду і оцінки вибухонебезпечності ситуації.

Згідно з даними ряду досліджень [9, 10] величина об'ємної щільності заряду коливається в межах від 10^{-12} до 10^{-2} Кл/м³.

Якщо при мінімальних значеннях об'ємної щільності заряду порядку 10^{-12} Кл / м³ електричні потенціали точок в різних місцях масиву нафти не являють реальної небезпеки, то при об'ємній щільності порядку $\rho=10^{-4}$ Кл/м³, потенціали точок можуть досягати вельми великих величин.

Щоб виключити розряд статичної електрики в парогазовому просторі танка, необхідно знизити об'ємну щільність електричного заряду в нафтопродуктах до безпечної величини.

Як відомо, з техніки високих напруг [11], напруженість електричного поля, при якій можливо іскроутворення для різних газових середовищ при нормальній температурі і тиску, становить близько $3 \cdot 10^6$ В/м. Дане значення напруженості електричного поля буде досягнуто при вхідній об'ємній щільності електричного заряду $\rho = 10^{-4}/10^{-6}$ Кл/м³.

Згідно ГОСТ 12,1.018-93 [12] електростатичний іскробезпечних об'єктів захисту виражається енергією розряду статичної електрики який може виникнути усередині об'єкта його поверхні.

Електростатична іскробезпека об'єкта захисту досягається за умови виконання співвідношення [13]:

$$W_p < 0,4 \cdot W_{\min}$$

де W_p - максимальна енергія розрядів, які можуть виникнути усередині об'єкта його поверхні, мДж, W_{\min} - мінімальна енергія запалювання речовин та матеріалів, мДж.

В наш час на танкерах-газовозах для поліпшення умов пожежної безпеки використовується мембранна установка для отримання азоту.

Мембранна технологія є найбільш доцільною так як:

вона має більш простий принцип роботи, а через це – висока надійність, завдяки чому зменшуються витрати на обслуговування;

високий ресурс мембран завдяки якому теж зменшуються витрати на обслуговування.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- 1) Dukek W. G., Bachan K. C. Erdol u. Kohle-Erdgas-Petrochem. Ver. Brenst.-Chem., 1972, Jg. 25, N 3, S. 146-152.
- 2) Адамчевский И.. Электрическая проводимость жидких диэлектриков. Л., «Энергия», 1972. 296 с.
- 3) Gavis J., Koszman I. Development of charge in lowconductivity liquids flowing past surfaces; a theory of the phenomenon in tubes.-J.Coll. Sci., August 1961, vol. 16, p.375-391.
- 4) Бобровский С.А., Яковлев Е.И. Защита от статического электричества в нефтяной промышленности. -М., Недра, 1983, 160с.

- 5) Бондаренко П.М., Сафиуллин В.М. Расчет электростатических полей в нефтяных и нефтепродуктовых резервуарах. «Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов», 1971, №8, с.9.
- 6) В.В. Гогосов, Е.И. Никифорович, В.В. Толмачев Электризация слабопроводящей жидкости, текущей по металлической трубе. - Магнитная гидродинамика, 1979, 2, с. 59-62.
- 7) Захарченко В.В., Крячко Н.И., Мажара Е.Ф., Севриков В.В, Гавриленко Н.Д. Электризация жидкостей и ее предотвращение. - М., «Химия», 1975г, 128с.
- 8) Кицис С.И., Путко А.Э. Закономерности строения электрического поля в газовом пространстве нефтехранилища цилиндрического типа при различном его заполнении. «Нефть и газ», 2004, №4, с.87-93.
- 9) Бобровский С.А. Измерение плотности электрического заряда в резервуарах. Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов, 1966, №1, с. 21-24.
- 10) Бобровский С.А. Определение наибольшей величины электрического заряда в трубопроводах., Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов, 1969, №5, с. 14-17
- 11) Базуткин В.В и др. Техника высоких напряжений: Изоляция и перенапряжения в электрических системах: Учебник для вузов/В.В. Базуткин, В.И. Ларионов, Ю.С. Пинталь; Под общ. ред. В.П. Ларионова. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Энергоатомиздат, 1986.-- 464 с.: ил.
- 12) ГОСТ 12.1.018-93 Пожаровзрывобезопасность статического электричества. Общие требования.
- 13) Бобровский С. А. Автореферат диссертации. -М.: МИНХ и ГП, 1969.

УДК 629.5.045.23 +621.561.59

Боштан І.В., кер. доц. Ольшамовський В.С.
Національний університет "Одеська морська академія"

Підвищення ефективності охолоджуючих холодильних систем

Руйнування озонового шару атмосфери Землі і зміна клімату в результаті глобального потепління - головні екологічні проблеми, які стоять практично перед усіма видами промисловості і транспорту. Посилюванням цих проблем сприяє так само високе енергоспоживання обладнанням суднових систем і допоміжних установок таких, як: системи вентиляції та опалення, холодильних установок технологічного і комфортного кондиціювання повітря, що викликають підвищену витрату палива дизель-генераторами.

Прийнявши Кіотський протокол, Європейський союз зобов'язався до 2020 року знизити викид CO₂ як мінімум на 20%. Щоб досягти цієї мети, покликаній не допустити подальшої зміни клімату, ЄС прийняв у 2005 році директиву про продукти кінцевого енергоспоживання (EuP - Energy using Products-Directive). У 2009 році вона була перейменована в директиву про

продукцію, пов'язаної з енергоспоживанням (ErP - Energy related Products-Directive). Згадана директива служить основою для визначення можливостей підвищення економічності різних об'єктів, пов'язаних з енергоспоживанням, і для закріплення мінімальних вимог до таких об'єктів.

У червні 2010 року були встановлені обов'язкові граничні показники ефективності для електродвигунів та вентиляторів, незалежно від того, чи працюють вони самостійно або є складовою частиною приладу, або установи. Під дію цих нормативів підпадають численні області застосування електродвигунів і вентиляторів: від систем вентиляції, холодильних установок і техніки для кондиціонування повітря - до машинобудування та обчислювальної техніки.

В умовах дефіциту енергетичних ресурсів проблема їх раціонального використання суден лежить в економії палива. Один із способів її вирішення на морському флоті полягає в більшій енергоефективності судових силових та допоміжних установок.

Підвищення ефективності використання палива на дизельних судах досягається підвищенням ефективності окремих судових допоміжних установок, що входять в енергетичну систему судна, шляхом поліпшення їх конструкції та використання більш сучасних технологічних схем, поліпшення параметрів термодинамічного циклу за рахунок використання прихованих можливостей підвищення ефективності кожного елемента системи, використання сучасних приладів керування та оптимізації всієї системи охолодження, правильної технічної експлуатації енергетичних установок.

Ефективна експлуатація судових енергетичних установок може бути досягнута при умові правильного вибору режимів роботи всіх енергетичних систем та їх елементів, впровадження сучасної технології технічної експлуатації, а також раціонального використання палив та масел.

За таких умов необхідно звернути увагу саме на технічну експлуатацію флоту, як найретельніше приділяти увагу технічному стану обладнання судових систем, окремих механізмів установок, адже правильне використання, кваліфіковане обслуговування та своєчасна діагностика продовжує життя механізмів. Деякі з котрих, наприклад судові холодильні установки провізійних камер і систем кондиціонування повітря, постійно знаходяться в експлуатаційному навантаженні. Підвищення ефективності роботи в цілому цих установок за рахунок більш раціонального використання прихованих можливостей окремих елементів схеми дозволить знизити енергетичні витрати на підтримання необхідних технологічних параметрів, що в кінцевому підсумку призведе до зниження витрати палива судовим енергетичним обладнанням і поліпшення екологічного стану навколишнього середовища.

Холодильні установки використовуються на промислових, виробничих і транспортних рефрижераторних судах для технологічної обробки і зберігання швидкопсувних вантажів і на всіх судах морського і річкового флоту в системах комфортного кондиціонування повітря та збереження запасу провізії. Також холодильні машини застосовують для осушення повітря

в трюмах су-ховантажних суден і танках нафтоналивних суден, на танкерах, що перевозять зріджені гази.

Для підтримки режимів технологічного та комфортного кондиціонування повітря на сучасних суднах найбільшого поширення получили паро-компресійні холодильні машини і установки, що працюють на різних холодильних агентах.

Ефективність роботи охолоджувальної системи холодильної установки впливає на її енергоспоживання, що в свою чергу позначається на витраті палива. Можливість зниження енергоспоживання холодильною установкою буде розглянута, як приклад, на суднової паро-компресійної холодильної установки для провізійних камер судна (рис 1)

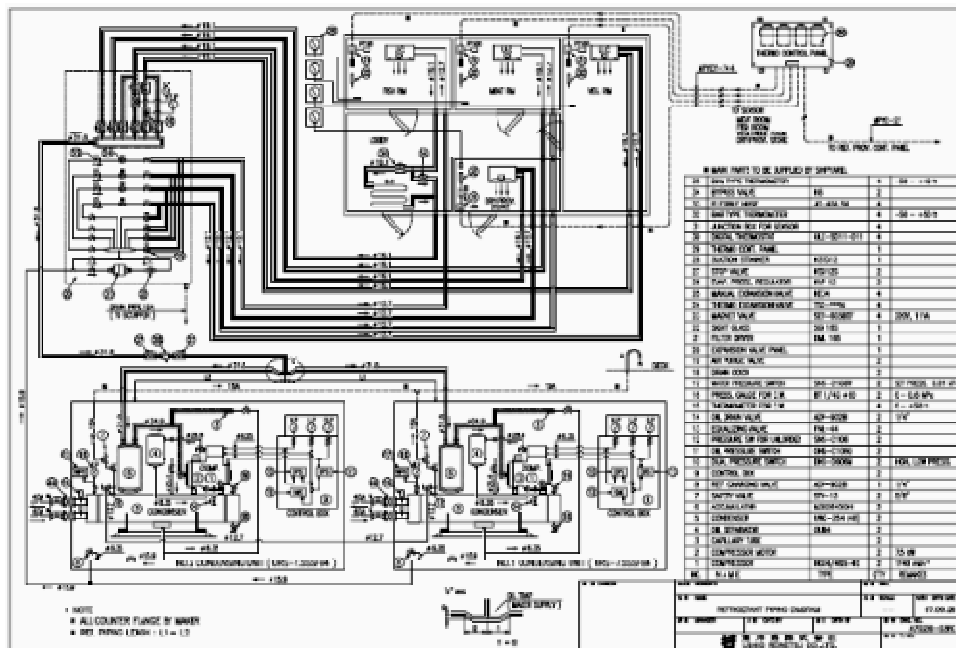


Рис.1 Схема холодильної установки провізійних камер.

Щоб забезпечити охолодження при досить низьких температурах, кипіння робочої речовини в випарнику має протікати при температурі нижче температури охолоджуваного об'єкта $6 \div 10^{\circ}\text{C}$.

Ефективність роботи охолоджувальних пристроїв холодильних установок визначається ступенем заповнення киплячим холодильним агентом. Про ступінь заповнення охолоджувальних пристроїв судять по перегріву холодильного аген -ту, що виходить з охолоджувальних пристроїв. Під перегрівом розуміють різни- цю температур між температурою холодильного агента, що виходить з охолоджувального пристрою і температурою його кипіння.

У схемах, де отримана в охолоджуючому приладі пара холодильного агента потрапляє безпосередньо в компресор, не можна підтримувати 100 % заповнення киплячим холодильним агентом, так як через неточності регулювання, або різкого збільшення теплового навантаження в компресор може надходити паро-рідинна суміш холодильного агента, що:

- створює загрозу роботи компресора вологим ходом;
- знижує холодопродуктивність компресора;

- погіршує роботу системи змащення компресора;
- сприяє руйнуванню клапанів компресора;
- попадання великої кількості рідкого холодильного агента в компресор може викликати гідравлічний удар.

Середнє значення перегріву пари в охолоджуючих пристроях діючої холодильної установки при використанні механічних терморегулюючих вентилів (ТРВ) становить від 5 до 15 °С. Підтримання таких значень перегріву пари з одного боку потрібно для нормальної роботи механічних терморегулювальних вентилів, які широко використовуються в даний час на суднових холодильних установках. З іншого боку таке перегрівання призводить до зниження активної поверхні охолоджуючих пристроїв, що в свою чергу вимагає збільшення загальної поверхні охолоджувальних пристроїв або зниження температури кипіння холодильного агента. Зниження температури кипіння холодильного агента на 1°С призводить до збільшення споживаної енергії холодною установкою на 1,5 ÷ 2 %.

Для поліпшення експлуатаційних умов обслуговування холодильних установок та зменшення необертових втрат при дроселюванні холодильного агента в регулюючому вентилі, в схемах установок передбачають рекуперативні теплообмінники.

В представленій схемі холодної установки рекуперативний теплообмінник відсутній. Рекуперативний теплообмінник звичайно знижує температуру рідкого холодильного агента перед ТРВ, що призводить до збільшення питомої холодопродуктивності холодильного агента та підвищує температуру пари що надходить в компресор, тим самим захищає його від роботи вологим ходом.

Невелике підвищення температури пари покращує енергетичні показники фреонових компресорів за рахунок:

- збільшення об'ємного коефіцієнту подачі компресора;
- зменшення кількості розчиненого холодильного агента в маслі, яке повертається в компресор.

Існуюча холодна установка для провізійних камер працює на фреоні

R 404A . Схемою установки передбачено використання механічних терморегулюючих вентилів . Кріплення датчика температури – термобалона терморегулюючих вентилів здійснено на всмоктуючому трубопроводі безпосередньо на виході з повітроохолоджувача. Перегрів пари необхідний для нормальної роботи ТРВ здійснюється в повітроохолоджувачі, що в свою чергу зменшує активну поверхню в повітроохолоджувачі, яка активно працює за рахунок кип'ячого холодильного агента. Поверхня випарника холодної установки, де пара перегрівається, працює з значно меншим коефіцієнтом теп-лопередач і становить до 15 % загальної внутрішньої геометричної поверхні повітроохолоджувача.

Проаналізувавши існуючу схему, було виявлено наступне:

повітроохолоджувачі працюють не ефективно, так як ТРВ вимагає перегрівання холодильного агенту на $7 \div 10$ °С., перегрів здійснюється в повітроохолоджувачах, що знижує активну робочу поверхню;

зниження активної робочої поверхні охолоджуючого пристрою та великий перегрів пари в охолоджуючому пристрої (повітроохолоджувачі) викликає потребу зниження температури кипіння та тиску насичення холодильного агенту, що приводить до:

- підвищення ступеня стиску холодильного агенту;

- підвищення температури нагнітання;

- підвищення витрат електричної енергії компресором;

в холодильних камерах спостерігаються підвищені коливання температури повітря викликані інерційністю ТРВ;

Збільшення активної робочої поверхні охолоджуючих приладів можна вивести за рахунок більш повного заповнення повітроохолоджувача киплячим холодильним агентом. Для реалізації цього способу підвищення активної робочої поверхні охолоджуючих приладів, що працюють з механічним ТРВ, досить встановити кожному охолоджуючому приладу індивідуальний рекуперативний теплообмінник, в якому буде здійснюватися перегрів пари, необхідний для роботи ТРВ та переохолодження рідкого холодильного перед ТРВ, що збільшить питому холодопродуктивність холодильного агенту. Термобалон вентиля необхідно кріпити після РТО по ходу руху парів холодильного агента, як показано на рис.2.

Використання електронної системи заповнення випарника холодильним (рис.3) агентом також дозволяє збільшити його активну робочу поверхню за рахунок:

- більш точного визначення стану пари, що виходить з повітроохолоджувача по 2 параметрам – тиску і температурі;

- збільшення точності вимірювання температури перегріву пари холодильного агенту;

- зменшення інерційності вимірювальних приладів та системи впорскування холодильного агенту в випарник.

За рахунок використання електронної системи заповнення охолоджуючих приладів холодильним агентом ступінь перегріву пари можна підтримувати на рівні $1 \div 2$ °С, що також підвищує активну поверхню охолоджуючих пристроїв.

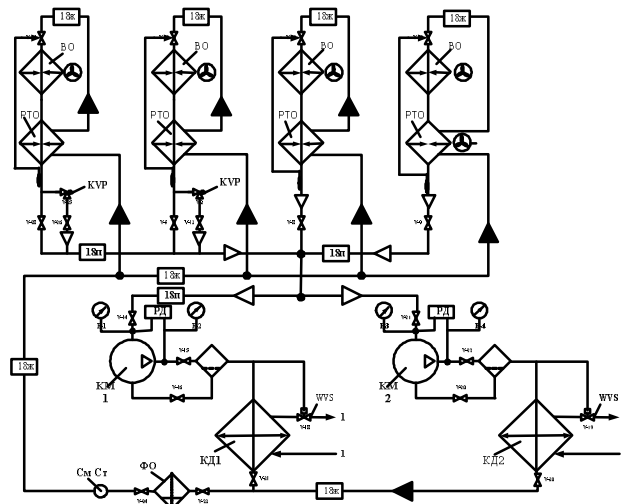


Рис.2 Схема холодильної установки з індивідуальними РТО і механічними ТРВ

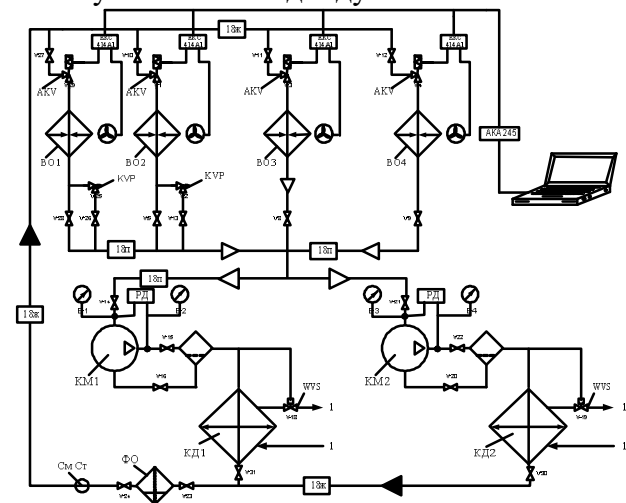


Рис.3 Схема холодильної установки з електронним керуванням системою охолодження

Досвід експлуатації холодильних установок показав, що для зниження енергетичних витрат холодильною установкою і поліпшення умов роботи низь-котемпературних охолоджуючих пристроїв необхідно своєчасно і якісно проводити відтавання снігової шуби з поверхні повітроохолоджувачів, для чого потрібно правильно встановлювати датчи температури, який контролює температуру поверхні охолоджуючих пристроїв.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. . Ольшамовский В.С., Гоголь Н.И. " Шлях зменшення енергоспоживання холодильним устаткуванням". "Обладнання та технології харчових виробництв": тематич. Зб. Наук. Праць, вип. 29, Донецьк, ДНУЕІТ ім.. М. Туга Барановського, 2012.
2. Термостатические расширительные вентили с МОР (MaxIMUM Operating Pressure), Данфосс INFO REFRIGERATION & AIR CONDITIONING DIVISION №2/2009

Мазурков О.З., Білий В.А., Лукашук Ю.В., кер. проф. Голіков В.А.
Національний університет “Одеська морська академія”

Підвищення ефективності систем кондиціонування внутрішніх приміщень судна

Суднові системи кондиціонування різноманітні, а тому відрізняються між собою складом і типами апаратів, машин та обладнання, схемами комбінацій апаратів відповідно до задач, які поставлені перед кожною системою.

Умовно, усі види систем класифікуються: за періодом року – літні, зимні, цілорічні, виходячи лише від загальних задач теплової обробки повітря; системами обробки повітря (СОП) -центральні, місцеві та змішані; за СОП - замкнуті, прямоточні, з'єднані; за призначенням - системи мікроклімату (СМ), комфортного кондиціонування повітря (СККП), технічного кондиціонування (СТКП); по методу обробки та розподілу повітря - центральні та місцеві (сухого, мокрого) системи кондиціонування повітря; групові, змішані, досконалі, автономні системи кондиціонування повітря; напівпровідниковими, компресорними, тепловим насосом, адсорбційні та абсорбційні системи; низько, середньою та високошвидкісні СОП [1].

Загальне підвищення ефективності повітря внутрішніх приміщень судна направлене на: багатофункціональність, швидкодію, спрямованість, простоту, оптимальне управління за структурою, економічністю, екологічністю та розподілом енергії між елементами систем кондиціонування [2].

Дослідження здійснене за наступною технологічною картою (рис.1.)

Метою роботи стало обґрунтування вибору методики моделювання тепломасообмінних процесів системного комфортного кондиціонування повітря LPG/С «Еріс Cosіса» в рейсі.

Науковою гіпотезою стала теза про те, що точність моделі повітря судна по каналах: температура, вологість газовий склад визначається ступенем її зашарашеності та якістю розподілу потоків повітря.

Головне завдання полягає у розробці методики моделювання статистики та динаміки повітряних потоків в судовій надбудові в середовищі Simulink програмного пакету MatLab.

Першою допоміжною задачею дослідження став аналіз підходів до динаміки моделювання повітря приміщень суднової надбудови.

Другим допоміжним завданням - моделювання процесів тепло масообміну у надбудові судна.

Третьою допоміжною задачею - конструктивне моделювання елементів припливного повітря надбудові.

Синтез головного завдання передбачає побудову схемних рішень моделей СКП надбудови, визначення статичних та динамічних характеристик одного приміщення.

Передбачалось імітаційне моделювання процесів тепло масообміну у одному приміщенні надбудови шляхом зрівняння результатів з проектними розрахунками.

Наукова значиність дослідження полягає у застосуванні розробленої методики для подальшого дослідження динаміки перехідних процесів у всій надбудові судна.

Практична цінність полягає у визначенні похибок теплового режиму роботи СКП газозова , яка складає $\pm 0,6^{\circ}\text{C}$ та її вологого режиму роботи, який складає $\pm 1,8\%$.

Наукове положення роботи передбачає необхідні кількісні та якісні показники комфортного кондиціонування газового складу повітря надбудови, а достатніми - наявність додаткового окремого фільтруючого пристрою для фільтрації приточного повітря надбудови.

Наукові завдання вирішувались методами абстрагування, аналізу, порівняння, синтезу, математичного та імітаційного моделювання.

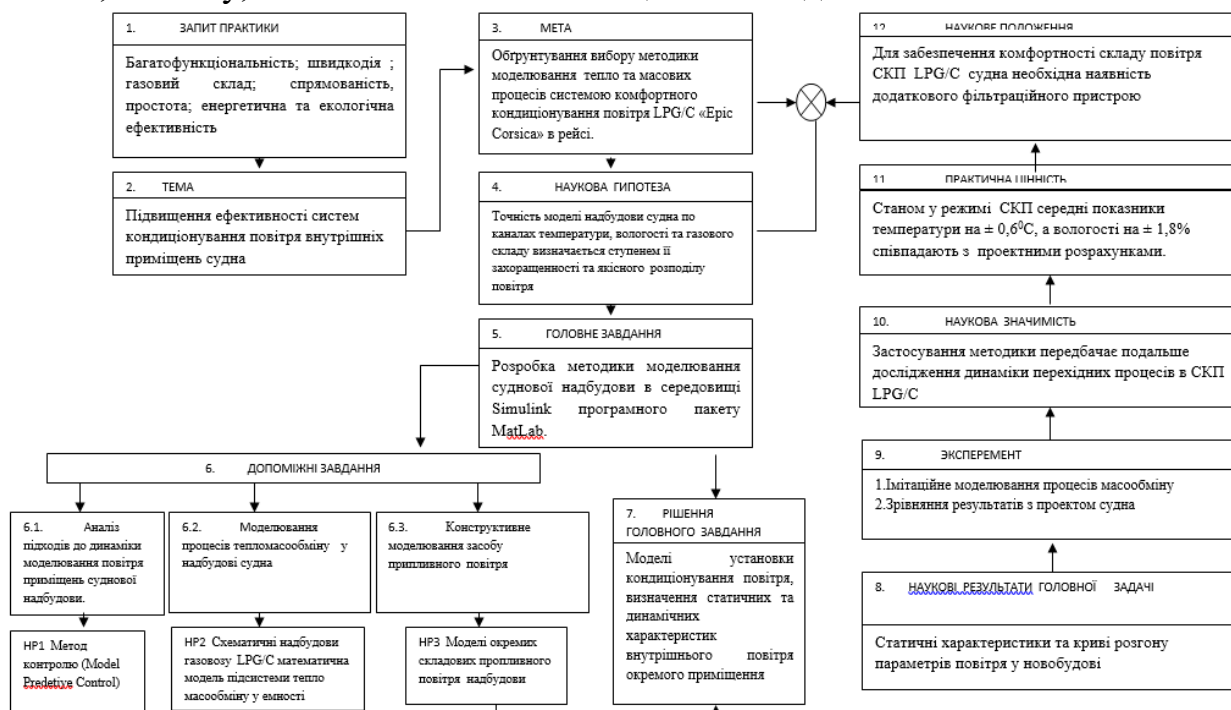


Рисунок 1. Технологічна карта дослідження на тему «Підвищення ефективності систем кондиціонування внутрішніх приміщень судна»

Запит практики Багатофункціональність; швидкодія ; газовий склад; спрямованість, простота; енергетична та екологічна ефективність.

Тема Підвищення ефективності систем кондиціонування повітря внутрішніх приміщень судна

Мета Обґрунтування вибору методики моделювання тепло та масових перемієн системою комфортного кондиціонування повітря LPG/C «Eric Corsica» в рейсі.

Наукова гіпотеза Точність моделі надбудови судна по каналах температури, вологості та газового складу визначається ступенем її захорашенності та якісного розподілу повітря.

Головне завдання Розробка методики моделювання суднової надбудови в середовищі Simulink програмного пакету MatLab.

Задачі аналіз підходів до динаміки моделювання повітря приміщень суднової надбудови.

моделювання процесів тепломасообміну у надбудові судна
конструктивне моделювання припливного повітря

Метод контролю (Model Predictive Control)

Схематичні надбудови газозову LPG/C математична модель підсистеми тепло масообміну у ємності

Моделі окремих складових пропливного повітря, надбудови

Рішення головної задачі

Моделі установки кондиціонера повітря визначення статичних та динамічних характеристик окремого приміщення

Науковий результат

Статичні характеристики та криві розгону параметрів повітря у новобудові

Experiment

Імітаційне моделювання процесів масообміну Зрівняння з проектом судна

Визначеність

Станом у режимі СКП середні показники температури на $0,9^{\circ}\text{C}$, а вологості на $1,8\%$ співпадають з проектними розрахунками.

Практична цінність

Застосування методики передбачає подальше дослідження динаміки перехідних процесів в СКП LPG/C

Наукове положення

Для забезпечення комфортності складу повітря СКП LPG/C судна необхідна наявність додаткового фільтраційного пристрою.

Висновки

Результатом дослідження є модель надбудови судна як багато-ємнісного об'єкта керування за каналами температури, вологості та газового складу повітря приміщень, синтезована з використанням суднової проектної документації. Модель надає можливість досліджувати динаміку температури, відносної вологості й тиску повітря та його газового складу у надбудові, окремих палубах та каютах.

Модель забезпечує відхилення розрахункової об'ємної витрати повітря від проектної менш ніж на 1% на всіх трьох палубах та у досліджуваному приміщенні.

Криві розгону зміни температури та відносної вологості внутрішнього повітря приміщень надбудови від збільшення об'ємної витрати

досліджувального повітря показують, що у сталому режимі середні показники тепло- та масообмін моделі відповідають проектним з точністю 0.6°C

для середньої температури надбудови та 1.8% - для середньої відносної вологості.

Подальше вдосконалення моделі передбачає врахування теплоємності та теплопередачі огорожувальних поверхонь приміщень, що дозволить моделювати процеси тепло- та масопередачі у повітрі суднової надбудови у всьому діапазоні зміни параметрів зовнішнього повітря та роботи суднової СКП.

Представлена методика може бути застосована для моделювання системи кондиціювання повітря та приміщень надбудови судна з використанням проектної документації, що зберігається у судновій технічній бібліотеці.

Отримані результати дозволяють прийняти розроблену методику у якості робочої з подальшою перевіркою адекватності розроблених моделей шляхом проведення натурних експериментів на борту досліджуваного судна.

ЛІТЕРАТУРА

1. Загоруйко В.О. Суднова холодильна техніка [текст], Загоруйко В.О., Голиков О.О.: підручник.-К.: «Наукова думка», 2002.- 575 с.
2. Голиков В. А. Научные основы управления микроклиматом судна [текст] / В. А. Голиков: монографія - Одеса: ОГМА – 1999. - 365 с.

УДК 621.431.7.03-523.8-048.78

Луканцов О.В., Білий В.А., кер. проф. Нікольский В.В.
Національний університет “Одеська морська академія”

Підвищення надійності системи подачі палива RT-Flex суднового малообертового дизельного двигуна

Інтелектуальний двигун забезпечує гнучкість в експлуатації шляхом заміни механічного приводу паливного насоса та випускного клапана на гідравлічні приводи з електронним управлінням. На додаток до цього, стало можливим повністю відмовитися від розподіленого валу за часом, використовуючи подібні системи для управління роботою клапанів та системи пуску повітря.

Вимоги до впливу двигунів внутрішнього згоряння на навколишнє середовище з міжнародними конвенціями, державами порту та прапора змушують розробників та дослідників шукати способи зниження викидів в атмосферу шкідливих речовин, таких, як тверді частинки, оксиди азоту, оксид вуглецю, вуглеводні, оксиди сірки. Перспективним шляхом зниження кількості шкідливих викидів від двигунів внутрішнього згоряння є вдосконалення обладнання подачі палива, , таких, як використання акумуляторних систем подачі палива, форсунок з електронним/електрогідравлічним управлінням, го-

могенізаторів палива, впорскування водню та аміаку, вдосконалення алгоритмів [1-3].

Два основні виробники двотактних двигунів розробили моделі без розподільного валу. Wärtsilä називають їх двигуном RT Flex, а MAN B&W - інтелектуальним двигуном ME-C. Обидва двигуни використовують електричні та двигунові осьові поршневі насоси для забезпечення тиску в сервомасляних рейках до 200 бар, який потім використовуються для впорскування палива та роботи випускного клапана. Крім того, MAN B&W використовує сервомасло для приводу блоків змащування циліндрів (система Alpha Lubricator).

У двигунах MAN B&W ME-C та ME-B [6] соленоїдний дозуючий клапан (клапан FIVA або ELFI) пропускає сервомасло під тиском у простір під гідравлічним поршнем приводу паливного насосу, який рухається вгору й підвищує тиск палива, що призводить до відкриття клапанів впорскування паливних форсунок. Щоб мати змогу точно дозувати впорскування палива, системи управління повинні знати кут нахилу кривошипа окремих агрегатів. Для цього на вільному кінці двигуна встановлені два датчики кута повороту вала. Ці датчики мають точність до $0,1^\circ$. Максимальний тиск і потужність в циліндрі постійно контролюється за допомогою тензорезисторів, вбудованих в головку блоку циліндрів, і комп'ютер автоматично компенсує скручування в колінчастому валу, коли співвідносить положення колінчастого вала з тиском у циліндрі. Система управління забезпечує повну гнучкість щодо початку та кінця уприскування та бере до уваги якість палива, час запізнювання між поданою командою на впорскування та фактичним впорскуванням й контролює його синхронізацією з обертанням валу (VIT).

Переваги системи безпосередньої дії з гідроприводом паливного насоса в порівнянні з акумуляторною системою:

- можливість забезпечити будь-яку форму характеристики подачі палива, що підвищує гнучкість в управлінні дизелем;
- менша кількість акумуляторів і, як наслідок, протікання палива і мастила.

Тема дослідження поставлена

Для підвищення надійності роботи паливної системи інтелектуального малообертового двигуна потрібно забезпечити її експлуатацію в режимі зниженого зносу зі збереженням оптимального закону подачі палива [7].

Мета роботи - збільшення міжремонтного інтервалу елементів паливної системи з одночасним збереженням високого теплового ККД згоряння палива, шляхом оптимізації алгоритми управління впорскуванням, *що є робочою гіпотезою*.

Використання гідроприводу виконавчого органу дозволяє отримувати великі перестановочні зусилля і високу швидкодію. Так, в акумуляторній системі застосовуються соленоїдні клапани, які забезпечують тільки два положення виконавчого органу і не дозволяють змінювати тиск палива протягом циклу, тим самим обмежуючи терміни законів подачі палива. При цьому

відбір потужності паливними і масляними насосами не перевищує 1,5 % потужності двигуна. У свою чергу, система подачі палива безпосереднього дії з гідроприводом паливного насоса, дозволяє задати будь-яку форму закону подачі палива, оптимізуючи робочий процес дизеля для роботи на різних режимах і в різних умовах, але при цьому відбір потужності масляними насосами від двигуна досягає 4,6 % його номінальної потужності.

Система управління двигунів цієї серії ME (рис. 1) має п'яти-рівневу структуру [8].

Багатоцільовий контролер MPC є уніфікованою апаратною платформою для наступних компонентів системи:

- блоків управління циліндрами – CCU;
- допоміжних блоків управління – ACU;
- блоків управління двигуном – ECU;
- блоки управління інтерфейсом двигуна – EICU.

В залежності від виконуваної функції у багатоцільовий контролер завантажуються відповідне програмне забезпечення. Функція кожного контролера у мережі і, відповідно, тип програмного забезпечення визначається апаратним ключем. Контролер має декілька цифрових та аналогових входів та виходів, які використовуються в залежності від його функції у системі.

Система управління включає один блок управління CCU на циліндр. Відповідно команд, отриманих від блоку управління двигуном, за допомогою соленоїдних дозувальних клапанів FIVA блок управління циліндром контролює:

- відкриття й закриття випускного клапану;
- випередження та тривалість впорскування палива;
- відкриття клапанів пускового повітря (SAV) при запуску двигуна.

Всі блоки управління двигуном ідентичні, і у випадку несправності CCU одного циліндра, лише цей циліндр буде автоматично виведений з експлуатації. Дефектний блок може бути замінений без зупинки двигуна, який негайно повернеться до нормальної роботи після заміни несправного блоку.

Головне завдання роботи полягає у виявленні можливості підвищення ефективності алгоритмів управління інтелектуальних систем малообертових дизелів. Це потребує вивчення закономірності подачі палива на різних режимах роботи з подальшою оптимізацією управління з тим, щоб забезпечити ефективну роботи двигуна за оптимальною характеристикою впорскування від «самого малого» ходу до перевантаження, так само як робота на задній хід і аварійне реверсування.

Головна відмінність паливних насосів інтелектуальних двигунів покоління – можливість роботи на важкому паливі. Плунжер паливного насоса обладнаний модифікованим ущільненням типу «парасолька» для запобігання попадання важкого палива в мастильну систему. Привідний поршень і плунжер паливного насоса простіші за конструкцією та взаємодіють за допомогою дії тиску палива на плунжер і тиском мастила на приводний поршень. Моментом початку й кінця ходу плунжера управляє тільки швид-

кодуючий пропорційний гідравлічний клапан, який управляється контролерною системою управління циліндра (рис. 2).

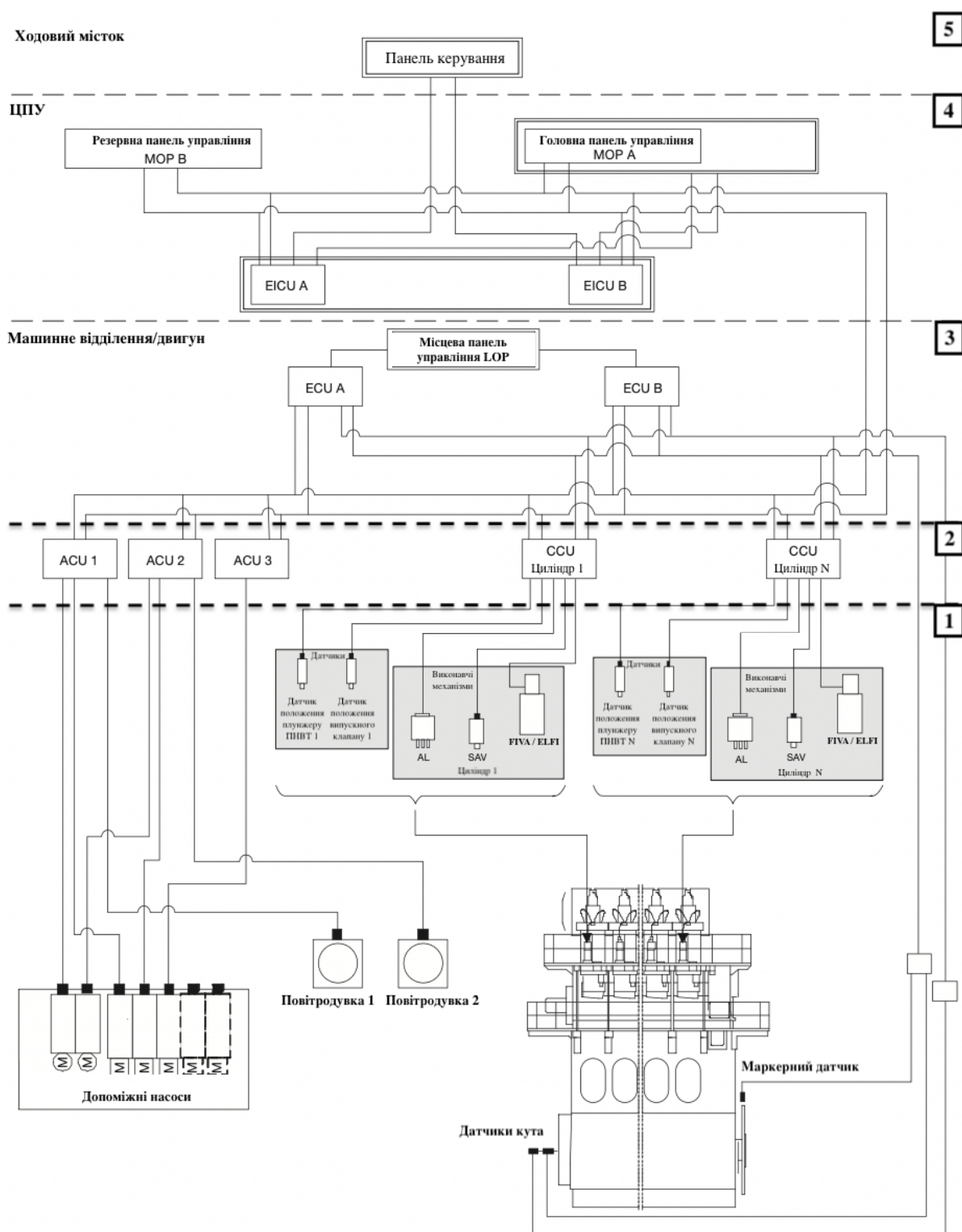


Рисунок 1 – Структурна схема системи управління інтелектуальними двигунами серії ME

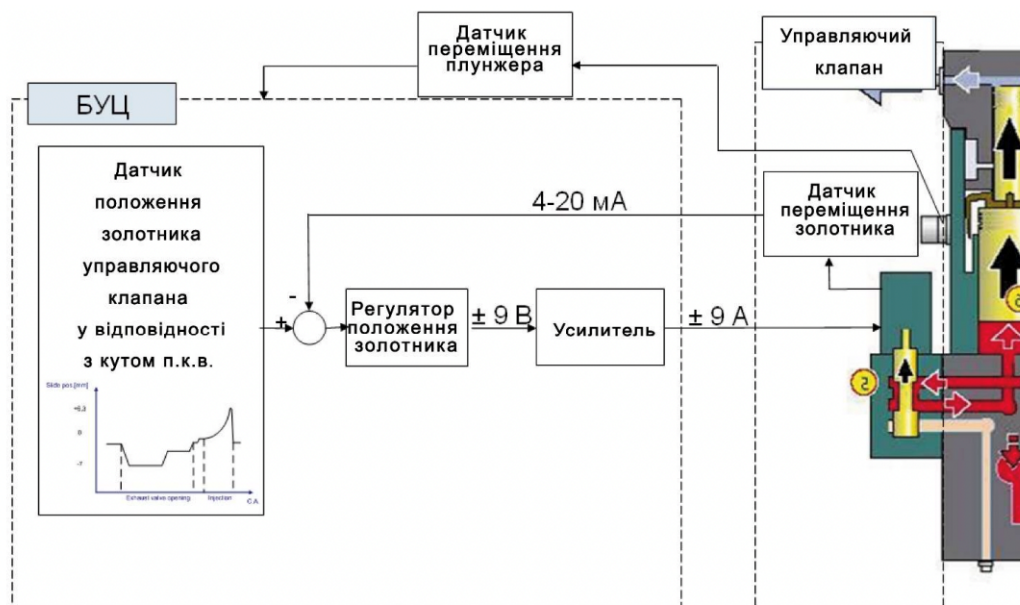


Рисунок 2 – Система управління швидкодіючим пропорційним клапаном

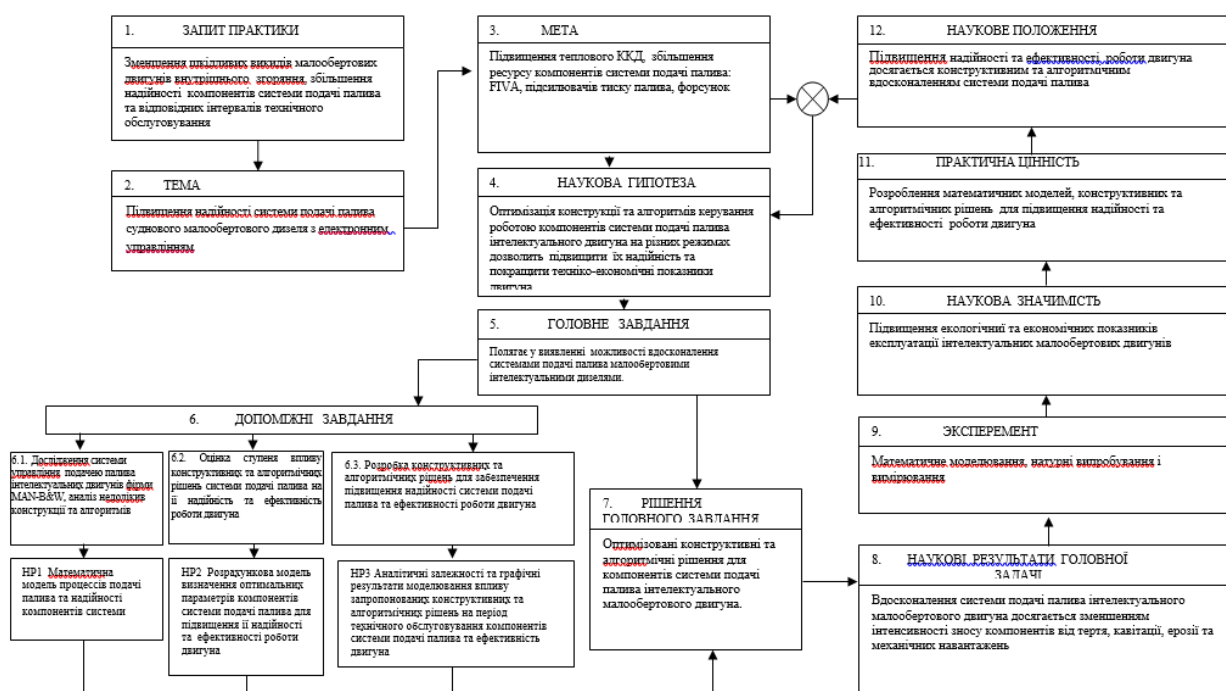


Рисунок 3. Технологічна карта дослідження на тему «Підвищення надійності системи подачі палива RT-Flex суднового малооборотового дизельного двигуна»

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания / И. В. Возницкий, А. С. Пунда. - М.: Моркнига, 2008. - 470 с.

Возницкий И. В. Топливная аппаратура судовых дизелей - конструкция, проверка состояния и регулировка / И. В. Возницкий. - СПб.: Файндер-плюс, 2005.- 133 с.

Конке Г. А. Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта / Г. А. Конке, В. А. Лашко. - М.: Машиностроение, 2005. - 512 с.

Оженко Є. М. Методи, моделі та засоби покращення системи подачі палива суднового дизеля на базі п'єзоелектричних перетворювачів: дис. на здоб. наук. ступ. канд. техн. наук: спец. 05.13.05 «Комп'ютерні системи та компоненти» / Є. М. Оженко – 2018

WÄRTSILÄ RT-flex50 TECHNOLOGY REVIEW / Режим доступа: <http://www.engine.od.ua/ufiles/Wartsila-20041.pdf>

Introduction to the ME Engine / MAN Diesel PrimeServ Academy

Varbanets, R.; Karianskiy, A. Marine diesel engine performance analyze. J. Pol. CIMAC 2012, 7, p. 269–275.

Голіков В. А., Нікольський В. В., Нікольський М. В., Білий В. А. Системи управління судовими інтелектуальними двигунами внутрішнього згоряння / В. А. Голіков, В. В. Нікольський, М. В. Нікольський, В. А. Білий. НУ «ОМА», центр «ВидавІнформ», 2021. - 157 с.

УДК 629.5.04.:629.5.048

Лапшин С.В., Білий В.А., кер. проф. Нікольський В.В.
Національний університет “Одеська морська академія”

Вдосконалення системи подачі палива в судовому середньообертовому двигуні

Wärtsilä була першою в застосуванні комп'ютерно-керованих систем уприскування палива Common Rail, що працюють на важкому паливі. Розробки для середньооберткових двигунів почалися з 1997 року [1].

Систему впорскування палива Wärtsilä з Common Rail часто називають двоступінчастою системою інжекторів, оскільки тиск у рейки не застосовується до гнізда форсунки протягом періоду між уприскуваннями. Найважливішою частиною системи CR є форсунка. Система розроблена з потрібною функцією безпеки, щоб запобігти потраплянню палива в простір згоряння, коли цього не повинно бути. Рух голки форсунки контролюється тиском палива в форсунці та тиском, що діє на притискний поршень, який за певних умов безпеки утримує сопло закритим. Потік палива до форсунки двоступеневої форсунки контролюється човниковим клапаном, що приводиться в дію керуючим мастилом, який, у свою чергу, управляється електромагнітним клапаном.

Паливна система Common Rail, розроблена Wartsila для середньооберткових двигунів на важкому паливо, є модульною, із загальними компонентами, призначеними для обслуговування двигунів з номерами циліндрів від 4 до 18. Розвиток стимулювався зростанням тиску ринку, особливо від пасажирського тоннажу, для відсутності видимих викидів диму за жодних обставин.

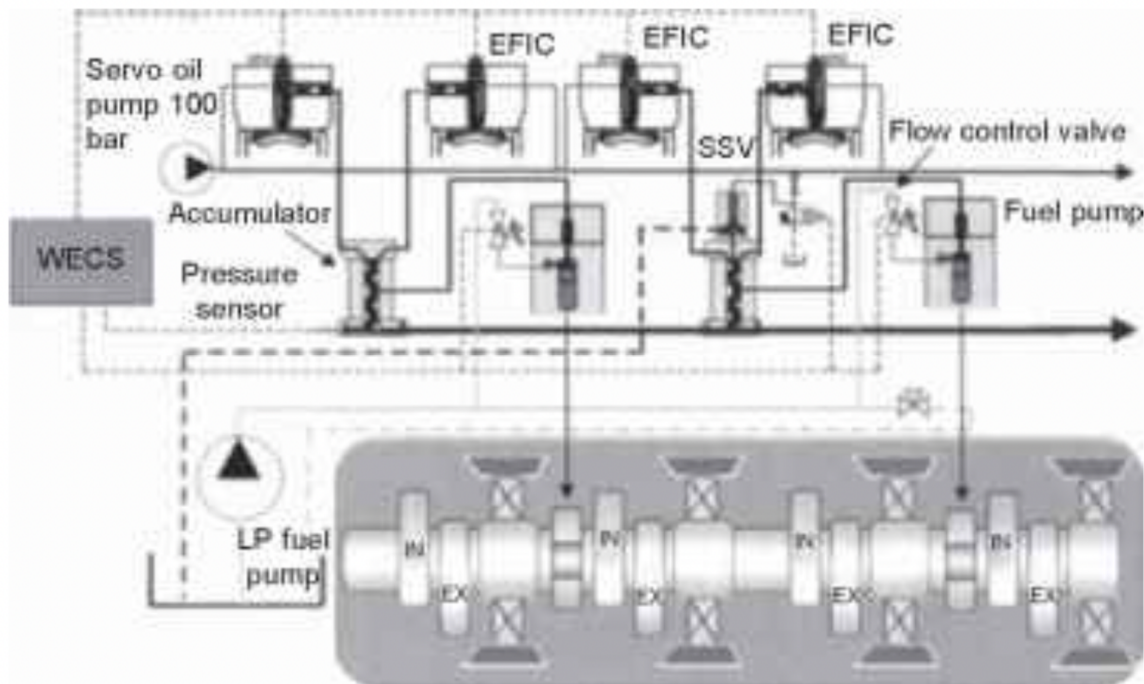


Рисунок 1 – Паливна система Common rail середньообертових двигунів Wartsila

Система Common Rail Wartsila заснована на насосі під тиском і паливному акумуляторі на кожні два циліндри, серії акумуляторів, з'єднаних між собою трубопроводами малого отвору. З'єднання від кожного акумулятора живлять форсунки двох циліндрів (у двигунах з непарною кількістю циліндрів встановлюється додатковий акумулятор з підключенням до одного циліндра).

Зарядження Common Rail контролюється шляхом регулювання об'єму палива, що надходить у насосну камеру; це здійснюється за допомогою клапана регулювання потоку. Сам клапан регулювання потоку обертається поворотним соленоїдом, який має датчик зворотного зв'язку положення для виявлення несправності перед запуском двигуна або під час роботи двигуна.

Кожен акумулятор, жорстко закріплений на блоці двигуна, отримує паливо від насоса високого тиску, зберігає його під високим тиском і розподіляє по форсункам. Запобіжники потоку, розташовані на виходах від акумулятора до форсунки, обмежують кількість палива, яке можна передати від акумулятора до форсунки, якщо останній не працює.

Головна причина вибору такої системи полягає в тому, що шляхом розподілу об'ємів палива в кількох акумуляторах виключається ризик хвиль тиску в Common Rail. З точки зору безпеки перевагою є те, що паливо високого тиску знаходиться лише в тій же зоні, що й у звичайному двигуні. Також перевагою є економічність: система використовує розподільний вал, який все одно є для приводу клапанів. Насоси приводяться в рух розподільним валом з двома кулачками, причому один насос призначений для кожні два циліндри двигуна; Наповнення насоса здійснюється всмоктуванням, що контролюється лінійними електромагнітними клапанами. Клапан регулювання всмоктування побудований як модуль разом з соленоїдом.

Система впорскування палива, керована комп'ютером, відкриває можливості для оптимізації роботи двигуна завдяки свободі вибору ключових параметрів: часу уприскування; тиск уприскування не залежить від частоти обертання двигуна; максимальна кількість впорскування залежить від тиску наддувного повітря та швидкості обертання; оптимізований впорскування під час запуску; та оптимізований час уприскування під час збільшення навантаження.

У системі Common Rail більше немає вимоги закачувати паливо до інжектора безпосередньо в межах типового діапазону 6-10 мікросекунд; це сприяє зменшенню шуму механічного приводу та споживаної енергії приводу. Взаємозв'язане розташування акумулятора зменшує здатність до міграції пульсації вздовж рейки. Крім того, рейкові компоненти жорстко закріплені на блоці двигуна, що зменшує ризик протікання трубопроводів. Кожен акумулятор підключений безпосередньо до двох форсунок, і кожен трубопровід містить гідравлічний запобіжник потоку з міркувань безпеки; кожен акумулятор також містить датчик тиску. Технологія Common Rail сприяє роботі двигуна з високим тиском уприскування при будь-яких навантаженнях і є передумовою ідеального згоряння без диму. Двигуни з електронним керуванням можуть бути профільовані для роботи з різними режимами контролю впорскування палива для оптимізації роботи з конкретними типами палива, застосуванням навантаження та вимогами до викидів.

Хоча законодавство щодо викидів різниться в різних юрисдикціях, технологія CR дозволяє знизити викиди NOx до бажаного рівня. Двигуни можуть бути оптимізовані для бездимної роботи, зменшення NOx або для економії при роботі на паливі з високим або низьким вмістом сірки або мікроемульсійним паливом. Викиди твердих частинок також можна контролювати та вивчати за допомогою системи CR.

Надійність і довговічність компонентів системи Common Rail двигунів, що знаходяться в експлуатації, виявилися на одному рівні зі звичайним обладнанням дизельних двигунів, акумулятори показали себе дуже добре. Wärtsilä створив систему трубопроводів з подвійними стінками із запатентованою вдосконаленою системою виявлення витоків, у якій усі свердління сигналізації про виток розташовані в «кільце сигналізації» на акумуляторі.

Кавітація може бути ризиком у будь-якому ТНВД [3,4], особливо в нових конструкціях, але сервісні перевірки показали, що спрощений елемент насоса CR повністю позбавлений кавітації та зносу. Досвід показує, що термін служби насоса буде набагато довшим, ніж у звичайного ТНВД.

Досягнення терміну служби насоса двигуна з CR відповідно до призначеного періоду капітального ремонту продиктовано подальшим розробкою впускного зворотного клапана. Якщо цей компонент починає працювати погано, стабільність системи наповнення рейок може бути порушена.

Коли починається такт накачування, впускний зворотний клапан має низький тиск подачі палива (зазвичай 7-10 бар). При швидкому накопиченні тиску в насосній камері зворотний клапан з великою швидкістю вдаряється в

своє сидло, що призводить до зносу після тривалої роботи. Надмірне зношування може призвести до дроселювання маршруту наповнення. Рішення було знайдено, використовуючи більшу площу поверхні сидіння та новий наскрізно загартований матеріал.

Іншим проблемою стало застрягання клапанів під час підняття тиску в рейці. Це викликало імпульси тиску, які порушують наповнення сусідніх насосів і, таким чином, впливають на наповнення та зарядку насоса. Заклинювання клапана можна виявити за зміною температури в насосі. Дефект був усунений зміною зазорів клапанів і збільшенням навантаження на поворотну пружину, що впливає на початок зворотного ходу клапана.

Механізмами зносу сидіння човника є ерозія потоку (в основному в результаті часток у паливі) і вплив закриття сидіння; якість фільтрації палива для систем Wärtsilä CR становить 10 мікрон. Незважаючи на те, що сталеві човники покриті карбонітридом титану, твердий шар дуже тонкий, і від удару від закриття клапана він зношується. Знос поширюється з часом, але термін служби до досягнення межі все ще перевищив 10 000 годин. Збільшення твердості матеріалу надає човнику додаткову зносостійкість, якої повинно вистачити на термін служби до 30 000 годин. Перевірка після понад 9000 годин роботи виявила, що остання конструкція човникового клапана перебуває у відмінному стані. Форсунка також була в подібному стані, без кавітацій. Інтервал обслуговування та термін служби форсунки довший, ніж у їхніх звичайних аналогів.

Подальший розвиток технології CR заснований на поділі впорскування на кілька етапів. У цій області було проведено суттєву оптимізацію і досягнуто багатообіцяючих результатів. З кількома картами впорскування можна використовувати пост-уприск, щоб знову знизити рівень диму з низьким навантаженням, що призводить до покращення споживання палива при високих навантаженнях і такого ж рівня диму при низьких навантаженнях, що й двигун CR з оптимізованим за димом двигуном.

Новий двигун Wärtsilä 50DF застосовує трипаливну технологію вбудовану в надійний і добре випробуваний двигун Wärtsilä 46. Wärtsilä 50DF призначений для забезпечення високої продуктивності, низького рівня викидів, високої ефективності і високої надійності. Функції двигуна контролюються розширеною системою автоматизації, що дозволяє забезпечити оптимальні умови роботи, які встановлюються незалежно від умов навколишнього середовища або якості палива. Впорскування газу і пілотного палива контролюються електронним способом. Це забезпечує правильне співвідношення повітря-паливо встановлюється для кожного циліндра окремо і дозволяє впорскувати мінімальну кількість пілотного палива для забезпечення безпечного та стабільного горіння [7].

Тема дослідження поставлена

Для підвищення надійності роботи паливної системи інтелектуального середньообертового двигуна потрібно забезпечити її експлуатацію в режимі зниженого зносу зі збереженням оптимального закону подачі палива.

Мета роботи - збільшення міжремонтного інтервалу елементів паливної системи з одночасним збереженням високого теплового ККД згоряння палива, шляхом оптимізації алгоритми управління впорскуванням, що є **робочою гіпотезою**.

Головне завдання роботи полягає у виявленні можливості підвищення ефективності алгоритмів управління інтелектуальних систем малообертових дизелів. Це потребує вивчення закономірності подачі палива на різних режимах роботи з подальшою оптимізацією управління з тим, щоб забезпечити ефективну роботу двигуна за оптимальною характеристикою впорскування від «самого малого» ходу до перевантаження, так само як робота на задній хід і аварійне реверсування.

Автоматизація для сучасних двигунів Wärtsilä з Common Rail включає систему контролю уприскування та тиску в рампі, яка включена в стандартну систему сигналізації та моніторингу двигуна.

Нова система автоматизації Unified Controls (UNIC) Wärtsilä для двигунів CR дозволяє використовувати після вприскування. Ця установка має ефект зменшення диму завдяки підвищеній температурі в камері згоряння під час процесу окислення сажі та кращому захопленню повітря розпиленням палива через період затримки під час уприскування.

Система управління двигуном Wartsila (WECS) [8] регулює систему Common Rail, відстежуючи декілька параметрів системи; він також контролює тиск палива в рампі та кількість впорскування та час відповідно до визначених карт. Соленоїди не відповідають за весь контроль; моторне масло під тиском використовується для досягнення необхідних зусиль в форсунках і зупинкових соленоїдах.

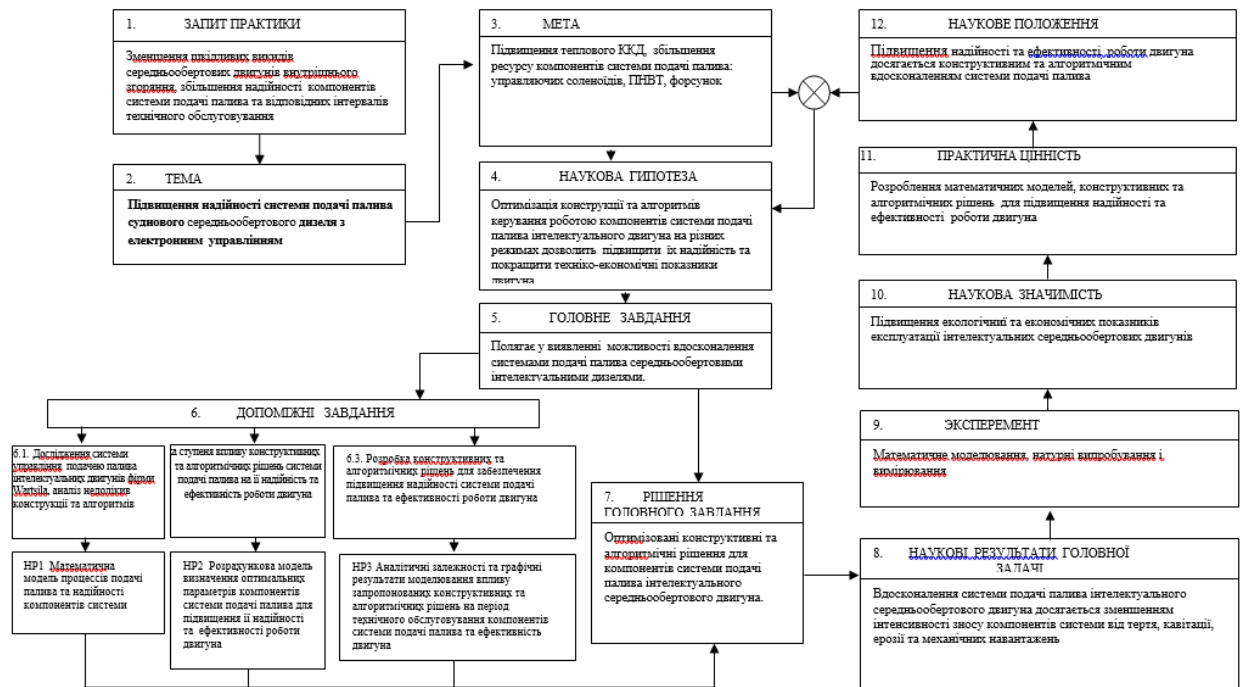


Рисунок 2. Технологічна карта дослідження на тему «Вдосконалення системи подачі палива в судновому середньообертовому двигуні»

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Wartsila engines with Common Rail injection / Режим доступа: <https://www.wartsila.com/media/news/03-03-2003-first-wartsila-32-engines-with-common-rail-injection>
2. Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания / И. В. Возницкий, А. С. Пунда. - М.: Моркнига, 2008. - 470 с.
3. Возницкий И. В. Топливная аппаратура судовых дизелей - конструкция, проверка состояния и регулировка / И. В. Возницкий. - СПб.: Файндер-плюс, 2005.- 133 с.
4. Конке Г. А. Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта / Г. А. Конке, В. А. Лашко. - М.: Машиностроение, 2005. - 512 с.
5. Лисенко В. Є. Комп'ютерно-інтегрована система подачі газу в судновий дизель-генератор за допомогою п'єзоперетворювачів: дис. на здоб. наук. ступ. канд. техн. наук: спец. 05.13.05 «Комп'ютерні системи та компоненти» / В. Є. Лисенко – 2020
6. Varbanets, R.; Karianskiy, A. Marine diesel engine performance analyze. J. Pol. CIMAC 2012, 7, p. 269–275.
7. WÄRTSILÄ 50DF ENGINE TECHNOLOGY Режим доступа: <https://cdn.wartsila.com/docs/default-source/Power-Plants-documents/w%C3%A4rtsil%C3%A4-50df.pdf>
8. Голіков В. А., Нікольський В. В., Нікольський М. В., Білий В. А. Системи управління судновими інтелектуальними двигунами внутрішнього згоряння /

В. А. Голіков, В. В. Нікольський, М. В. Нікольський, В. А. Білий. НУ
«ОМА», центр «ВидавІнформ», 2021. - 157 с.

Матеріали
науково-технічної конференції молодих дослідників
"Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт",
17.11.2021.

Підписано до друку 5.12.2018. Формат 60×84/16.
Обл.-вид. арк. 9,85. Тираж 100. Зам. № И14-12-29.

НУ «ОМА», центр „Видавінформ”
Свідоцтво ДК № 1292 от 20.03.2003
65029, г. Одеса, вул. Дідрихсона, 8
тел./факс: (0482) 34-14-12
publish@ma.odessa.ua